
**Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**



Матеріали

**IV Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Створення, експлуатація і ремонт
автомобільного транспорту та
будівельної техніки»
26 листопада 2020 р.**

Полтава 2020

Матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (26 листопада 2020 року, м. Полтава) / ред.: М.М. Нестеренко – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2020. – 80 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях IV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 26 листопада 2020 року в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» у м. Полтаві).

Збірник призначений для інженерних та науково-педагогічних працівників, аспірантів і студентів старших курсів.

Матеріали видаються відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та механотроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 19.11.2020 р., протокол № 7.

Відповідальний за випуск – в.о. завідувача кафедри будівельних машин та обладнання, к.т.н., доцент Орисенко О.В.

Редакційна колегія:

О.В. Орисенко – к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних машин та обладнання – головний редактор;

М.М. Нестеренко – к.т.н., доцент кафедри будівельних машин та обладнання.

Матеріали друкуються в авторській редакції.

© Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2020
© Автори статей, 2020

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментально досліджено та визначено динамічні та енергетичні параметри вібраційної машини при врахуванні технологічного навантаження, яким являлася бетонна суміш. Для вимірів параметрів та характеристик використані датчики тиску та переміщення. Була здійснена оцінка впливу технологічного навантаження в режимах початкового та сталого режиму роботи вібраційного майданчика. Виявлена ступінь зміни амплітуд коливань машини та бетонної суміші при її ущільненні. Отримані результати використані при створенні алгоритму та методики розрахунку режимів, параметрів та часу ущільнення бетонної суміші. Розроблені рекомендації були впроваджені на виробництві для формування плоских залізобетонних виробів.

На рис. 1 наведена зміна амплітуди коливань A рухомої рами віброплощадки на завершальній стадії процесу ущільнення бетонного шару різної товщини залежно від кутової частоти вимушених коливань ω при осіданні конуса суміші $O_k=3,5-4$ см.

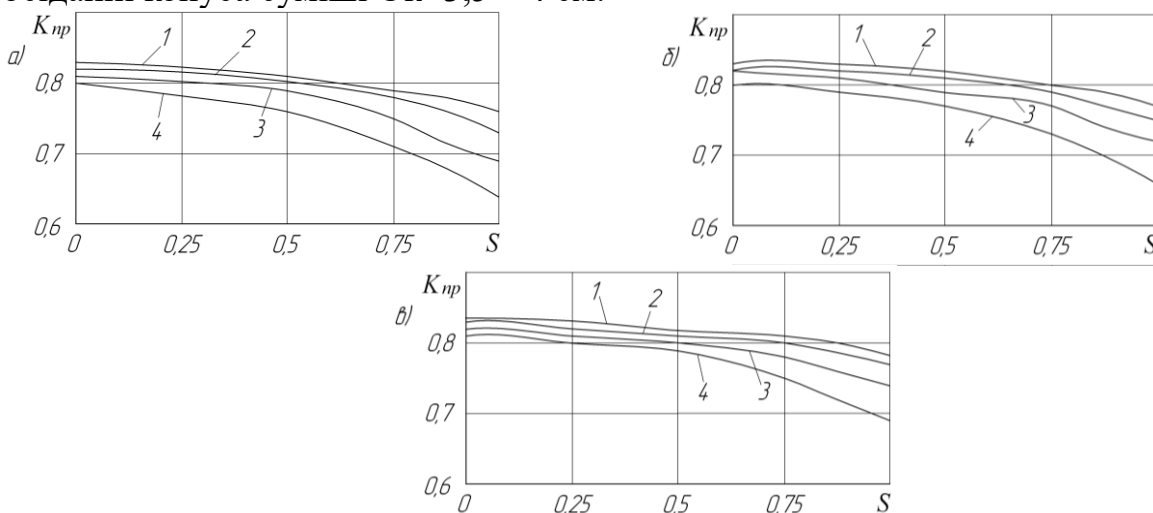


Рисунок 1 – Зміна коефіцієнта приєднаної маси K_{np} бетонної суміші залежно від коефіцієнта відносної пластичної деформації S при товщині ущільнюваного шару $H = 10$ см для сумішей: а) з осадкою конуса $O_k=3,5-4$ см; б) із жорсткістю $Ж=30$ с; в) із жорсткістю $Ж=60$ с; при частотах коливань рухомої рами віброплощадки: 1 – $\omega=292$ с⁻¹; 2 – $\omega=256$ с⁻¹; 3 – $\omega=219$ с⁻¹; 4 – $\omega=182,5$ с⁻¹

ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В УМОВАХ БУДІВЕЛЬНОГО МАЙДАНЧИКА ЗА ДОПОМОГОЮ КОМПЛЕКТІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОБЛАДНАННЯ

Використання технологічних комплектів малогабаритного обладнання, яке дозволяє комплексно увесь цикл робіт в умовах будівельного майданчика, є дуже актуальною проблемою в сучасному будівництві.

До такого обладнання слід віднести:

– двопоршневі розчинобетанососи прямоточні та противоточні із шаровими та тарілчастими клапанами, які можуть працювати на бетонних сумішах різної рухомості та призначення з максимальним розміром заповнювача до 20 мм;

– бетонозмішувачі нового покоління, які працюють у каскадному режимі і які за короткий час дозволяють готувати суміші різного призначення: рухомі і малорухомі, фібробетонні та сухі, з легким заповнювачем і холоднотвердіючі для ливарного виробництва та ін.;

– обладнання для приготування фібробетонних сумішей в умовах будівельного майданчика з виконанням повного робочого циклу при сумісництві усіх технологічних операцій у часі, починаючи від нарізання фібрових елементів до приготування та транспортування сумішей;

– обладнання для приготування сухих будівельних сумішей, до якого слід віднести тривальний бетонозмішувач, бетонозмішувач гравітаційно-примусової дії, турбулентний двомоторний змішувач – машини, що працюють у каскадному режимі;

– робочі сопла з кільцевим насадком нової конструкції для виконання робіт способом мокрого торкретування з максимальним відскоком від поверхні, що обробляється, 5...10 % [1];

Технологічні комплекти малогабаритного обладнання створені на базі вищевказаних машин та обладнання, які після свого початкового конструктивного рішення і впровадження при виконанні ремонтних робіт на будівельних об'єктах пройшли удосконалення, що дозволило розширити галузі їх використання. Крім того, створення на їх основі технологічних комплектів дозволяє значно поліпшити організацію робіт, скоротити час робочого циклу та підвищити ефективність експлуатації такого обладнання.

Крім технологічних комплектів вказаного обладнання розроблено новий технологічний комплект обладнання із двомоторним турбулентним змішувачем для приготування сухих будівельних сумішей, який може бути рекомендованим для впровадження у будівництво безпосередньо для виконання невеликих об'ємів робіт в умовах будівельного майданчика.

Таким чином, при різних комбінаціях вище приведеного обладнання, технологічні комплекти, як показав досвід їх використання, ефективно працюють на будівельних майданчиках різних галузей будівництва; використовуючи слідуєчі роботи:

- громадське та промислове будівництво;
- гідротехнічне будівництво;
- ремонтні роботи;
- реконструкція діючих будинків та споруд;
- бетонування підлог, сейфів;
- безопалубочне бетонування нетрадиційних конструкцій та споруд;
- приготування бетонних сумішей різної рухливості та призначення;
- використання обладнання в ливарному виробництві.

*О.С. Васильєв, к.т.н., доцент,
Ю.Ю. Пустовіт, аспірант,
кафедра будівельних машин і обладнання,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,*

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ДРІБНИХ БЕТОННИХ ВИРОБІВ

Зовнішній вигляд міста включає в себе різні компоненти, одним із яких є тротуарна плитка [1].

Різноманітність форм, способів укладки, текстур, імітуючих благородний натуральний камінь – це все можливості якісної тротуарної плитки [2, 3].

Бруківка може бути виготовлена з різних матеріалів. Найбільш популярний - це бетон, який є простим у виробництві та вироблена бетонна плитка витримує великі навантаження [4, 5, 6].

Технологія виготовлення тротуарної плитки полягає в змішуванні цементу, заповнювача та води [7, 8, 11]. Доволі проста технологія виготовлення, але існує декілька основних методи виробництва, а саме:

- вібролиття;
- гіперпресування напівсухих сумішей;
- вібропресування напівсухих сумішей.

Метод вібролиття оснований на тому, що пластикова форма наповнюється бетоном і ставиться на віброприлад. Далі, протягом деякого часу форма з бетоном піддається впливу вібрації, поки не утрамбується бетон. Наступний етап – пластикову форму знімають зі вібростолу і витримують форму близько 12 годин, після чого з неї дістають готову тротуарну плитку [9].

Метод гіперпресування напівсухих сумішей полягає в тому, що для ущільнення бетонної суміші застосовують дуже високий тиск без вібрації. Тиск становить від 150 до 250 кг/см² поверхні і може відрізнятись в залежності від сировини. Основним обладнанням є гіперпрес - це гідравлічний прес з односторонньою або двосторонньою дією. Односторонні преси мають один циліндр, який приводить в дію пуансон. Двосторонні преси мають 2 циліндра і ущільнення сировини проводиться між двома пуансонами - верхнім і нижнім [10].

Вібропресування напівсухих сумішей об'єднує попередні два методи два в одному – вібролиття та гіперпресування. Тобто, на станину, яка весь час вібрує кладуть прес-форму з бетонною сумішшю. Після чого на неї починає давити віброуючий пуансон (деталь зворотна матриці, що ідеально точно входить в неї) і тисне до максимального ущільнення бетонної суміші. Пізніше матриця і пуансон піднімаються, а на піддоні ми отримуємо готовий виріб. Це високопродуктивний метод і допускає високий ступінь автоматизації виробництва тротуарної плитки.

Використання вібропресування, як методу виготовлення дрібних бетонних виробів дозволяють відтворити такі характеристики:

- міцність при стисканні: 300-400 кг/см²;
- термін служби виробу від 25 років;
- морозостійкість: F 200-300;
- водопоглинання: 0,5% від обсягу;
- зносостійкість (на стирання): 0,3 г/см².

Отже готові бетонні вироби мають чітку геометричну форму, що полегшує роботу при будівництві та укладанні тротуарних доріжок. Вироблена цим методом плитка має шорстку поверхню. Методом вібропресування, при використанні бетонних сумішей різного складу виготовляють широкий асортимент продукції: різноманітні блоки [декоративну цеглу](#), різноманітні [декоративні аксесуари](#), і навіть такі предмети благоустрою, як квітники чи урни.

Література

1. *Онищенко А.Г. Комплексная механизация трудоемких работ в сельском строительстве: Справочник. / А.Г. Онищенко, М.Н. Рябов, Б.Ф. Драченко – К.: Урожай, 1991. – 216 с.*
2. *Будівельна техніка: Навч. посібник / [В.Л. Баладінський, О.М. Лівінський, Л.А. Хмара та ін.] – К.: Либідь, 2001. – 368 с.*
4. *Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів. Конструкції та основи експлуатації / І.І. Назаренко. – К.: Вища шк., 2004. – 590 с.*
5. *Емельянова И.А. Особенности приготовления малоподвижных строительных смесей в бетономесителях с горизонтальными лопастными валами / И.А. Емельянова // Бетон и железобетон. – Санкт–Петербург: Славутич, 2008. – Вып. 47. – С. 195–200.*
6. *P.F.T.-Putzmaschine GX: Die sensationelle innovation für Maschinenputze // Baumasch., Baugerät, Baustelle. – 1985. – №9. – P. 390.*
7. *Maschinelle Putztechnik für mehr Produktivität // Baugewerbe. – 1990. – № 13-14. – S.18, 23–25 (нем).*
8. *Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.*
9. *U.S.Patent 4 036 564 US. Int. Cl. F 04 B 17/00, 19/02, 15/02. Concrete Pumping Apparatus / John A. Richards. – №167959; 02.08.1971; 19.07.1977. – P. 7.*
10. *U.S.Patent 4 407 436 US. Int. Cl. F 04 B 19/12. Metering and/or Feeding Device for Materials / John T. Broodfoot. – №352126; 25.02.1982; 4.10.1983. – P. 4.*
11. <https://rusyn-o.lviv.ua/article/vygotovlennja-brukivky>.

Є.А. Васильєв, к.т.н., доцент,
Р.А. Леднік, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИННИХ СУМІШЕЙ ІЗ МОЖЛИВІСТЮ РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ

В сучасному будівництві вже набирають популярності невеликі комплекси і забудови невеликих масштабів. А також при проведенні ремонтних робіт не уникнути напівчистового або чистового процесу штукатурення. Тому як при будівництві, так і при ремонтних роботах, недоцільне використання дорогих установок для пневматичного нанесення розчинних сумішей з високою продуктивністю[1]. Отже більш технологічним є використання установок низької та середньої продуктивності.

З метою визначення характерних недоліків існуючих способів пневматичного нанесення сумішей на поверхні стін, а також для удосконалення процесу, проводився технічний аудит[2]. Одними із самих проблемних моментів є значна ціна установок, а також відсутність можливості регулювання інтенсивності нанесення розчинів.

Як альтернативу штукатурних станцій високої продуктивності, можна розглянути установки «Хоппер-ківш» який все частіше використовують як для «домашнього» використання, так і для промислового. Прототип першого пневмоковша з'явився ще в далекому 1950 році в Італії, її автор Пуало Дессетто, а перша назва установки була «ТИГР» і до нашого часу конструкція не набула істотних змін[3]. Дані установки дозволяють вирішити такі проблеми ручного нанесення розчинів на стіни і стелі:

- трудомісткість процесу;
- низька продуктивність;
- високий вплив людського фактору.

На основі конструкції установки «Хоппер-ковш» ми пропонуємо встановлення додаткового клапану для можливості регулювання подачі розчину, що призведе до більш комфортної роботи і менших втрат розчину у кутах та важкодоступних місцях. Конструктивно сам клапан представляє трійник, із двома отворами одного діаметру, і третім суттєво більшим. Тобто $\phi_1 = \phi_2$; $\phi_3 > \phi_1, \phi_2$.

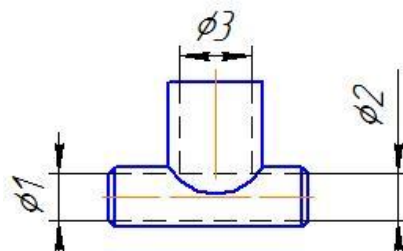


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд трійника

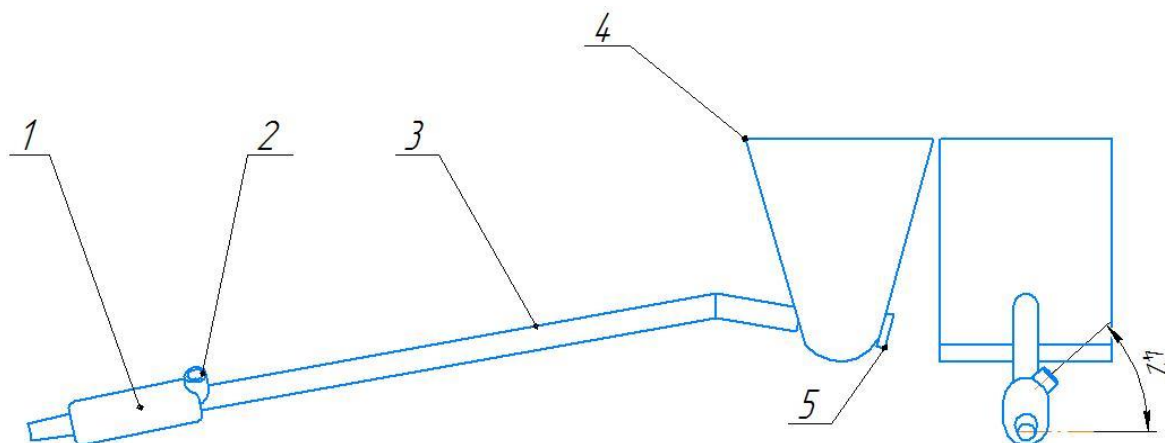


Рисунок 2 – Конструкція «Хоппер-ковша» із встановленим клапаном.

Принцип роботи установки із запропонованою нами модифікацією наступний. Ми підключаємо шланг від компресора до рукоятки поз. 1 і подаємо тиск із компресора. В неробочому положенні клапан повністю відкритий і повітря виходить через нього. Після цього, заповнивши місткість для розчину, ми готові до роботи. Підійшовши до поверхні, яку потрібно оштукатурювати, тримаючи «Хоппер-ківш» обома руками за ручку та рукоятку, приступаємо до процесу нанесення. Закриваючи клапан поз. 2 пальцем руки, яка знаходиться на рукоятці, ми плавно збільшуємо тиск і, відповідно, подачу, і можемо його регулювати щільністю прилягання пальця до клапану.

Висновки. Аналіз існуючих методів пневматичного нанесення розчинів привів нас до спрощеної конструкції установки. Нами було знайдено працездатний спосіб нанесення, який із нашими модифікаціями показав гарні результати. Модифікована установка «Хоппер-ківш» також вирішує проблеми, існуючі в установках пневматичного нанесення розчинів високої продуктивності, такі як неможливість регулювання подачі нанесення розчинів та суттєво зменшує собівартість установки. Вона має менші габарити, що спрощує роботи в невеликих приміщеннях та переміщення установки між об'єктами. Дослідження показало простоту і надійність в роботі.

Література

1. ФрейХансйорг, Херрманн Август, КраузевицГюнтери др. // Справочникстроителя. Строительнаятехника, конструкции и технологии, 2007. – 342 с.
2. Лівінський О.М. // Опоряджувальні роботи: Матеріали, технологія і організація робіт, засоби механізації: Підручник. – К.: 2010. – 540 с.
3. PrenticeHall // ConstructionEquipmentManagement, 1998. – 357 р.

*М.О. Клименко, к.т.н., доцент,
М.М. Делембовський, к.т.н., доцент,
Київський національний університет будівництва і архітектури*

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІТЧИЗНЯНИХ ЦЕМЕНТНИХ ЗАВОДІВ

Цемент є одним з основних матеріалів у будівельній галузі. Компоненти, які використовуються для виробництва цементу, поєднують у обертових печах за температури до 1450 °С. Таким чином отримують гранульований проміжний продукт, відомий як клінкер, який потім подрібнюють у млинах для отримання цементного порошку. Загалом на цемент припадає 83% загального використання енергії у виробництві нерудних корисних копалин, при цьому витрати енергії становлять від 40% до 70% від вартості виробництва цементу.

За даними Global Cement and Concrete Association [3] цемент виробляється в більш ніж 150 країнах, а загальносвітова виробнича потужність становить понад 4100 млн. тон цементу на рік і у 2020 році, як очікується, досягне рівня 4,4 млрд. тон. Світове споживання цементу мало постійне зростання протягом 2013-2015 років, що пояснюється попитом серед країн, що розвиваються, та країн з перехідною економікою в Азії, таких як Індія, В'єтнам, Єгипет, Індонезія та ін. До прикладу, на Китай припадає понад 59% світового споживання. Індія складає ще 7% світового споживання цементу. На рис. 1 наведена діаграма зміни кількості виробленого в світі в 2019 р. цементу (складено за даними [1, 2]). Частка України у світовому виробництві цементу становить всього 0,2%.

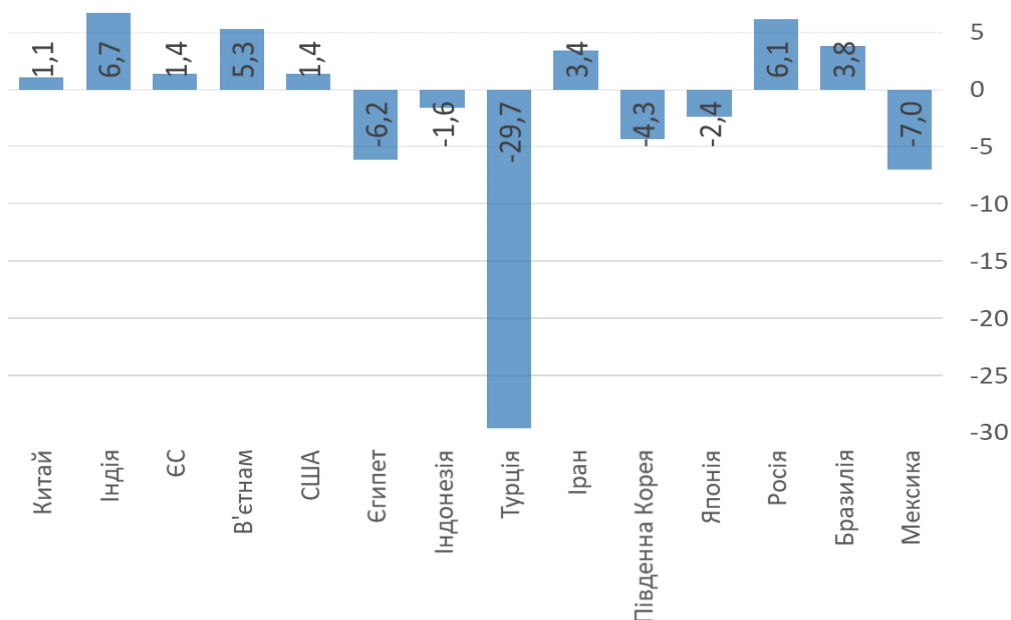


Рисунок 1 – Зміни у виробництві цементу у 2019 р., %

На рис. 2 наведено гістограму розподілу 15 найбільших країн-експортерів цементу станом на 2019 р. (складені на основі даних [14]). Перелічені 15 країн у 2019 році відвантажили майже дві третини (64,4%) світового експорту цементу.

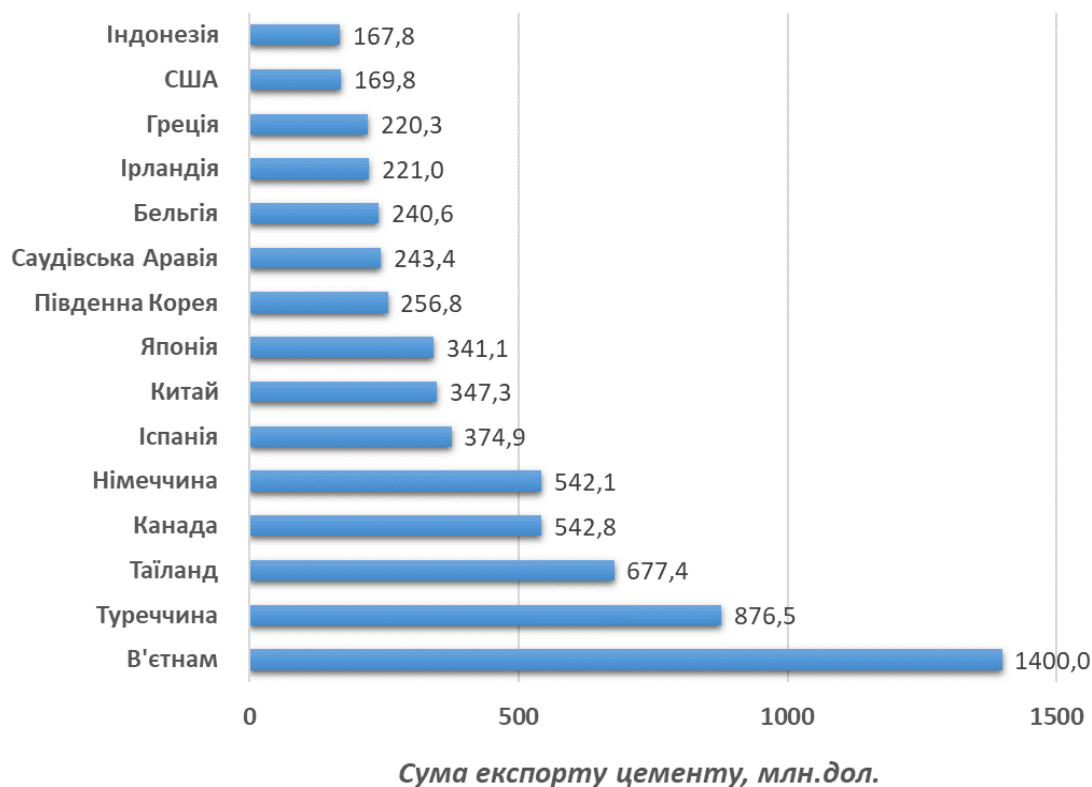


Рисунок 2 – Найбільші країни-експортери цементу за 2019 р.

Незважаючи на те, що для України цементна промисловість - стратегічна галузь виробництва базового матеріалу для будівництва об'єктів промислової і транспортної інфраструктури країни, вітчизняне виробництво цементу постійно зменшується протягом останніх 12 років. З 2011 по 2015 рр. спостерігався щорічний спад виробництва (рис. 3) в межах 1-11%. В 2016-2017 рр. відбувався незначний підйом сумарно до 10% із наступним зменшенням до сьогодні. Ці тенденції чітко корелюються з об'ємами виконаних будівельних та дорожніх робіт, для яких цемент є основним сировинним матеріалом.

Поряд з переважним (понад 75%) використанням на українських підприємствах застарілої технології мокрого помелу та старих млинів, з 2008 р. спостерігається постійне зменшення використання виробничого потенціалу підприємств. Так за наявної максимальної загальної продуктивності усіх українських заводів на рівні 20-22 млн. тон реальне їх використання протягом останніх років не перевищує 50-53%.

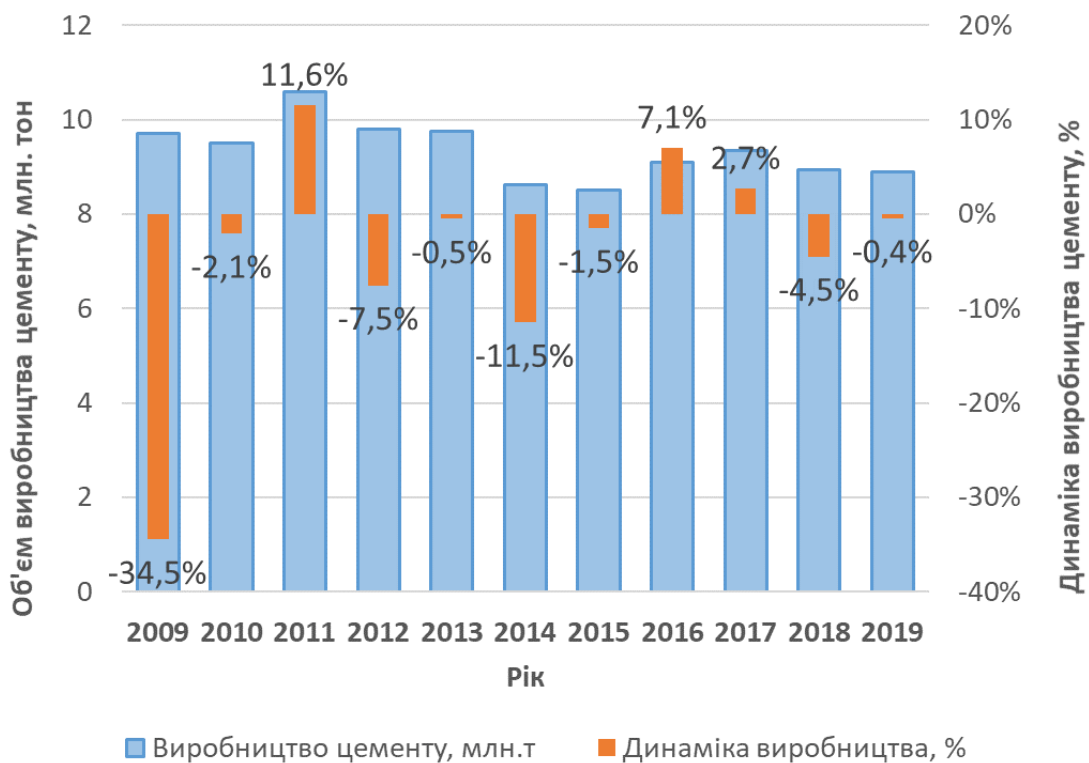


Рисунок 3 – Виробництво цементу в Україні протягом останніх 10 років

Наслідком використання технології мокрого помелу є висока енергоємність як на етапі виробництва клінкеру (до 8000 МДж/тону клінкеру), так і остаточного помелу цементу (до 150 кВт·год/тону цементу при сучасних світових показниках 92-102 кВт·год/тону).

За більшості обставин нові великі печі сухого випалювання є найбільш ефективним варіантом, що споживає в середньому 2950 МДж теплової енергії на тону клінкеру. На даний момент найкраща енергоефективність становить близько 2700 МДж/тону клінкеру.

Таблиця 1

Порівняння енергоємності виробництва цементу країн світу

Країна	Енергоємність, МДж/тону клінкеру
Японія	3100
Західна Європа	4040
Бразилія	3600
Китай	4710
Індія	4710
Країни колишнього Радянського Союзу	5600-8000
Найкращі досяжні показники завдяки новій сухій печі, обладнаній підігрівачем / прекальцинатором	2950

Понад 100 років будівельні і промислові матеріали (цемент, вугілля, руда і т.п.) подрібнюються, в основному, в кульових млинах, які є вкрай енергоємні і

не забезпечують необхідної якості готового продукту-порошку. Так при виробництві цементу близько 75% електроенергії, що витрачається, припадає на помел. Коефіцієнт корисної дії таких млинів оцінюється в межах 4-6%, інша енергія витрачається на тертя, звук, вібрацію і тепло. Низький ККД кульових млинів пояснюється тим, що подрібнення кулями здійснюється настільки випадковим чином, що для досягнення хоч якогось результату доводиться значно збільшувати кількість куль, тривалість процесу помелу, а отже в цю ж кількість разів втрачати енергію. Враховуючи встановлені потужності приводних двигунів таких млинів, які сягають мегаватів, стає зрозумілим, що будь-які заходи, які дозволять зменшити витрати хоча б на 5-10% дадуть колосальні економічні заощадження.

Як бачимо, кульові млини, які використовуються в цементній промисловості, за своїми конструктивними властивостями досягли своєї межі, а подальше вдосконалення конструкції в частині збільшення годинної продуктивності пов'язано зі збільшенням габаритів, що не є можливим через відсутність досить міцного матеріалу для його виготовлення. Об'єктивно склалася ситуація, коли при будівництві нових потужних цементних заводів машинобудівникам нічого запропонувати крім вертикальних валкових млинів (ВВМ). В табл. 2 наведено порівняльні дані кульових і вертикальних валкових млинів.

Таблиця 2

Технічні та технологічні параметри млинів цементної промисловості

Модель млина	Встановлена потужність приводу, кВт	Продуктивність, т/ч	Питомі витрати електроенергії, кВт·год/т
Кульовий млин 5,8x17,0 м фірма FLSmidth, Данія	9560	180-200	48- 42
Вертикальний валковий млин, ОК 27-4, фірма FLSmidth, Данія	1800	60-125	30-14
Вертикальний валковий млин, ОК 39-4, фірма FLSmidth, Данія	4600	270-315	17-15
Вертикальний валковий млин, MPS 5600 BC, фірма Gebr.Pfeiffer AG, Німеччина	5300	250 -300	21-18
Вертикальний валковий млин, LM 56.4, фірма Loesche Mills, Німеччина	4400	310-370	15.8-18
Вертикальний валковий млин, LM 63.3+3 CS, фірма Loesche Mills, Нім.	7100	480	15

Таким чином, потреба у зменшенні витрат стала обов'язковою. Як результат, в основному за рахунок зниження питомого енергоспоживання виробленого матеріалу та більш високих значень виробничої продуктивності вертикальні валкові млини повільно, але стабільно переважають горизонтальні кульові млини.

Вертикальні валкові млини здатні досягти виробничих значень, які значно вищі, ніж досяжні традиційними кульовими млинами, в деяких випадках до 500 т/год. Вертикальні валкові млини дозволяє використовувати близько 30% енергії, що постачається: це призводить до зниження споживання енергії в перерахунку на кВт·год/т. Крім того, вертикальні валкові млини пропонують більшу універсальність, ніж традиційні кульові млини. Завдяки можливості створення під валком високих значень зусиль стискання на вертикальні валкові млини наразі покладається інше завдання – помел шлаків.

На українських меткомбінатах зберігається понад 160 млн. т відходів. На теплоелектростанціях - більше 250 млн.т. Додатково щороку на металургійних комбінатах утворюється близько 11 млн.т відходів, на ТЕС - до 7 млн.т. Утилізується при цьому лише до 4 млн.т відходів металургійних комбінатів і до 700 тис.т відходів теплоелектростанцій.

Один із перспективних напрямів, яке може споживати велику кількість відходів, - дорожнє будівництво та поточний ремонт доріг. Однак лише 4% від загального обсягу реалізації шлакових матеріалів утилізується в дорожньому будівництві. Шлакові та золошлакові матеріали можуть використовуватися у всіх шарах дорожнього «пирога» і підходять для будівництва асфальтобетонних і цементобетонних доріг. Але головною перевагою шлаколужних бетонів є їх довговічність і міцність, які, на відміну від портландцементу, із плином часу тільки зростають.

Аналізуючи порівняльні графіки енергоспоживання млинів при помелі шлаків (рис. 4), стає очевидно, що вертикальні валкові млини, такі, як FLSmidth, Gebr.Pfeiffer AG, Loesche Mill, ThyssenKrupp Polysius мають значні переваги перед кульовими млинами з точки зору їх енергоефективності. Як зазначається в [5-6], питома витрата енергії кульових млинів у 1,5-3 рази більша, ніж у вертикальних валкових млинів, які виконують ті самі операції, залежно від ступеня оптимізації кульових млинів. Рис. 4 показує зростаючу енергетичну вигоду, яку можна отримати з вертикальним валковим млином із збільшенням питомої поверхні за Блейном.

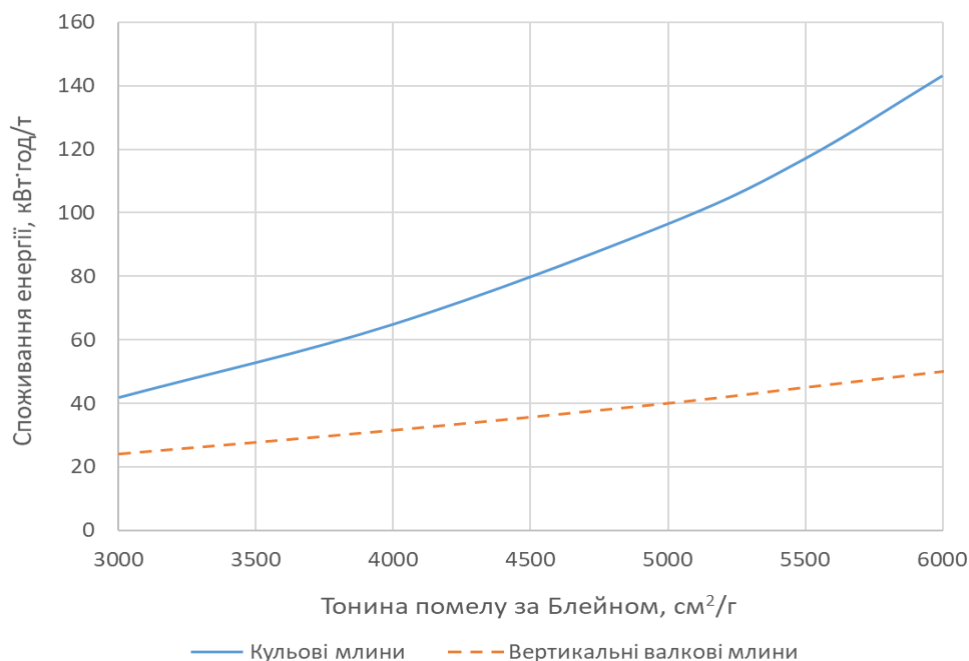


Рисунок 4 – Енергоспоживання барабанних і вертикальних валкових млинів при помелі шлаку

Висновки. Правильний вибір інноваційного помольного обладнання має велике техніко-економічне значення і з усієї різноманітності цементних млинів: кульових, валкових, прес-валкових, струминних тощо, переважно промислове використання при будівництві нових цементних заводів, незалежно від потужності і способу виробництва отримують вертикальні валкові млини; які мають збільшену одиничну продуктивність за значно нижчих питомих енерговитратах, ніж в кульових млинах. Крім того, використання вертикальних валкових цементних млинів великої одиничної продуктивності, особливо при змелюванні шлаків, скорочують витрати на капітальне будівництво і технічне обслуговування під час експлуатації;

Література

1. 2019 ACTIVITY REPORT // CEMBUREAU The European Cement Association. – May 2020. – 39p.
2. U.S. Geological Survey, 2020, Mineral commodity summaries 2020: U.S. Geological Survey, 200 p., <https://doi.org/10.3133/mcs2020>
3. Peter Edwards The 2010s: A decade in the cement sector // Global Cement Magazine. – Desember 2019. – P.10-14
4. Daniel Workman. Cement Exports by Country. – May 16, 2020. Режим доступу: <http://www.worldstopexports.com/cement-exports-by-country/>
5. D. Strohmeyer, Latest technological innovations in grinding with the vertical roller mill // CEMENT INTERNATIONAL. – 2/2015. – VOL. 13. – P.42-48.
6. M. Keybner, T. Fahrland, Drive selection for large vertical roller mills// CEMENT INTERNATIONAL. – 2/2016. – VOL. 14. – P.41-48.

*В. І. Лесько, к.т.н., доцент,
М. О. Клименко, к.т.н., доцент,
І. В. Косминський, к.т.н., доцент,
Київський національний університет будівництва і архітектури.*

СТРАТЕГІЯ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ТА ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ СИСТЕМИ ФІРМОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Вибір стратегії розвитку технічного сервісу будівельних і дорожніх машин повинен в основному базуватися на принципах і завданнях системи фірмового обслуговування. Звичайно, на вибір стратегії також впливає економічна ситуація в країні, стан галузі будівельного і дорожнього машинобудування, якість продукції, прийнятої концепції розвитку будівельної галузі і т. п. Необхідність розвитку фірмового обслуговування також обумовлена широким впровадженням в сучасних машинах складних систем гідравлічного і електронного обладнання, що вимагає більш сучасних форм і методів технічного обслуговування та ремонту, високої технічної культури їх виконання та організації за участю підприємств-виробників

Основоположним принципом системи фірмового обслуговування будівельних і дорожніх машин повинна бути повна відповідальність підприємств-виробників машин за працездатність продукції на протязі всього терміну експлуатації в будь-якому регіоні її використання. Тому при формуванні систем фірмового обслуговування виробникам техніки слід керуватися наступними положеннями, які приведені нижче.

Відповідальність за організацію технічного обслуговування і сервісу машин, устаткування і інших готових виробів протягом всього періоду їх експлуатації несе виробник машин. Технічне обслуговування і сервіс є важливими чинниками розширення збуту. Успішна торгівля не буде забезпечена до тих пір, поки не гарантується забезпечення запасними частинами і проведення ремонту, це є головним правилом. У сучасних умовах гострої конкурентної боротьби на ринку машин та устаткування обов'язковою умовою благополучного існування є створення розгорнутої і добре організованої мережі технічного обслуговування.

Сервіс є важливою статтею доходу, так як кожна гривня, що вкладена у виробництво запасних частин і організацію технічного обслуговування проданих машин, може забезпечити удвічі більший прибуток, ніж сама техніка.

Технічне обслуговування є найважливішим інструментом конкурентної боротьби за ринки і сфери впливу. Використання політики цін як інструменту конкурентної боротьби на ринку машин і устаткування помітно скорочується. Тепер уже не ціна, а якість, новизна і масштаби технічного обслуговування є вирішальними чинниками при виборі продукції і послуг, які можуть зацікавити покупця машин.

Виробник забезпечує технічне обслуговування і сервіс техніки, що

поставляється, протягом всього періоду експлуатації, тобто до повної його амортизації. Система технічного обслуговування техніки включає весь комплекс послуг: постачання запасними частинами, технічною документацією, проведення ремонтних робіт, навчання фахівців, вивчення ефективності роботи машин і устаткування, виявлення їх переваг і недоліків, проведення модернізації і т. п.

Галузь будівельного, дорожнього і комунального машинобудування відрізняється великою різноманітністю типів, конструкцій машин, що випускаються, і умов їх експлуатації. Проте, ефективний розвиток фірмового обслуговування машин можливий лише за правильної організації системи в цілому, раціональному поєднанні принципів централізації і децентралізації управління єдиній технічній політиці всіх її елементів. Існуючий організаційний розрив, що існує в даний час між виробником і споживачем будівельних машин є гальмом як для подальшого вдосконалення їх використання, так і для підвищення їх якості. З метою вирішення загальних завдань в системі фірмового обслуговування мають бути об'єднані всі основні підрозділи сфери виробництва і експлуатації техніки.

В основі вирішення цих задач повинно бути створення регіональних підсистем фірмового обслуговування, до складу яких можуть входити і здійснювати спільну діяльність підприємства-виробники повнокомплектної техніки і елементної (комплектуючої) бази, споживачі техніки, підприємства товаропровідної мережі виробників (дилери), технічні центри, ремонтні заводи, експлуатаційні бази технічного сервісу, науково-дослідні і навчальні заклади та інші підрозділи.

Центральним елементом системи, що може безпосередньо об'єднувати і пов'язувати сфери виробництва і експлуатації техніки, мають бути підприємства (технічні центри), виробнича діяльність яких має бути направлена на реалізацію завдань і функцій, закладених в системі фірмового обслуговування. Вони мають тісно взаємодіяти із експлуатаційними і ремонтними підприємствами, з однієї сторони, і заводами-виробниками і постачальниками комплектуючих виробів — з іншої сторони, реалізовувати прямий і зворотний зв'язок підприємств-виробників і споживачів. Через ці підприємства, що є основними елементами регіональних підсистем фірмового обслуговування, підприємства-виробники зможуть проводити технічну політику по підтриманню працездатності машин і отримувати необхідну інформацію, що дозволить оцінити зусилля по підвищенню надійності машин, а також приймати конкретні оперативні заходи по усуненню виявлених конструктивних, технологічних і організаційних недоліків. Дані підприємства можуть мати різноманітний правовий і юридичний статус, форми власності, але загальним об'єднуючим фактором для них має стати приналежність до товаропровідної мережі виробників техніки та напрямок виробничої діяльності.

Якщо розглядати і взяти до уваги досвід інших країн, то можна відмітити наступне. Зазвичай, у світовій практиці прийнято, що технікою торгують виключно дилерські організації, які уповноважені виробниками машин представляти їх інтереси, розглядати на місці всі претензії по гарантіях,

здійснювати послуги технічного сервісу лише відповідно до технологій, рекомендованих виробників, забезпечувати постачання запасних частин, включених в прейскуранти виробників. Зрозуміло, що дилери можуть вирішувати проблеми, лише маючи повну технічну, інформаційну, правову і цінову підтримку виробника. Всі ці питання обмовляються в дилерських угодах або угодах торгової політики виробників техніки. Окрім продажів техніки, дилер повинен виконувати широкий спектр послуг сервісу матеріально-технічного і інформаційного характеру, що вимагає значного фінансового, матеріально-технічного і кадрового забезпечення. У випадках необхідності виконання значних об'ємів послуг технічного сервісу завод-виробник спільно із дилером або незалежними спеціалізованими фірмами організують регіональні технічні центри. До функціонування регіональних технічних центрів безпосередньо або через підприємство-виробника повнокомплектної техніки притягуються виробники комплектуючих вузлів і агрегатів, а також підприємства суміжних галузей що освоїли виробництво, ремонт вузлів та агрегатів будівельних та дорожніх машин.

Без сумніву, система фірмового обслуговування повинна якнайшвидше зайняти достойне місце в системі технічного і обслуговування і ремонту будівельних машин, що склалася в нашій державі. Для цього, на першому етапі розвитку вітчизняного технічного сервісу першочерговим завданням має стати якнайшвидше створення та впровадження регіональних технічних центрів, як основних елементів регіональних підсистем фірмового обслуговування будівельних і дорожніх машин на території України. Основними критеріями вибору місцерозташування і необхідних потужностей регіональних технічних центрів можуть слугувати: кількісний та структурний склад машинних парків, кількість і рівень матеріально-технічної оснащеності експлуатаційних підприємств, їх віддаленість, а також характеристики ринків будівельної і дорожньої техніки, запасних частин і послуг технічного та комерційного сервісу. При цьому, перелік послуг може змінюватися в широкому діапазоні: від матеріально-технічного забезпечення запасними частинами, вузлами, агрегатами (новими і капітально відремонтованими), - до проведення в технічному центрі діагностування, технічного обслуговування і ремонтів машин, інформаційного забезпечення, надання технічних консультацій, навчальних послуг персоналу тощо. В системі фірмового обслуговування машин регіональні технічні центри зможуть ефективно взаємодіяти із експлуатаційними підприємствами, працюючи на загальну мету – кардинальне оновлення та трансформацію технічного сервісу, підвищення його якісного рівня, експлуатаційної надійності і ефективності використання будівельних машин, незалежно від форми власності та відомчої приналежності.

*В. І. Лесько, доцент,
Київський національний університет будівництва і архітектури.
Л. Г. Лесько, канд. фіз.-мат. наук, доцент,
Національний медичний університет.*

ІМОВІРНІСНІ МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ НА ОСНОВІ ЗАКОНУ РОЗПОДІЛУ ФУНКЦІЇ ВИПАДКОВИХ АРГУМЕНТІВ

Параметричні відмови елементів гідроприводу машин є наслідком порушення певних умов, які характеризують здатність гідроприводу зберігати роботоздатність у відповідності до певних, заданих вимог. Для основних елементів умови роботоздатності характеризуються невиходом об'ємного ККД η_j за певний встановлений граничний рівень $\eta_{j\text{гран.}}$. Порушення умови $\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j\text{ГРАН}} > 0\}$ трактується як параметрична відмова окремо взятого j -го елемента, імовірність виникнення якої при заданому граничному значенні об'ємного ККД $\eta_{j\text{гран.}}$ визначається за виразом:

$$P\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j\text{ГРАН}} < 0\} = \int_0^{\eta_{j\text{ГРАН}}} f(\eta_j) d\eta, \quad (1)$$

де: $f(\eta_j)$ - щільність імовірності розподілу об'ємного ККД (ОККД) елемента.

Досягнення граничного стану функціональними дільницями (ФД) «секція гідророзподільника – гідроциліндр», які входять до підсистем гідроприводів, є результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД $\eta_{\text{ФДГРАН}}$. Технічний стан ФД при цьому буде оцінюватися узагальненим ОККД гідроелементів:

$$\eta_{\text{ФД}} = \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}}, \quad (2)$$

де: $\eta_{\text{зр}}$ - ОККД секції гідророзподільника; $\eta_{\text{зц}}$ - ОККД гідроциліндра.

В такому випадку умовою роботоздатності функціональної дільниці буде невихід значення добутку ОККД секції розподільника та відповідного гідроциліндра за граничну область:

$$\varphi_{\text{ФД}} = \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}} - \eta_{\text{ФДГРАН}} > 0, \quad (3)$$

а імовірність збереження роботоздатності ФД відповідно запишеться так:

$$P = P\{\varphi(\eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}}) - \eta_{\text{ФДГРАН}} > 0\} \quad (4)$$

Функцію розподілу випадкової величини $\eta_{\text{ФД}}$ представимо як:

$$F_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = P\{\eta_{\text{ФД}} = \varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) < y\} \quad (5)$$

де: y - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, отримаємо:

$$F_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = \iint_{[\varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) < y]} f(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) d\eta_{\text{зр}} d\eta_{\text{зц}}, \quad (6)$$

де область інтегрування визначається із умови $\varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) < \eta_{\text{ФД}}$.

Диференціюючи (6) за величиною $\eta_{\Phi Д}$ знайдемо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д}$:

$$f_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \frac{dF(y)}{d(y)}. \quad (7)$$

Оскільки об'ємні ККД гідророзподільників та гідроциліндрів є незалежними, то їх сумісна щільність та функція розподілу мають вигляд:

$$f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) = f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) \cdot f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}). \quad (8)$$

$$F_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) d\eta_{zp} \right\} f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) d\eta_{zq} = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) d\eta_{zp} \quad (9)$$

Загальний об'ємний ККД функціональної ділянки $\eta_{\Phi Д}$ визначається як добуток двох випадкових аргументів η_{zp} та η_{zq} . Тоді за формулою (6) знаходимо функцію розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д} = \eta_{zp} \cdot \eta_{zq}$:

$$\begin{aligned} F_{\eta_{\Phi Д}}(y) &= \iint_{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} < y} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) \cdot dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) = \int_{-\infty}^0 dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) \cdot \int_{y/\eta_{zq}}^{\infty} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) + \int_0^{\infty} dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) \cdot \int_{-\infty}^{y/\eta_{zq}} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) = \\ &= \int_{-\infty}^0 \left[1 - F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zq}}\right) \right] dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) + \int_0^{\infty} F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zq}}\right) dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}). \end{aligned} \quad (10)$$

Диференціюючи вираз (10) по y , отримаємо щільність розподілу випадкової величини $\eta_{\Phi Д}$ для незалежних випадкових величин η_{zp} та η_{zq} :

$$f_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{|\eta_{zq}|} f_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zq}}\right) \cdot f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) d\eta_{zq}. \quad (11)$$

Використовуючи загальні формули функції та щільності розподілу добутку випадкових аргументів (10, 11) та закони розподілу ОККД η_{zp} , η_{zq} , отримуємо імовірнісні моделі надійності (моделі відмов) і визначаємо показники надійності.

Приведений вище підхід до описання механізму формування моделі відмови гідроприводів та запропоновані імовірнісні методи розв'язання задачі дозволили отримати моделі надійності гідроприводу для різних законів розподілу ОККД елементів гідроприводу, що можуть мати місце при обробці діагностичної інформації (Вейбула, гамма-розподілу, експонентного, нормального та логарифмічно-нормального законів, рівномірного, дифузійних DM- та DN- законів розподілу, закону Релея).

Отримані результати мають суттєву відмінність від класичних та відомих на сьогоднішній день моделей надійності та значно розширюють і уточнюють їх коло, що дасть можливість отримувати точніші результати оцінки показників надійності гідроприводів машин.

ОГЛЯД СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРОУСТАНОВОК ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ПАНЕЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

У часи широкого використання монолітно-каркасного способу зведення будівель, технологія виготовлення збірних залізобетонних конструкцій здається втратила свою актуальність. Однак використання готових збірних одиниць у монолітній технології, різного роду перекриття, кабінки, дозволяє пришвидшити темпи будівництва і знизити витрати на матеріали[1]. Також актуальним напрямком є використання у якості збірних одиниць багатошарових елементів, які одночасно являють собою кілька матеріалів з'єднаних в одній панелі.

Для виконання процесу ущільнення і формування в наш час досить часто використовують різного роду установки з переважно вібраційною дією на оброблюване середовище. Зазвичай рамні та блочні вібромайданчики.

Існують конструкції майданчиків, в яких рама з навішеними на неї віброзбудниками колювань є одночасно і формою для ущільнення(рис.1). Серед переваг варто відмітити найбільш повну передачу енергії колювань від майданчика до розчину. Однак серед недоліків – мала продуктивність виготовлення виробів, оскільки всі операції виконуються стаціонарно на одному майданчику(укладання суміші, ущільнення, витримка, тощо), внаслідок чого такі машини використовуються зазвичай при стендовій технології виробництва виробів у невеликих масштабах виробництва.



Рисунок – Вібромайданчик для ущільнення і формування бетонної суміші

Найчастіше при виконанні процесу ущільнення в умовах потоково-агрегатної технології виробництва використовують майданчики зі знімними формами(рис2). При цьому досягається висока продуктивність виготовлення виробів. Однак технологічні лінії проектують під визначений типорозмір виробу, який планується до виготовлення. З точки зору логістичного підходу це не найкращий спосіб організації виробництва, оскільки неможливо швидко перелаштовувати лінію під зміни у виробничій програмі.



Рисунок 2 – Вібромайданчик для ущільнення бетонної суміші у змінних формах

Новим напрямком у виробництві панельних елементів, який використовують такі фірми як Ebawe, Avermann, Weckenmann, є використання змінних, так званих «формувальних палет» (рис.3,а), які являють собою форму, що переміщується уздовж технологічної лінії і проходить через всі процеси, від чищення і мащення, укладання магнітних бортів і перетинок до тимчасового складування і термічної обробки. Вібраційні майданчики тут являють з себе пост (рис.3,б) з пружними опорами і вібраторами, які фіксуються на палеті. Палети стандартизовані, що в свою чергу дозволяє логістично ефективно організувати процес виробництва і швидко його переналагоджувати при зміні виробничої програми.



Рисунок 3 – Формувальні палети(а) і пост ущільнення(б)

В роботі оглянуті основні технології виробництва панельних елементів і вібраційних установок які при цьому використовуються. Виявлено, що в наш час найбільш ефективними системами для виробництва є ті, які дозволяють швидко переналагоджувати випуск продукції в залежності від зміни програми виробництва.

Література

1. Назаренко І.І. *Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник*. К.: КНУБА, 1999. 488 с.
2. Иткин А.Ф. *Вибрационные машины для формирования бетонных изделий*. – Київ: «МП Леся», 2009. – 152 с.

*А.Т. Свідерський к.т.н., професор
Р.О. Сорока, магістрант
Київський національний університет будівництва і архітектури*

КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ З ГІДРОПРИВОДОМ

Вдосконалення віброударних машин передбачає підвищення їх продуктивності, збільшення експлуатаційного ресурсу елементів машини, зменшення енерговитрат, необхідних для виконання визначеного технологічного процесу, а також покращення ергономічних характеристик машини.

При всіх інших рівних умовах підвищення продуктивності машини може бути досягнуто як збільшенням її потужності, так і підвищенням ефективності передачі енергії в оброблюване середовище. Реалізація цих напрямків пов'язана з необхідністю пошуку більш ефективних режимів та способів передачі енергії. Одним із напрямків вирішення цієї проблеми є уточнення моделі робочого процесу, визначення критеріїв оцінки цього процесу та створення умов реалізації виконаних досліджень.

Тому для забезпечення високої ефективності ущільнення різноманітних будівельних сумішей навісними гідравлічними віброударними трамбівками існуючих критеріїв не вистачає. Конкретний вибір енергії та частоти ударів доцільно здійснювати за їх питомими показниками:

- питомій енергії удару $A_{уд} = A/p$
- питомій частоті ударів $n_{уд} = n/Q$
- коефіцієнту $k_{уд} = M_{тр}/m_{уд}$
- імпульс сили удару $p_{уд} = m_{уд} \times v_{уд}$
- ударному імпульсу $p_{уд\ сум} = m_{уд} \times v_{уд} \times n$

Вираз $p_{уд} = m_{уд} \times v_{уд}$ визначає імпульс сили для одного удару. Гідравлічні віброплити та трамбівки здійснюють ущільнення за декілька коливань (ударів) ударника. Тому цілком доречно визначати сумарне значення ударного імпульсу, який передається ущільнюваному середовищу за одиницю часу, тобто: $p_{уд\ сум} = m_{уд} \times v_{уд} \times n$. Тоді при заданій ефективній потужності та масі ударника сумарний імпульс буде тим більшим, чим менше швидкість ударника та вище частота ударів. Це витікає із умови : $m_{уд} \times v_{уд1} \times n_1 = m_{уд1} \times v_{уд2} \times n_2$ (рівність ефективної потужності).

Енергія одиничного удару визначається відомим виразом:

$$A = 0,5 m_{y\partial} \times v_{y\partial}^2.$$

На перший погляд доцільніше збільшення швидкості, так як енергія удару пов'язана з нею квадратичною залежністю. Але оцінка зміни величини руд сум при збереженні енергії одиничного удару приводить до співвідношення:

$$\frac{v_{1y\partial}}{v_{2y\partial}} = \sqrt{\frac{m_{2y\partial}}{m_{1y\partial}}},$$

з якого виходить, що при однаковій енергії удару значення імпульсу тим вище, чим більша маса та менша швидкість ударника. Відповідно, максимальне значення енергії удару потрібно забезпечувати за рахунок зниження швидкості при відповідному збільшенні маси ударника. Її значення можна знайти, виходячи з потужності насосної станції базової машини. Маса ударника:

$$m_{уд} = \frac{2 \cdot p_{cp} \cdot Q_{cp} \cdot \eta_{зм}}{v_{max} \cdot f}$$

При цьому необхідно враховувати, що при виборі енергії удару ,близькій до максимальної, доцільно обмежувати частоту ударів відповідно із подачею робочої рідини, яку забезпечує насосна станція машини.

Важливим аспектом визначення моделі робочого процесу є адекватний вибір моделі змішаної системи “робочий орган – оброблюване середовище”, в якій робочий орган, як правило, моделюється дискретними параметрами. Щодо оброблюваного середовища (бетонна суміш, ґрунт і т. д.) то існують різні підходи - від дискретних до континуальних систем з різними законами зміни пружних і дисипативних властивостей. В якості оцінки пропонуються різні критерії, що відображають прийняту ту чи іншу модель робочого процесу. Аналіз критеріїв дозволяє стверджувати, що вони справедливі в рамках проведених вище згаданими авторами досліджень та прийнятих передумов та припущень. Особливість віброударних систем з гідроприводом полягає тісному взаємозв'язку та взаємовпливу специфіки роботи приводу(режим та параметри) на поведінку системи в цілому.

Література

- 1.Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. К.:ИСИО, 1993. –216с.
- 2.Назаренко І.І.,Ручинський М.М. Дєдов О.П., Свідерський А.Т.Аналіз і синтез високоефективних віброущільнюючих машин технологічного призначення. Матеріали ХІХ міжнародної науково-технічної конференції “Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта”, том 2, м.Київ, 19-22 червня 2018 р. с. 104-107.
- 3.Маслов А.Г., Пономарь В.М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. – К.: Будівельник, 1985. –128с.

*Б.О. Коробко, д.т.н., доцент;
Ю.Ю. Коротич, аспірант
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНОГО ОБЕРТАННЯ ВІБРОЗБУДЖУВАЧА З ВАЖІЛЬНИМ ЗАКРІПЛЕННЯМ ВІДНОСНО ВІБРОСТОЛУ

Нами розроблена та запропонована конструкція вібростолу з обертанням закріпленого на важелі віброзбуджувача на 360 градусів (див. рис. 1). При вмиканні віброзбуджувача (1) він починає обертатися навколо вісі в точці О за рахунок дії Коріолісової сили, яка утворюється при обертанні вала з дебалансами (2). При чому напрям обертання важеля (3) автоматично змінюється при досягненні ним кінцевого вимикача (4), який ініціює зміну напрямку обертання вала віброзбуджувача (1).

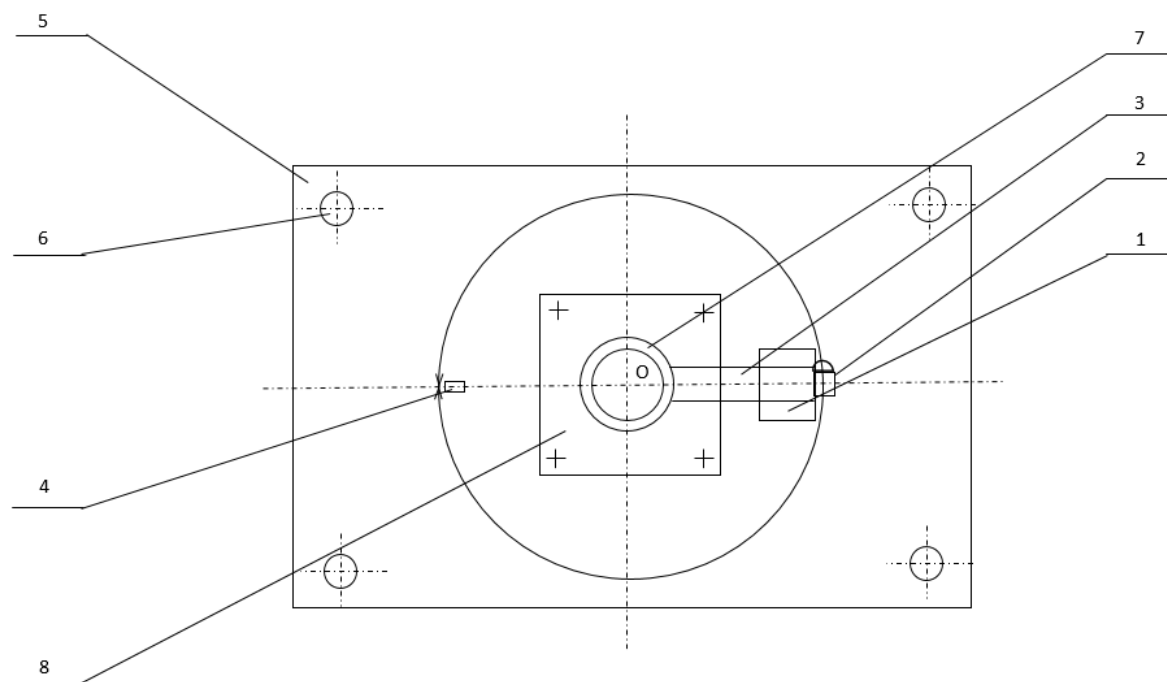


Рисунок 1 – Вібростіл з обертаним важільним закріпленням віброзбуджувача

Таким чином, постійне переміщення положення віброзбуджувача (1) відносно вібростолу (5) змінює напрямок вектору коливань, що приводить до удосконалення ущільнення бетонної суміші на всій площині вібростолу та заощадження енерговитрат при виробництві.

Література

1. Патент на корисну модель № 119191 Україна, В28В1/08. Вібраційна

установка для ущільнення і формування бетонних і залізобетонних виробів, автори Назаренко І.І., Халімон П.П., Дєдов О.П., Д'яченко О.С., власники Назаренко І.І., Халімон П.П., Дєдов О.П., Д'яченко О.С., 2017, Бюл. № 17.

2. К вопросу совершенствования конструкций виброплощадок для уплотнения строительных смесей/ В.И. Трофимов, К.И. Пупенин, П.М. Волюженнич// Строительство и строительные технологии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://core.ac.uk/download/pdf/151240906.pdf>

3. Ручинський, М.М. Огляд і аналіз існуючих режимів ущільнення бетонних сумішей/ М.М. Ручинський, А.Г. Свідерський, О.С. Д'яченко// МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта». – Київ, 2019.

УДК 693.546.3:693.61

*І.А. Rogozin, к.т.н, доцент,
кафедра будівельних машин і обладнання,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ОСОБЛИВОСТІ ВИКАЧУВАННЯ РОЗЧИНОНАСОСОМ БУДІВЕЛЬНОЇ РОЗЧИННОЇ СУМІШІ ІЗ РОЗЧИНОЗМІШУВАЧА

При використанні штукатурних станцій чи універсальних розчинозмішувальних установок для приготування і транспортування будівельних розчинних сумішей різного призначення продуктивність та ефективність роботи таких машин може суттєво змінюватися [1, 2].

Важливою складовою, що буде впливати на показники продуктивності згаданих будівельних машин, є об'ємний ККД їх розчинонасоса [3, 4].

На будівельних майданчиках часто виникає потреба використовувати будівельні розчинні суміші з різними властивостями та характеристиками. Це відображається і на параметрах регулювання та конфігурації окремих складових технологічного обладнання [4]. Зокрема, при обмеженні за крупністю фракції наповнювача суміші на всмоктувальній лінії розчинонасоса встановлюються проціджувальні решітки, що можуть мати різні діаметри та порядок розташування отворів [2]. Геометричні параметри решітки мають безпосередній вплив на значення об'ємного ККД розчинонасоса. Тому при встановленні решітки з діаметрами отворів, що відрізняються від попереднього зразка, буде змінюватися продуктивність як розчинонасоса, так і машини загалом [5, 6].

Для оцінки ступеня зменшення продуктивності розчинонасоса внаслідок використання проціджувальних решіток з відносно малими діаметрами отворів виготовлених за ромбічною схемою у даній роботі запропоновано дослідити раціональні габаритні розміри квадратного отвору всмоктувальної камери під встановлення решітки.

Об'ємний ККД $\eta_{об}$ для розчинонасоса може бути визначений за формулою

[4]:

$$\eta_{об} = K \cdot \frac{V - \Delta V}{V}, \quad (1)$$

де V – теоретичний робочий об’єм, утворений ходом поршня, м³;

ΔV – об’єм зворотних підтікань розчинної суміші через клапани розчинонасоса, м³;

K – коефіцієнт, який враховує зниження об’ємного ККД через недостатнє заповнення робочої камери на всмоктуванні розчинонасоса.

На коефіцієнт K у нашому випадку впливатимуть геометричні параметри проціджувальної решітки [7, 8]. Він буде напряму залежати від перепаду тиску Δp який спричиняє решітка [5, 9] та може бути знайдений для решіток з ромбічною схемою за залежністю:

$$\Delta p = \left(2,75 + 0,48 \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \left[0,31 + 2 \left(\frac{S}{1-S} \right)^2 \right] \cdot \text{Re}^{-0,17} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho. \quad (2)$$

де l – товщина решітки, мм;

d – діаметр отворів, мм;

S – коефіцієнт заповнення решітки;

v – швидкість потоку рідини по перерізу, м/с;

ρ – густина середовища, котре перекачується, кг/м³.

Коефіцієнт заповнення решітки розраховується за формулою:

$$S = 1 - 0,907 \cdot \frac{d^2}{t^2}, \quad (3)$$

де t – відстань між центрами отворів решітки з ромбічною схемою, мм.

Отже, можемо зробити висновок, що вплив геометричних параметрів проціджувальної решітки на об’ємний ККД $\eta_{об}$ розчинонасоса оцінюється коефіцієнтом K із формули (1). Задавши межу його мінімального значення, можна знайти раціональні габаритні розміри квадратного отвору всмоктувальної камери під встановлення решітки. З цією метою проведено аналітичні дослідження залежності величини коефіцієнта K від габаритів решітки (відповідно, й отвору під неї) при викачуванні цементно-піщаної (із співвідношенням 1:3) будівельної розчинної суміші рухомості П12 розчинонасосом продуктивністю 4 м³ для випадку $d = 6$ мм, $t = 12$ мм.

Таблиця – Залежність величини коефіцієнта K від габаритів решітки

Розмір сторони квадратної решітки, мм	125	150	175	200	225	250	275	300	325
Значення коефіцієнта K	0,61	0,77	0,85	0,89	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95

Вплив діаметру отворів проціджувальної решітки на зменшення об’ємного ККД розчинонасоса та його продуктивності можна контролювати за рахунок габаритних розмірів всмоктувальної камери разом з решіткою. За умов даного дослідження при обраній межі впливу на зміну об’ємного ККД не більше 5% розміри решітки повинні бути не меншими за квадрат зі стороною 300 мм.

Розглянута методика може бути корисною для підбору раціональних параметрів проціджувальних решіток будівельних машин різних типорозмірів.

Література

1 Коробко Б. О., Матвієнко А. М., Вірченко В. В. Теоретичні дослідження енергоємності робочих процесів змішувача гідропривідного штуртурного агрегату АШГ-4: Галузеве машинобудування, будівництво: збірник наукових праць. Полтава: ПолтНТУ, 2012. Вип. 1 (31). С. 104–113.

2 Головкин А. В., Надобко В. Б., Устьянцев В. У. Универсальная растворо-смесительная установка. Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций. Материалы Первой всеукраинской научно-практической конференции. Полтава, 1996. С. 98–100.

3 Васильев О. С., Васильев Є. А., Рогозін І. А. Дослідження об'ємного ККД диференціального розчинонасоса залежно від конструкції клапанних вузлів Вісник НТУ «ХП», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХП», 2017. № 23 (1245). С. 5–10. DOI:10.20998/2413-4295.2017.23.01.

4 Кукоба А.Т., Коробко Б. О., Васильев А. В. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании растворонасосом. Механизация строительства. 2000. №3.

5 Гидравлическое сопротивление перфорированных решеток / Дербунович Г. И., Земская А. С., Репик Е. У., Соседко Ю. П. Ученые записки ЦАГИ. 1984. Том XV. №2. С. 114–118.

6 Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1975. 559 с.

7 Костюков А. А. Взаимодействие тел, движущихся в жидкости. Ленинград: Судостроение, 1972. 311 с.

8 Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Москва: Наука, 1973. 847 с.

9 Tan-Atichat J., Nagib H. M., Loehrke R. I. Interaction of free-stream turbulence with screens and grids: a balance between turbulence scales. Journal of Fluid Mechanics. 1982. Vol. 114. P. 501–528. DOI: 10.1017/S0022112082000275.

УДК 621.436

О.В. Орисенко, к.т.н., доцент

Г.Б. Іконніков, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РЕГУЛЮВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА КАМАЗ-740.10

Як відомо, провідні світові виробники автомобільної техніки з початку 90-х років минулого століття і до теперішнього часу вдало розробляють і застосовують електрифікацію всіх можливих допоміжних агрегатів в автомобілях для досягнення ними найбільшої енергоефективності. На таких автомобілях як Ford, Mercedes – Benz, Renault, Scania, Volvo, Iveco, MAN, DAF та інших, використовуються паливні насоси високого тиску з частковим або повним електронним керуванням і встановленням автоматичних (електронних) регуляторів замість механічних [1].

Наукові дослідження за даною темою передбачають в подальшому розробку електронних систем керування паливною апаратурою дизельного двигуна вантажного автомобіля КамАЗ-740.10 залежно від умов експлуатації, замість трудомістких регулювальних робіт, які зв'язані з демонтажем ПНВТ та форсунок з дизеля. Такий підхід заощадить час на проведення регулювальних робіт бо цю операцію буде виконувати сам водій, задаючи за допомогою бортового комп'ютера потрібні для кожного окремого випадку регулювальні параметри паливної апаратури.

Отже на даному етапі дослідження є актуальним розроблення математичної моделі, яка б враховувала залежність показників роботи дизеля від параметрів паливної апаратури, які встановлюються при її регулюванні.

На основі аналізу літературних джерел та попередньо проведених досліджень встановлено, що параметри регулювання паливної апаратури впливають на такі показники роботи дизеля як: максимальний крутний момент на валу двигуна, витрату палива, спрацювання циліндро-поршневої групи [2]. На ці показники впливають такі параметри регулювання паливної апаратури як циклічна подача паливного насосу високого тиску та тиск початку упорскування форсунки.

Залежно від встановлення вказаних параметрів можна досягти максимального крутного моменту на валу двигуна, в деякій мірі «програвши» на паливній економічності та спрацюванні циліндро-поршневої групи. Такі регулювання бажано проводити, наприклад, при проведенні спортивних

змагань, або в інших випадках, коли від двигуна необхідно отримати максимальну прийомистість.

В той же час для більшості приватних власників є цікавим подовження ресурсу двигуна до капітального ремонту та його економічна робота. Проте, досвід водіїв автомобілів показує, що значне зниження крутного моменту призводить до погіршення динамічних властивостей двигуна, що може бути небезпечним при маневруванні (проведенні обгону тощо).

В результаті пошукового експерименту та на основі аналізу літературних джерел за даною тематикою встановлено залежність вказаних показників роботи дизеля від регулювання паливної апаратури (Таблиця 1).

Таблиця 1 – Результати дослідів зміни параметрів при регулюванні дизельної паливної апаратури автомобіля КамАЗ-740.10

Циклічна подача ПНВТ, см ³ за 300 х/ц (ходів/цикл) плунжера	Тиск початку упорскування форсунки, МПа	Максимальний крутний момент, Н·м	Витрата палива, л/100 км*	Коефіцієнт зносу циліндро-поршневої групи, <i>k</i>
28	23,0	677	33,8	1,2
28	21,5	668	35,5	1,0
28	20,0	665	35,6	0,90
27	23,0	673	33,5	1,15
27	21,5	665	34,5	0,95
27	20,0	660	34,7	0,88
26	23,0	667	32,9	1,1
26	21,5	658	33,4	0,93
26	20,0	652	33,6	0,8

Примітки: * – Витрата палива, л/100 км*, при випробуванні на дорозі, протяжністю 100 км, при середній температурі 20°C, з частковим навантаженням (3т), при середній швидкості 40 км/г з 5-ст. КПП.

В результаті обробки даних таблиці 1 отримано рівняння, яке описує залежність витрати палива дизеля від таких факторів як циклічна подача паливного насоса високого тиску та тиск початку впорскування форсунки

$$q_{в.п.} = -0,107 \cdot Q^2 - 0,203 \cdot p^2 - 0,183 \cdot Q \cdot p + 10,543 \cdot Q + 13,259 \cdot p - 257,112. \quad (1)$$

де $q_{в.п.}$ – витрати палива дизеля, л/100 км;

Q – циклічна подача паливного насоса високого тиску, см³ за 300

ходів/цикл плунжера;

p – тиск початку впорскування форсунки, МПа.

Аналогічно були отримані рівняння з факторами у натуральному вигляді для максимального крутного моменту

$$M_{\max} = -1,9 \cdot Q^2 + 0,7 \cdot p^2 - 0,5 \cdot Q \cdot p + 118,85 \cdot Q - 12,154 \cdot p - 930,665, \quad (2)$$

де M_{\max} – максимальний крутний момент, Н·м,

та для коефіцієнту зношування циліндро-поршневої групи

$$k_{\text{зн}} = -0,0013 \cdot Q^2 + 0,02 \cdot p^2 + 0,115 \cdot Q - 0,763 \cdot p + 5,9587, \quad (3)$$

де $k_{\text{зн}}$ – коефіцієнт зношування циліндро-поршневої групи.

Отримані в результаті обробки експериментальних даних рівняння дозволяють розрахунковим способом визначати параметри роботи дизельного двигуна автомобіля КамАЗ-740.10 при зміні таких факторів, як циклічна подача палива паливним насосом високого тиску та тиск початку впорскування палива форсункою, що дає можливість встановлювати бажані параметри ще на стадії регулювання паливної апаратури.

Література

1 Грехов Л.В. *Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно – практическое пособие.* – М.: Легион – Автодата, 2003. – 176 с.

2 *Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др., перераб. и доп.* – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

3 14 Ковенов В.Н. *Постановка инженерного эксперимента.* – К.: Вища шк., 1982. – 202 с.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ МАЛОГАБАРИТНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ДОРОЖНІХ ОСНОВ І ПОКРИТТІВ

Одна з найважливіших операцій на будівництві будь-якої земляної споруди – ущільнення. Від якості цієї операції залежить не тільки міцність, стійкість, водонепроникність споруди, а й рівність покриття, термін його служби і безпека руху. Малогабаритна вібраційна техніка використовується для ущільнення матеріалу та укладання асфальту на ділянках дорожнього покриття з обмеженою площею. Вона також застосовується при проведенні ремонтних робіт на дорогах, вулицях, тротуарах, велосипедних доріжках та інших об'єктах, де в силу своїх габаритів, не може бути використана велика техніка.

Вібрування є прогресивним методом ущільнення, що отримує значне розповсюдження. Цим і пояснюється наявність у цей час великої кількості різних типів вібротриболомашин. Відсутність ж уточненої класифікації розмаїття сучасних вібраційних машин для поверхневого ущільнення будівельних матеріалів та сумішей ускладнює їхній вибір виробниками при виконанні певних робіт.

Як правило, під час роботи всі вібраційні машини для поверхневого ущільнення мають незмінні, заздалегідь налагоджені режими вібрації, що ускладнює їхню експлуатацію.

Нерозв'язаній раніше частині загальної проблеми – аналізу основної існуючої малогабаритної вібраційної техніки для ущільнення дорожніх основ і покриттів і присвячується дана робота

Метою роботи є розроблення класифікації сучасних малогабаритних вібраційних машин для поверхневого ущільнення матеріалів, а також аналіз конструктивних особливостей даних машин, як передумова створення керованої вібраційної установки для поверхневого ущільнення дорожніх основ і покриттів з можливістю регулювання вимушуючої сили вібратора під час роботи.

Машини цього класу впливають на ґрунт вібрацією (частими коливаннями з малою амплітудою і значним прискоренням, достатнім для переміщення частинок ґрунту в найбільш стійке положення). Збудником цих коливань є вібратор (один або декілька), який, вмонтований в корпусі машини, здатний викликати коливання її робочого органу – плити, колеса, вальця і т. д.

На вібраційних машинах, призначених для ущільнення ґрунту, найбільш широке розповсюдження отримали механічні вібратори ексцентрикового типу, у яких збуджуючою силою є відцентрова сила інерції. Під збуджуючою силою розуміється сума вертикальних відцентрових сил інерції, що розвиваються при обертанні неврівноважених мас (дебалансів), закріплених на валу.

Кінетична енергія, що передається вібратором, приводить в коливальний рух частинки ґрунту, розташовані в зоні дії вібратора. У коливних частинках виникають сили інерції, прямо пропорційні їх масам. При досить великій різниці сил інерції частинок зв'язок між ними порушується, відбувається відрив часток один від одного, їх відносне переміщення. При цьому дрібні частинки, переміщаючись, заповнюють порожнечі між великими зернами, збільшуючи тим самим щільність ґрунту і рівномірність його ущільнення по глибині шару. Теоретично найбільший ефект ущільнення ґрунту вібрацією досягається при роботі вібраційної машини в резонансі із ґрунтом.

За способом переміщення розрізняють причіпні вібраційні машини, самохідні і переносні. За характером дії сили, що збуджує розрізняють вібраційні машини: а) з направленими коливаннями, у яких збуджуюча сила має постійний напрямок і змінну величину; б) з круговими коливаннями, у яких збуджуюча сила має постійну величину і змінний напрямок.

У віброущільнюючих машинах застосовують дебалансні вібратори з направленими або круговими коливаннями. Вібратори з круговими коливаннями конструктивно простіше вібраторів з направленими коливаннями, але в корисній роботі такого вібратора бере участь лише вертикальна складова сили, що збуджує. Разом з тим, як показує практика, вібратори з направленими коливаннями у порівнянні з вібраторами, що мають кругові коливання, не збільшують ефект ущільнення, за те останні мають значно простішу конструкцію.

Вібратор працює при великому числі обертів, тому привід дебалансного валу здійснюється через клинопасову передачу. У трансмісії від двигуна до вібратора обов'язково застосовується муфта, призначена для включення і виключення вібратора в процесі роботи.

Для підбору оптимального режиму в конкретних умовах роботи в вібраційних котках передбачається можливість зміни частоти вібрації на 15-20% за рахунок регулювання числа обертів двигуна або зміни передавального відношення в трансмісії (варіатор, коробка зміни передач). Велика увага приділяється також запобіганню передачі вібрації робочого органу рами, на якій знаходиться двигун. У цьому зв'язку важливу роль відіграє підвіска рами до вібровальця.

Для поверхневого ущільнення ґрунтів найбільш широкого поширення набули вібраційні котки з гладкими вальцями.

Вібраційні котки за способом переміщення поділяють на самохідні та причіпні. Ефективність вібраційних котків по глибині і ступеню ущільнення ґрунтів перевищує ефективність котків статичного дії в 8-10 разів. У зв'язку з цим вібраційні котки отримали велике поширення у ряді країн.

Легкі одновальцеві віброкотки для запобігання перекидання на стоянках постачають опорними колесами. Важкі котки для цієї ж мети обладнують спеціальним підтримуючим вальцем невеликого розміру або колесом з шиною.

В роботі нами виконано детальний аналіз відомої малогабаритної вібраційної техніки для ущільнення дорожніх основ і покриттів, а також приведені рекомендації по їх проектуванню та ефективній експлуатації.

МОДЕРНІЗАЦІЯ БУЛЬДОЗЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ

За сто років свого розвитку машини для земляних робіт перетерпіли великі і складні зміни одночасно із загальним розвитком техніки і машинобудування. Їх номенклатура, в наш час, надто різноманітна.

Бульдозери, як навісне відвальне обладнання на тракторах і тягачах, а також других базових машинах, отримали широке розповсюдження, що пояснюється простотою їх конструкції, високою продуктивністю, можливістю використання в самих різноманітних ґрунтових і кліматичних умовах, в тому числі, відносно низькою вартістю виконуваних робіт.

Метою роботи є визначення раціональних параметрів робочого обладнання бульдозера, їх аналіз, а також розроблення рекомендацій по використанню різних конструкцій відвалу.

Залежно від конструктивних особливостей бульдозер може бути з поворотним, або з універсальним відвалом. Відвали всіх типів бульдозерів оснащуються механізмами з гідравлічним, канатним (раніше) або електромеханічним приводом. Така спецтехніка оснащується розпушувачами, уширювачами, укісниками і т.д. Без бульдозерів не обходяться жодні великомасштабні будівельні роботи. Бульдозери, в основному, представляють собою навісне обладнання на гусеничний або пневмоколісний трактор. Бульдозери являють собою потужні транспортні засоби.

Завдяки тому, що більшість з них оснащено гусеницями, у бульдозерів є можливість пересуватися по бездоріжжю і через дуже грубий ландшафт. Широка площа гусениць рівномірно розподіляє вагу бульдозера, перешкоджаючи його вгрузанню в піщаному або рідкому складі ґрунту. Бульдозери використовують свою власну вагу, щоб пересувати важкі предмети. Бульдозер – це будівельна машина, яка призначена для вирішення комплексу завдань при проведенні земляних робіт. Бульдозер незамінний при підготовці та обслуговуванні будівельних майданчиків, будівництві і підтримці доріг, при розробці кар'єрів, при утилізації відходів. Сфера застосування такої техніки досить різноманітна, її можна використовувати для вирішення наступних завдань:

- планування і переміщення ґрунту;
- пошарового копання і зрізання;
- ремонт та будівництво доріг, каналів, зведення насипів;
- розроблення котлованів;
- копання траншей під фундаменти і комунікації.

Головний параметр бульдозера – номінальне тягове зусилля, під яким розуміють зусилля, що розвивається базовим трактором на щільному ґрунті з урахуванням довантаження від ваги навісного обладнання при коефіцієнті

буксування не вище 7% для гусеничних машин на нижчій робочій швидкості.

Напрямки модернізації відвалу дозволяють збільшити накопичувальну здатність, створити максимально можливу призму волочіння і практично анулювати втрати ґрунту в бічні валики, що призводить до значного збільшення продуктивності традиційної техніки яка містить бічні обмежуючі елементи.

Відвали бульдозерів доцільно оснащувати козирком. Козирок при основному положенні відвалу встановлюється вертикально. Загальна висота відвалу з козирком повинна бути такою, щоб у транспортному положенні забезпечувалися видимість простору перед бульдозером і необхідний кут в'їзду.

Параметри про- філю відвалу задаються кутами різання, перекидання. Експериментально доведено доцільність створення відвалів з постійним радіусом кривезни лобової поверхні.

Тяговий розрахунок бульдозера дозволяє оцінити можливості тягача при транспортуванні ґрунту з підрізанням стружки, визначити підйом, який може долати машина з максимальною призмою волочіння.

Умова руху бульдозера без буксування визначається як:

$$T_{нб} \geq T_T \geq \sum P, \quad (1)$$

де $T_{нб}$ – сила тяги по зчепленню, кН; T_T – тягове зусилля, що розвивається трактором, кН; $\sum P$ – сума опорів пересуванню, кН.

Сума опорів, що виникають у разі лобового різання і транспортування ґрунту відвалом бульдозера визначається як:

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (2)$$

де P_1 – опір руху бульдозера, кН; P_2 – опір різання ґрунту, кН; P_3 – опір волочіння призми ґрунту попереду відвала, кН; P_4 – опір тертя ґрунту по відвалу, кН.

Підвищення продуктивності та ефективності роботи бульдозера можливе за рахунок додання ножовим системам робочого обладнання таких геометричних параметрів, при яких зусилля різання ґрунту буде мінімальним, а траєкторія переміщення стружки ґрунту і її компоновка сприятиме збільшенню призми волочіння. При цьому буде затрачатися мінімальне зусилля на переміщення ґрунту по відвалу і зменшуватися втрати ґрунту в бічні валики.

Розвиток конструкцій сучасних бульдозерів передбачає наступне:

підвищення потужності базових машин;

механізацію і автоматизацію керування базовою машиною і робочим органом;

створення машин спеціального призначення;

удосконалення форм відвалу і ріжучих ножів.

Нами було розглянуто різні види модернізованого бульдозерного обладнання, в тому числі і з підвищеною накопичувальною спроможністю. Аналіз показав ефективність конструктивних змін параметрів відвалу, який має бокові обмежуючі елементи, і різні кути різання.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОГО БАЛАНСА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

Автотранспорт в нашій країні являється найбільшим забруднювачем навколишнього середовища. Забрудненню підлягає повітря, поверхневі води, а також виникають в процесі роботи шуми та вібрації, які створюють негативну дію на здоров'я населення. Доля автотранспорту в забрудненні навколишнього середовища складає до 40 %, а в великих містах сягає 85 %. З кожним роком забруднення збільшується із-за значного росту чисельності автомобілів. До названих проблем додається скорочення нафтових запасів, а також дорожнеча на паливо. Тому одним із основних напрямків є розроблення та впровадження екологічно чистого електротранспорту.

Коли в Європі електромобіль широко розповсюджується і являє значну конкуренцію автомобілю з ДВЗ, то вітчизняне автомобілебудування значно відстає в цьому питанні. Тому роботи направлені на розроблення та дослідження електротранспорту являються актуальними.

Електромобіль є одним із основних напрямків автомобілебудування, який інтенсивно розвивається. Цим і пояснюється різноманітність типів електромобілів. В свою чергу, відсутність більш точних методик розрахунку електромобілів, значно ускладнює їхнє розроблення та впровадження на виробництво.

Дослідженню тягового балансу та аналізу електро та гібридних автомобілів, присвячені праці науковців Бахмутова С.В., Крутова А.В., Капустіна А.А., Ракова В.А., Умяшкіна В.А., Музафарова Р.С. Бажинова О.В., Смирнова О.П., Серікова С.А., Гнатова А.В., Колеснікова А.В. та інш. У роботах, названих авторів, електро та гібридні автомобілі описувалися різними розрахунковими схемами і їх динамічні системи, в тому числі, розглядалися як одно – та двомасові коливальні системи, які дозволяли визначати частоти власних та вимушених коливань.

Визначення тягового балансу електромобіля є одним із основних елементів при розробленні перспективних моделей, а також при виборі створених типів електромобілів, які однозначно будуть відповідати різноманітним умовам їх експлуатації.

Тяговий баланс електромобіля визначає динамічність електромобіля – можливість перевозити пасажирів, в тому числі, вантажів з максимально можливою швидкістю. Чим вища динамічність електричного автомобіля, тим значно більша його продуктивність.

В даній роботі нами досліджено тяговий баланс електромобіля з електроприводом постійного струму, визначені його складові з використанням програмного застосування MathCAD.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

В наш час широкого впровадження, при виконанні різних видів земляних робіт, набули землерийні машини циклічної та безперервної дії.

В свою чергу, при виконанні робочого процесу землерийні машин безперервної дії мають суттєвий недолік, який полягає в тому, що при розробленні ґрунту за допомогою різних типів металників в них відбувається змішування частинок ґрунту з різним зарядом енергії, в результаті чого це приводить до непродуктивних витрат енергії на додаткове перемішування ґрунту. Отже, розроблення машин з робочими органами, які дозволяють розділяти потоки ґрунту за рахунок віддалення частинок зруйнованого ґрунту з зони різання з подальшим їх пересуванням у ґрунтовиносні елементи, є досить актуальною.

Землерийна техніка у багатьох країнах світу займає одне із ведучих місць серед всієї самохідної і причіпної техніки різного призначення, починаючи від підводного і закінчуючи космічною.

При розробці ґрунту дисковими робочими органами відбувається одночасне його різання та метання. На основі огляду та аналізу досліджень, проведених В.Д.Абезгаузом, Ю.А.Ветровим, В.Л.Баладінським, А.Н.Зеленіним, В.П.Горячкіним, В.В.Нічке, В.К.Руднєвим, В.І.Баловнєвим, А.М.Холодовим, Л.А.Хмарою, О.М.Гаркавенком, Б.А.Жлобинским та іншими вченими, присвячених розробці ґрунтів робочими органами безперервної дії, можна зробити наступні висновки. Недоліком існуючих робочих органів є те, що у цих робочих органах відбувається змішування частинок ґрунту з різним зарядом енергії, що приводить до погіршення просування ґрунту по транспортувальним лопатях, отже до непродуктивних витрат енергії на додаткове подрібнення та перемішування ґрунту.

За сто років свого розвитку машини для земляних робіт перетерпіли великі і складні зміни одночасно із загальним розвитком техніки і машинобудування. Їх номенклатура, в наш час, надто різноманітна.

Метою досліджень було зниження опору різання та викидання ґрунту при руйнуванні його удосконаленими нами робочими органами з розділеними потоками виносу ґрунту; створення математичної моделі розроблення ґрунту робочими органами землерийної машини.

Виведені залежності дозволяють знайти питому потужність, яку необхідно витратити на руйнування та транспортування ґрунту з вибою робочим органом з розділеними потоками виносу ґрунту і можуть бути використані фахівцями, що займаються проектуванням і експлуатацією землерийних машин при виборі найбільш оптимального варіанту виконання ними подібних робіт.

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ОДНОКІВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Для спорудження земляних споруд та виконанні, при цьому, великих об'ємів земляних робіт у будівництві широко застосовуються одноківшеві екскаватори, які постійно удосконалюються шляхом прийняття та впровадження нових конструктивних технічних рішень, але на сьогодні відсутній системний аналіз шляхів їх удосконалення.

Основними загальними тенденціями розвитку конструкцій одноківшевих екскаваторів є: створення нового типу – екскаваторів із набором швидкоз'ємних робочих органів для комплексної механізації робіт у будівництві; підвищення питомої потужності при порівняно невеликому збільшенні маси; застосування більш міцних матеріалів, захисних обладнань; зниження трудомісткості технічного обслуговування; поліпшення умов праці за рахунок зниження трудомісткості керування машиною, зменшення шуму, вібрацій, загазованості, запиленості; створення важких екскаваторів на базі спарених платформ; розширення номенклатури екскаваторного устаткування; використання автоматичних (дистанційних) систем керування РО; удосконалення систем керування і створення комфортних умов для машиніста; упровадження мікропроцесорної техніки, у тому числі пристроїв відображення інформації.

Мета роботи полягає в огляді та системному аналізі основних шляхів удосконалення одноківшевих екскаваторів у сучасних умовах.

На одноківшевих екскаваторах в сучасних умовах застосовують дизельні двигуни, які поставляються з різними варіантами вприскування палива: з електронним блоком на ТНВД, з механічним приводом насос-форсунки, з механічним приводом і електронним керуванням, з гідравлічним приводом і електронним керуванням. Електронний блок керування дозволяє також оперативно проводити діагностику і визначати несправність двигуна. Вбудована автоматична система керування обертами двигуна автоматично скорочує частоту обертання колінчастого вала за відсутності споживання потужності у гідросистемі, знижуючи рівень шуму і витрату палива та обертання двигуна.

Додатково на двигунах екскаваторів фірми Volvo система Contronics самостійно скидає оберти двигуна до холостих, якщо протягом деякого часу важелі і педалі знаходяться в нейтральному положенні.

У сьогоднішнього покоління екскаваторів двигуни відповідають вимогам норм EU Stage 2/Tier 2, у нового покоління токсичність вихлопу доведена до вимог Stage 3A із акумуляторною системою вприскування плюс системою рециркуляції з проміжним охолодженням відпрацьованих газів.

Нові серії двигунів компенсуються електронною системою керування в основному з чотирма робочими режимами: для піднімання вантажів, для планувальних робіт, економічний, для важких робіт. Активний режим (для важких робіт) дозволяє отримати від машини все, на що вона здатна. Тут доступна функція Power Max, при її активації на деякий час зусилля копання збільшуються на 7%. В економічному режимі викиди двигуна і шум зменшуються до мінімуму, тому рекомендується використовувати його в населених пунктах та в нічні часи. У разі виникнення несправності в електроніці, коли ремонт не можна провести негайно, передбачена можливість тимчасово перейти на ручне керування. При переході в ручний режим відключається ланцюг контролера електронної системи керування, продуктивність гідросистеми знижується, і повідомлення на дисплеї не відображаються.

Для систем трансмісії і робочого устаткування, передбачено чотири режими роботи: P – паркування, T – транспортний, W – робочий і S – призначений для користувача. Останній дозволяє оператору самостійно напрацювати і зберегти параметри роботи двигуна і гідросистеми.

Олива до вузлів тертя подається по трубопроводах, які згруповані і виведені в зручні для обслуговування місця. Централізована система змащування спрощує обслуговування і забезпечує оптимальні умови роботи вузлів тертя екскаваторів, в значній мірі продовжуючи їх ресурс. Повітряний фільтр великого розміру затримує до 99% пилу. У паливну систему включені послідовно фільтр грубої очистки, сепараторний фільтр, що відокремлює воду, і фільтр тонкого очищення. Фільтруючий елемент зі скловолокна гідросистеми затримує до 99,5% твердих частинок, захищаючи елементи системи і збільшуючи інтервал обслуговування.

Велика увага приділяється умовам роботи оператора. Переважна кількість виробників вважають, що для сучасного екскаватора обов'язкові:

- захист кабіни конструкціями ROPS (від пошкодження при перекиданні) і FOPS (від предметів, що падають зверху);
- продумана організація робочого простору оператора, ергономічне розміщення органів управління та контролю, прагнення збільшити внутрішній об'єм кабіни і забезпечити найкращий огляд оператором робочої зони;
- підресорене і регульоване сидіння анатомічного профілю;
- джойкового управління основними агрегатами екскаватора.

Підводячи підсумки можна відзначити, що в конструкціях сучасних екскаваторів, використовується практично один набір ергономічних концепцій і технічних рішень з вельми високою якістю їх реалізації. Також можна зазначити що постійно йде пошук нових технічних рішень по удосконаленню одноківшевих екскаваторів з метою підвищення їх продуктивності і надійності. Провідні виробники комплектують одноківшеві екскаватори різними допоміжним обладнанням, яке можна змінити за короткий період баз виходу із кабіни. Перспективними є покращення робочого обладнання, автоматизація систем контролю і керування, застосування супутникових технологій для мінімізації роботи оператора.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗБУДЖУЮЧОЇ СИЛИ НА РУХ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ ПРИЧЕПА ЯК ЛАНКИ ЛЕГКОВОГО АВТОПОЇЗДА

Вирішення проблеми підвищення безпеки руху автотранспортних засобів є завжди актуальним. Про це свідчать статистика аварійності і та увага, яку приділяє держава її вирішенню. Проблема ця багатопланова і передбачає вирішення великого кола завдань, в тому числі і завдання підвищення безпеки руху легкових автопоїздів. Часто причиною виникнення аварійної ситуації є інтенсивні поздовжні горизонтальні коливання ланок, що з'являються при русі автопоїзда на неусталених режимах (розгін або гальмування) і по нерівних дорогах. Ці коливання погіршують експлуатаційні властивості автопоїзда, можуть привести до обриву зчпного пристрою і мають шкідливий вплив на людський організм.

Так як рівняння Лагранжа 2-го роду [1, 2] дозволяє описати закон руху будь-якого тіла із врахуванням усіх сил чи моментів, що на нього діють, то використаємо його для моделювання руху по дорозі причепа як ланки легкового автопоїзда, яка має змінний профіль у горизонтальній площині.

Для нашого випадку у якості узагальненої координати можна прийняти кут повороту причепа відносно точки кріплення у вертикальній площині φ , який дасть можливість чітко визначити місцезнаходження у просторі.

Із врахуванням збуджуючої сили від нерівності дороги диференціальне рівняння руху згідно [1, 2]

$$J_0 \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} + c \cdot L^2 \cdot \varphi(t) - c \cdot L \cdot h(t) + \alpha \cdot L^2 \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt} - \alpha \cdot L \cdot \frac{dh(t)}{dt} = 0. \quad (1)$$

За допомогою рівняння (1) можна знайти швидкість і прискорення причепа як ланки легкового автопоїзда як без збуджуючої сили, так і враховуючи її.

Збуджуюча сила від нерівності дороги h , Н, яка діє у вертикальному напрямку, залежить від часу та визначається за законом

$$h(t) = h_0 \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{x}{L_1} \right) \right), \quad (2)$$

де h_0 – амплітуда збуджуючої сили, Н.

Без додаткової збуджуючої сили рівняння (1) матиме вигляд затухаючих коливань причепа як матеріальної системи

$$J_0 \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} + c \cdot L^2 \cdot \varphi(t) + \alpha \cdot L^2 \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt} = 0. \quad (3)$$

Увівши заміни, рівняння (3) матиме вигляд вигляду звичайного квадратного рівняння, вирішення якого залежить від значення дискримінанту D

$$J_0 k^2 + \alpha \cdot L^2 \cdot k + c \cdot L^2 = 0. \quad (4)$$

Із додатковою збуджуючою силою рівняння коливань причепа як матеріальної системи (1) збереже усі свої доданки, при чому розв'язок такого рівняння складатиметься із двох частин:

- перша частина – рівняння (4);
- друга частина – із врахуванням (2) рівняння набуде вигляду частини лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку зі сталими коефіцієнтами

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & -\alpha \cdot L \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot h_0 \cdot v}{L_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot h_0 \cdot v}{L_1} \right) + \\ & + c \cdot L \cdot h_0 \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot h_0 \cdot v}{L_1} \right) - c \cdot L \cdot h_0 \end{aligned} \quad (5)$$

Для візуалізації результатів приведемо криві лінійних переміщень $x(t)$ та $x_1(t)$, швидкостей $v(t)$ та $v_1(t)$, повних прискорень $a_p(t)$ та $a_{p1}(t)$ причепа без та із збуджуючою силою від нерівності дороги відповідно.

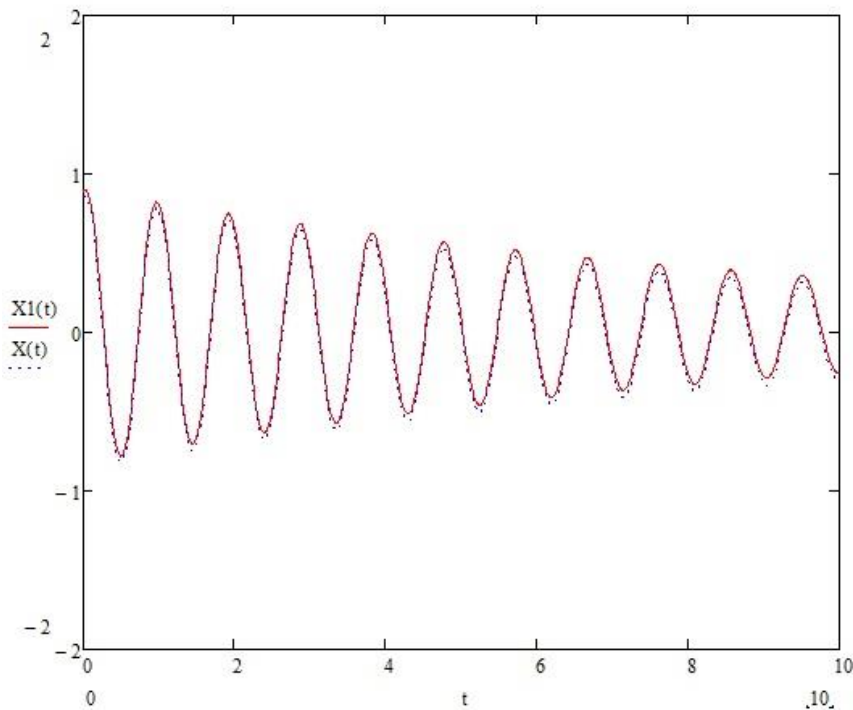


Рисунок 1 – Порівняння лінійних переміщень центра ваги причепа $x_1(t)$ та $x(t)$

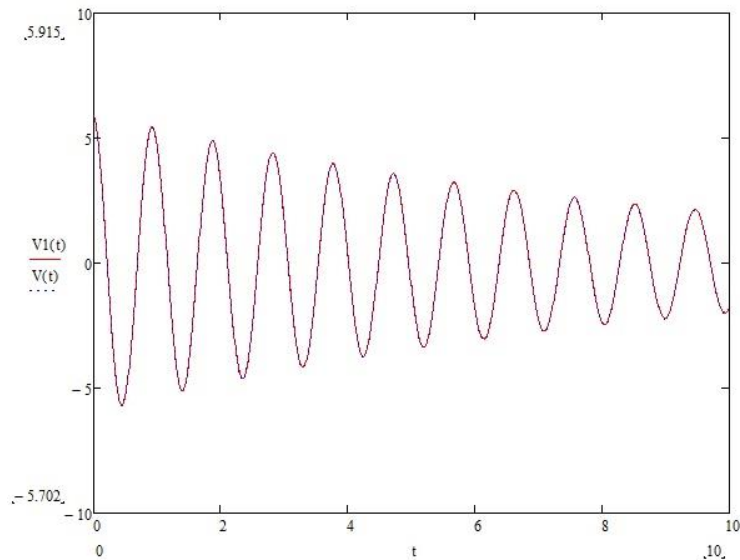


Рисунок 2 – Порівняння лінійних швидкостей центра ваги причепа $v_1(t)$ та $v(t)$

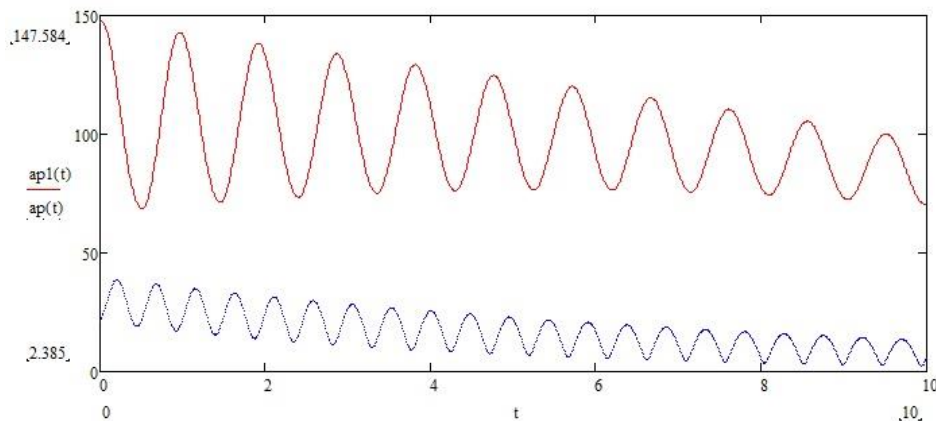


Рисунок 3 – Порівняння повних прискорення причепа $a_{p1}(t)$ та $a_p(t)$

Отже, аналізуючи рисунки (1 – 3), за результатами моделювання можливо зробити висновок, що під час руху причепа без збуджуючої сили та деяких початкових умовах коливання матимуть затухаючий характер. Після появи збуджуючої сили під час руху причепа лінійні переміщення та швидкість матимуть також затухаючий характер. При чому, різниці лінійних переміщень ($x_1(t)-x(t)$) та лінійних швидкостей ($v_1(t)-v(t)$) не значні і лежать у межах похибки обчислення.

Закони повних лінійних прискорень $a_1(t)$ та $a(t)$ різняться – без збуджуючої сили коливання матимуть затухаючий характер, а з появою збуджуючої сили вони матимуть періодичний характер, при чому значення відношення їх абсолютних величин становить близько 3.

Література

1. Сердюк Л.І. Теорія розмірностей, подібності та математичне моделювання: Посібник / Л.І. Сердюк. – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – 154 с.
2. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч 2. Динамика. / А.А. Яблонский. – М.: Высш. шк., 1984. – 423 с.

СУТНІСТЬ ЯВИЩА КАВІТАЦІЇ ТА ШЛЯХИ УСУНЕННЯ ЇЇ НЕГАТИВНОЇ ДІЇ В НАСОСАХ

В доповіді розглядається питання виникнення негативного явища – кавітації в насосах та пропонуються шляхи забезпечення безкавітаційної роботи насосів.

Найбільш розповсюдженими в усіх галузях техніки, у тому числі і в системах транспортних засобів та будівельної техніки, отримали насосні установки. Тому принцип дії і основні рівняння, які описують явище кавітації що відбувається у процесі роботи таких машин, описані в основному для відцентрових насосів.

Фізична суть явища кавітації пояснюється тим, що в перекачуемій рідині завжди знаходиться деяка кількість розчиненого повітря, можливо навіть газу (фтору, кисню тощо). При рухові рідини в ній можуть виникати зони розрідження. Таке розрідження виникає часто в тих перетинах потоку, де абсолютний тиск зменшується до тиску насичених парів і в результаті мікроскопічні зони газу розширюються до бульбашок. Таке явище може виникати, наприклад, при звуженні потоку де швидкість руху рідини досягає суттєвих значень. Такі кавітаційні бульбашки народжуються на так званих кавітаційних зародках, якими є найчастіше газові або повітряні включення. Відомо, що у рідині завжди міститься до 2% розчиненого повітря, яке в силу своїх малих розмірів не змінює прозорості води. Кавітаційний поріг виникнення такого явища підвищується в міру зниження вмісту газу в рідині.

Така суміш рідини з бульбашками потрапляє в зону більш високих тисків (порядку 10^3 кгс/см²), що призводить до стискання бульбашок. Як правило це проявляється на вході на робоче колесо та підводному патрубку. Бульбашки схлопуються і при цьому виділяється енергія, яка призводить до руйнування поверхонь деталей.

В більшості літературних джерел пояснюється руйнування поверхні елементів насоса появою ударної хвилі при схлопуванні бульбашки. Вченими це пояснюється тим, що цей процес супроводжується короткочасними (порядку 10^{-6} с) хвильовими тисками, які призводять до руйнування поверхонь деталей у вигляді сегментних лунок.

На наш погляд більш ймовірним є двобічний ударно-температурний процес.

Так експериментальні дослідження показали, що схлопування бульбашки супроводжується адіабатичним нагрівом мікрозони деталі під такою бульбашкою й частково рідини, зокрема води, близького до температури 2000 – 5000 °С. Такий процес супроводжується іонізацією газу і навіть дисоціацією води. Вода при цьому розкладається на водень та кисень (молекулярний і навіть

атомарний). Відомо, що такий кисень є найбільш активним окиснювачем і швидко вступає у взаємодію з залізом «Fe» та вуглецем «C», утворюючи рихлу легкоруйнівну поверхню (подібну до пористого шоколаду). Така поверхня легко руйнується, стирається твердими частинками, котрі завжди містяться у потоці води (наприклад пісок тощо). Оголена поверхня деталі більш активно контактує з киснем при черговому схлопуванні бульбашки утворюючи нові аналогічні продукти хімічної реакції, котрі зараз же зносяться потоком. На поверхні під дією високої температури утворюються сегменти не як результат удару, а результат місцевого хімічного процесу з безперервним стиранням абразивом. Ось чому до кавітаційного руйнування більш схильні чавун та вуглецева сталь. Більш стійкі у цьому відношенні бронза та нержавіючі леговані сталі.

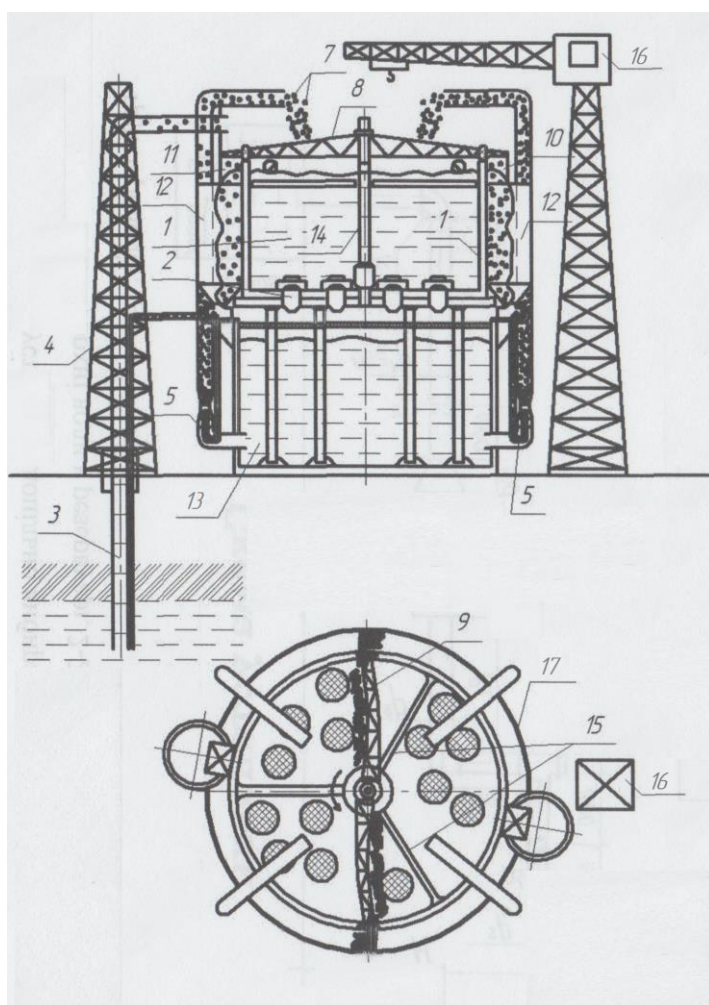
Для підвищення стійкості деталей насоса до кавітаційного руйнування використовують захисні покриття. Для цього поверхні деталей наплавають твердими сплавами, використовують місцеві загартування та інші види захисту.

Покращення антикавітаційних властивостей насосів на практиці досягається застосуванням ряду конструктивних та проектних заходів, таких як:

- зниження геометричної висоти всмоктування, або збільшення підпору в насосі;
- зменшення гідравлічних опорів підвідного патрубка за рахунок збільшення його прохідного отвору, належної механічної обробки, або інших конструктивних заходів завдяки яким згладжується шорсткість внутрішньої поверхні вхідного патрубка всмоктуючого трубопроводу до насосу;
- зменшення частоти обертів валу насоса і виконання насосів з великим числом ступенів;
- зменшення гідравлічних втрат напору на всмоктуючому трубопроводі і на вході потоку на робоче колесо насоса;
- застосування робочого колеса першого ступеню з підвищеними протикавітаційними властивостями у яких меридіанний перетин виконано бочкоподібної форми, а вхідним кромкам лопаток надається загострена форма з плавним переходом від тонкої до потовщеної частини лопатки;
- збільшення тиску на всмоктуючій стороні насосу шляхом підвищення рівня води в підвідному резервуарі або спеціального преднасосу для збільшення напору на вході в основний насос.

ГІДРОЕНЕРГЕТИЧНИЙ КОМПЛЕКС НА ДИСКРЕТНОМУ ЕНЕРГОНОСІЇ

Гідроенергетичний комплекс (Рис. 1) відноситься до енергетичної галузі, а саме до гідроакумуляуючих електростанцій і може бути використаний для забезпечення електроенергією окремих споруд та невеликих населених пунктів, що розташовані на значній відстані від централізованих джерел електроенергії.



1 – верхній резервуар; 2 – гідрогенератори; 3 – стартова установка; 4 – вишка; 5 – гідростатичний водопідіймач; 6 – нижній резервуар; 7 – пустотілі кульки; 8, 9 – решітчасті пристрої; 10 – лоток; 11 – вертикальна пластина; 12 – бункер; 13 – нижній резервуар; 14 – вісь; 15 – трьохважільна опора; 16 – кран баштовий; 17 – огороження

Рисунок 1 – Гідроенергетичний комплекс на дискретному енергоносії

Вирішення поставленої задачі забезпечується тим, що гідроенергетичний комплекс включає щонайменше два зворотних резервуари розташованих один над одним, верхній з яких по можливості завжди заповнений водою, а інший має можливість приймати воду, яка пройшла через гідрогенератори, що встановлені в днищі верхнього резервуару. З двох сторін гідроспоруди вертикально розміщено щонайменше один бункер, в котрий згортаються пустотілі кульки при кругових обертаннях решітчастої конструкції. Передній профіль решітчастої конструкції виконано випуклим, що забезпечує краще

згортання легких кульок елементів до вказаного лотка.

Забезпечується таке обертання решітчастої конструкції гідроприводом, що приєднано до її осі. По периметру верхньої сторони верхнього резервуару ззовні влаштовано лоток, куди згортаються легкі кульки і по ньому переміщуються до бункерів, які розміщено під лотком напроти отвору. Під кожним бункером влаштовано нагнітач, котрий подає дані кульки до нагнітального сопла ежекторного пристрою, Сопло подачі розташовано у вертикальній трубі, по якій транспортується суміш води з кульками, в місці, де утворюється максимальне розрідження, завдяки якому засмоктуються кульки, що полегшує роботу нагнітача.

Поповнення незворотних витрат води виконується із водоносного шару за допомогою свердловини збудованої поблизу гідроенергетичної системи, куди також подаються кульки, і за допомогою них вода подається до верхнього резервуару.

Для зручного проведення ремонтних операцій на гідрогенераторах під днищем верхнього резервуару влаштовано проникне перекриття з можливістю проходу між ними робітника та проникне для води. Крім того кожен гідрогенератор обладнано стаканом, який щільно притискається до днища і може зніматися при пуску гідрогенератора в роботу. Для цього в складі споруди використовується баштовий кран.

Рамна конструкція для згортання і збору легких пустотілих кульок встановлена на двох колесах, які рухаються по торцю стіни верхнього резервуару і для зменшення навантаження на ці колеса конструкція розвантажена двома конусоподібними понтонами, прикріпленими до неї знизу.

УДК 621.923.7

*А.В. Васильєв, канд. техн. наук, доцент,
О.В. Костік, магістрант,
кафедра будівельних машин і обладнання,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
С.В. Попов, канд. техн. наук, доцент,
кафедра галузевого машинобудування,
Полтавський державний аграрний університет*

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НЕЗАКРІПЛЕНИМ ШЛІФМАТЕРІАЛОМ

Під час удосконалення двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) відбувається постійна інтенсифікація режимів роботи, збільшення термінів експлуатації окремих деталей, складальних одиниць і двигуна [1-3].

У конструкторській документації до деталей ДВЗ сучасних двигунів закладаються високі вимоги до стану поверхні та геометричної точності зовнішнього контуру деталей [4, 5].

Для забезпечення відповідних характеристик, значна увага приділяється фінішним операціям. Велику частку даних операцій займає ручна обробка. Використання ручної праці накладає суттєві обмеження на досягнення необхідної продуктивності та якості. З метою заміни ручної полірувальної обробки у виробництві використовуються такі методи обробки як відцентрове [6, 7] та планетарне полірування [8-10]. Однак, найбільш широко використовується автоматизована вібраційна полірувальна обробка абразивними гранулами в спеціальних вібраційних установках [11]. Вібраційне полірування – це високоефективний метод обробки. До його переваг відноситься висока продуктивність, відсутність ризику утворення припалювань та виключення впливу ручної праці полірувальників і слюсарів на результат обробки.

Під час виконання роботи було проведено дослідження із визначення часу, потрібного для покриття поверхні деталі ДВЗ слідами контакту із вільними абразивними гранулами. Ширина мікрорізів складала від 0,5 до 1,5 мм. При цьому на мікрорізі присутні як зони, в яких відбувалося різання, так і зони, в яких відбулося підминання матеріалу. Довжина слідів від абразивних гранул знаходиться в діапазоні від 1 мм до 3 мм. Після оцінки часу витраченого на досягнення повного покриття (таблиця) виявлено, що залежність покриття від часу носить нелінійний характер.

Таблиця – Залежність покриття поверхні деталі слідами контакту із абразивними гранулами від часу

Час, хв.	1	2	5	8	10
Покриття поверхні деталі слідами від контакту із робочими тілами, %	30	50	80	95	99

Дослід був доведений до покриття слідами від контакту із абразивними

гранулами 99% площі деталі. Повторюваність результату була підтверджена повторною обробкою аналогічних деталей.

Отже, сліди від впливу абразивних гранул різноспрямовані, часто перетинаються і накладаються один на одного частково або повністю. Оптимальний час полірування для заданих умов становить 10 хв. Саме ця величина забезпечує покриття поверхні деталі слідами від контакту із робочими тілами на рівні 99%.

Література

1 Коробко Б.О., Фролов Є.А., Попов С.В., Ясько С.Г. *Прогресивні технології у машинобудуванні. Навчальний посібник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти.* Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2020. 168 с.

2 Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. *Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти.* Харків: НТМТ, 2020. 258 с.

3 Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. *Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти.* Харків: НТМТ, 2019. 268 с.

4 Фролов Є.А., Кравченко С.І., Попов С.В., Гнітько С.М. *Технологічне забезпечення якості продукції машинобудування: монографія.* Полтава: Технологічний центр, 2019. 204 с.

5 Korobko, B., Vasyliev, Ie., Popov, S., Vasilyev, A. *Modified Hexanit cutters for knurling of cylindrical shaft sections.* ScienceRise. 2020. №1. С.3-9.

6 Серілко Л.С., Пікула М.В., Стадник О.С., Серілко Д.Л. *Дослідження особливостей руху частинок в установці для відцентрової обробки деталей.* Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Рівне: НУВГ, 2017. С. 66-74.

7 *Пристрій для відцентрової обробки деталей: пат.: 117736 Україна: МПК В24В 31/06. № и2016 13503; заявл. 28.12.2016; опубл. 10.07.2017.*

8 Скрябин В.А. *Обработка деталей с различным наружным профилем уплотненным шлифовальным материалом.* Вестник Мордовского университета. 2016. Т. 26, №3. С. 292-311.

9 Скрябин В.А., Рыбаков Ю.В. *Новый метод финишной обработки деталей свободными мелкодисперсными средами.* Машиностроитель. 2000. №2. С. 16-17.

10 Скрябин В.А., Схиртладзе А.Г. *Технологическое обеспечение качества обработки сложнопрофильных деталей уплотненными мелкодисперсными средами: монографія.* Старый Оскол: Тонкие наукоемкие технологии. 2015. №2. 240 с.

11 Фасахов О.М., Фролов В.К. *Управління процесом оброблення вільним абразивом в горизонтальному барабані.* Інновації молоді в машинобудуванні: зб. тез доп. XII Міжнар. наук.-техн. конф., м. Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 7-31 травня 2019 р. Київ, 2019. С. 422-432.

УДК 693.6.002.5

*Б.О. Коробко, д.т.н., доцент;
А.В. Ківшик, аспірант*

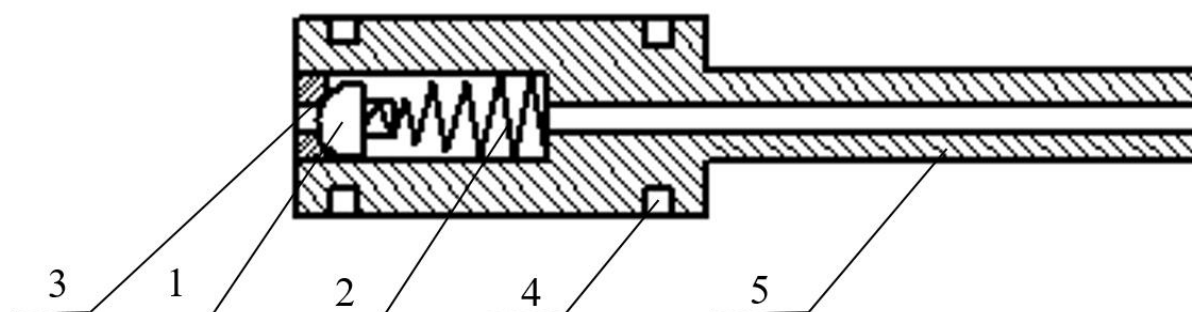
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

АНАЛІЗ РОБОТИ КЛАПАНІВ ДИФЕРЕНЦІЙНОГО НАСОСУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ДІЇ З МЕТОЮ ОПТИМІЗАЦІЇ ЕНЕРГОВИТРАТ

Значна частина оздоблювальних будівельних робіт (15 %) припадає на малярні, ґрунтувальні та шпаклювальні процеси. Описані процеси вимагають використання механізованого інструменту для підвищення ефективності робіт.

Провівши аналіз існуючих моделей насосів, було встановлено що диференційний насос електромагнітної дії не чутливий до зовнішніх чинників, має найбільший серед аналогів ККД завдяки малій кількості деталей, що зазнають активного зносу. Конструкція диференційного насосу забезпечує його мобільність та економічність при експлуатації.

В роботі розв'язано проблему удосконалення роботи насосу для перекачування оздоблювального матеріалу. Робочим органом насосу є сталевий плунжер, який рухається поступальним рухом. При поданні електричного струму на котушку, магнітна індукція втягує плунжер в котушку. При поступальному русі плунжеру по черзі перекриваються нагнітальний (рис. 1) та всмоктувальний клапани.



*1 – запірний елемент діаметром 6 мм; 2 – підтискаюча пружина; 3 – розшифований отвір діаметром 5 мм; 4 – манжетні ущільнення; 5 – плунжер;
Рисунок 1 – Конструкція нагнітального клапану диференційного насосу електромагнітної дії:*

Робота нагнітального клапану була досліджена за допомогою математичної моделі (1), яка враховує геометричні параметри конструкції насосу. У повному циклі руху плунжеру було досліджено швидкість роботи запірних елементів. Таким чином встановлено, що рівномірне перекачування матеріалу досягається при зменшенні часу на відкриття та закриття нагнітального клапану.

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} + k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} + \frac{c_6 + c_7}{m} \cdot x = \frac{Q_0}{m} \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} + \frac{c_6 \cdot (\ell_{\text{неод.}} - \zeta_6)}{m}, \quad (1)$$

де V – швидкість руху плунжера, м/с;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, м/(с·К);

t – час руху плунжера, с;

c_6, c_7 – коефіцієнти жорсткості пружин, кг/с²;

$\ell_{\text{неод.}}$ – довжина недеформованої пружини, м;

k – безрозмірний коефіцієнт.

Аналіз математичної моделі руху нагнітального клапану дозволяє значною мірою оптимізувати роботу диференційного роботу насосу, шляхом встановлення значення параметрів моделі, при яких досягається максимальна швидкість спрацювання клапану.

Висновки. Створено математичну модель, роботи насосу, що враховує його геометричні параметри. Запропоновано спосіб оптимізації роботи насосу шляхом зменшення часу спрацювання нагнітального клапану за рахунок оптимальної маси матеріалу кульки. Оптимізація геометричних розмірів компонентів клапану та пружини дозволила зменшити затрати енергії на переміщення оздоблювальної суміші.

Література

1. Пат. №35898 МПК F04B 9/02 Україна. Диференціальний розчинонасос із керованим законом руху робочого органа / Є. А. Васильєв // Бюл. – 2008. – №19.
2. Васильєв А. В. Вивчення ступеня стабільності роботи гідроприводного розчинонасоса / А. В. Васильєв // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2001. – Вип. 7. – С. 13 – 17.
3. Кукоба А.Т., Васильєв А.В., Якубцов О.М. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів // Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Частина 1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 12-17.

*О.В. Орисенко к.т.н., доцент;
Нагорний В.І. магістрант,*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Орія Кондратюка»

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ БЕНЗИНІВ З РІЗНИМИ ОКТАНОВИМИ ЧИСЛАМИ

Розвиток конструкцій та вдосконалення автомобільних двигунів супроводжується збільшенням вимог до детонаційної стійкості бензинів. Але, підвищення октанових чисел бензинів пов'язано із застосуванням складних та дорогих технологічних процесів і, як наслідок, зі збільшенням капіталовкладень та собівартості бензину.

З огляду на тенденції розвитку систем керування двигуном з використанням електронного блоку керування, пропонується зменшити витрати на бензин без появи детонації під час руху автомобіля. Це можливо здійснити зміною октанового числа паливної суміші при зміні обертів колінчатого валу шляхом змішування двох бензинів з різними октановими числами.

В результаті досліджень виведено математичну залежність, завдяки якій можливо визначити процентний вміст того чи іншого бензину з певним октановим числом в суміші для отримання паливної суміші з необхідним октановим числом.

Математичну модель побудовано на принципі «правила хреста» (рисунок 1), яке застосовується для розрахунку співвідношення змішуваних бензинів для отримання суміші з заданим октановим числом [1].

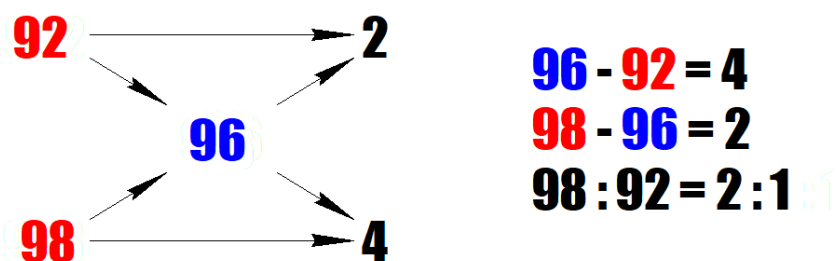


Рисунок 1 – Правило «хреста»

Недоліком цього методу є незручність у визначенні відсоткового вмісту того чи іншого бензину для отримання суміші з заданим октановим числом. Наприклад, для визначення відсоткового вмісту 92-го бензину в складі 98-го для отримання бензину з октановим числом 93,4, цей метод є незручним для програмування в електронному блоці керування двигуном автомобіля.

Для розроблення математичної моделі процесу змішування бензинів з різними октановими числами було застосовано математико-статистичні методи,

які використовуються для обробки даних експериментів [2]. Вибрано матрицю (таблиця 1), якою користуються при обробці даних двохфакторного нелінійного трирівневого плану експерименту з інтервалами варіювання факторів, які наведено в таблиці 2.

Таблиця 1 – Матриця двохфакторного нелінійного трирівневого плану експерименту

Рівень	№ досліджу	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	x_1x_2	y	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	x_1x_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
N_1	1	+	+	+	+	+	98	98	98	98	98	98
	2	+	-	+	+	-	92	92	-92	92	92	-92
	3	-	+	+	+	-	92	-92	92	92	92	-92
	4	-	-	+	+	+	98	-98	-98	98	98	98
N_α	5	+	0	+	0	0	95	95	0	95	0	0
	6	-	0	+	0	0	95	-95	0	95	0	0
	7	0	+	0	+	0	95	0	95	0	95	0
	8	0	-	0	+	0	98	0	-98	0	98	0
n_0	9	0	0	0	0	0	95	0	0	0	0	0
	10	0	0	0	0	0	95	0	0	0	0	0
	11	0	0	0	0	0	95	0	0	0	0	0
Сума	Σ	-	-	-	-	-	1045	0	0	570	570	12

Таблиця 2 – Інтервали варіювання факторів

Код	Позначення коду	Значення факторів	
		Октанове число	Відсоток вмісту, %
Нульовий рівень	0	95	50
Верхній рівень	+	98	100
Нижній рівень	-	92	0
Інтервал варіювання	Δ	3	50

В результаті обробки даних таблиці 1 за методикою [2] отримано алгебраїчне рівняння, яке відображає зв'язок між досліджуваними властивостями об'єкту і факторами, які впливають на ці властивості:

$$OЧ_n = 95,04 - 0,05x_1^2 - 0,05x_2^2 + 3x_1x_2 \quad (1)$$

Для переходу від рівняння з факторами у кодованій формі до рівняння з факторами у натуральному вигляді підставимо замість x_1 та x_2 їхні вирази записані у вигляді:

$$x_1 = \frac{OЧ - 95}{3}, \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{C - 50}{50}. \quad (3)$$

Спростивши отримане рівняння отримаємо

$$\begin{aligned} \text{ОЧ}_H = 140,3236 - 0,0056 \cdot \text{ОЧ}^2 + 0,0556 \cdot \text{ОЧ} - \\ - 0,00002 \cdot C^2 + 0,02 \cdot \text{ОЧ} \cdot C - 1,898 \cdot C \end{aligned} \quad (4)$$

де ОЧ та С – відповідно октанове число та відсотковий вміст в % бензину, який добавляється до базового.

Виразивши з (4) відсотковий вміст С, %, отримуємо формулу

$$\begin{aligned} C = 25000 \left(\frac{\text{ОЧ}}{50} - \frac{949}{500} \right) + \\ + \sqrt{-50000 \cdot \text{ОЧ}_H + 249720 \cdot \text{ОЧ}^2 - 47447220 \cdot \text{ОЧ} + 2258518680}. \end{aligned} \quad (5)$$

Таким чином в результаті дослідження отримано математичну залежність для розрахунку відсоткового вмісту бензину марки А92 в суміші з бензином марки А98 для отримання бензину з необхідним октановим числом в межах ОЧ = 92...98.

Література

- 1 Горновсій І.Т. *Краткий справочник по химии* / Ю.П. Назаренко, Е.Ф. Некряч / 5-е изд., испр. и доп. – К.: Наукова думка, 1987. – 833 с.
- 2 Рузавин Г.И. *Методология научного исследования: Учеб. пособие для вузов.* – М.: ЮНИШ-ДАНА, 1999. – 317 с.

*В.П. Сахно, д.т.н., професор
Національний транспортний університет
А.І. Криворот, старший викладач
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА (ГГП) ТА ЧАСУ ПРОХОДЖЕННЯ МІСЬКОГО ЦИКЛУ НА ДОРОЗІ АВТОБУСОМ БАЗ-2215 ЗА РІЗНИХ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Найбільш повно методика для визначення витрати палива автобуса в міському циклі на дорозі відображена у роботах [1, 2]. Дорожні ділянки для вимірювань витрати палива в міському циклі мають бути прямолінійними, горизонтальними, із асфальтобетонним гладким, сухим і чистим покриттям. Швидкісні режими руху нормуються оперативною картою та графічною схемою усього циклу для кожного типу автомобіля. Послідовне виконання названих фаз (операцій) встановлено через певні відстані шляху, рис. 1.

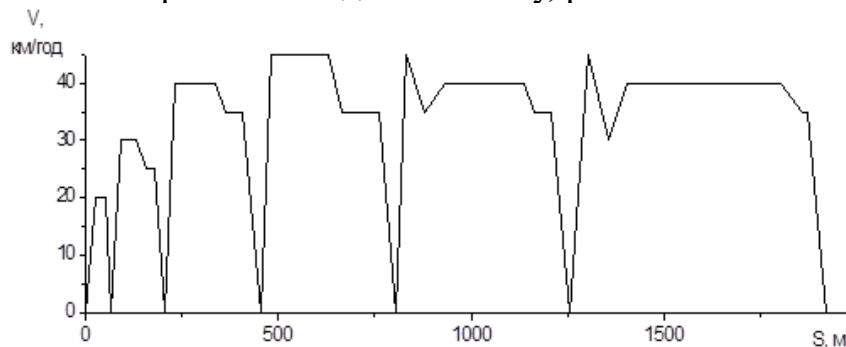


Рисунок 1 – Схема міського їздового циклу для міських автобусів

Характерним є включення до циклу типових фаз руху: розгін; усталена швидкість; сповільнення за допомогою двигуна або гальмівної системи; повна зупинка. Для розрахункового визначення витрати палива автобусом у різних фазах руху скористаємося методикою, яка розглянута в роботі [3]. У відповідності до названої роботи визначимо витрату палива автомобілем у неусталеному та усталеному рухах, а також за повного і часткового використання потужності двигуна.

Витрата палива при неусталеному русі за повного використання потужності двигуна визначається за виразом [3]:

$$Q = G_a \delta \times \left[a_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V^2 dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + b_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} + c_{Qc} \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right], \quad (1)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує приріст сил інерції поступальних мас автомобіля за рахунок його обертових мас на відповідній передачі;

a_{Qc} , b_{Qc} , c_{Qc} – коефіцієнти рівняння, яким апроксимує залежність секундної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти правої частини диференційного рівняння руху автомобіля (табл. 1)

Таблиця 1 – Розрахункові формули при розгоні автомобіля.

Рівняння руху при розгоні	$\frac{dV}{dt} m_a \delta_o = a_i V^2 + b_i V + c_i$
Час розгону, с	$\tau = M_a \delta_o \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i}$
Шлях розгону, м	$S = m_a \cdot \delta_o \cdot \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln \left a_i V^2 + b_i V + c_i \right \Big _{V_H}^{V_K} - \frac{b_i}{2 \cdot a_i} \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right\}$
Коефіцієнти рівнянь	$a_i = A_i - K_B \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot m_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot m_a \cdot g ;$ $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_o r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_o \cdot r_k}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_o},$ <p>де a, b, c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа; K_f – коефіцієнт, що враховує приріст коефіцієнта f від швидкості руху; K_B – коефіцієнт опору повітря; F – площа поперечного перерізу автобуса; m_a – маса автобуса; g – прискорення вільного падіння; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; U_i – передаточне відношення трансмісії автомобіля на i-ій передачі; V – поточна швидкість руху автомобіля; V_K, V_H – кінцева і початкова швидкість в процесі розгону.</p>

Витрата палива при усталеному русі автомобіля і повному використанні потужності двигуна визначається за формулою [3]

$$Q_{so} = 7,7 \frac{a_{\rho} u^2}{r_k^2 \rho} V_a + 27,8 \frac{b_{\rho} u}{r_k \rho} + 100 \frac{c_{\rho}}{\rho V_a}. \quad (2)$$

Середню витрату палива на заданому маршруті, опір руху якого визначається нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху визначаємо за формулою [3]

$$q_{kcp} = \frac{1}{\rho} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Ticp} \cdot k_i}{V_{icp}}, \quad (3)$$

де ρ – густина палива;

Q_{Ticp} – середня витрата палива на i -ій передачі;

k_i – відносний шлях руху автомобіля на i -ій передачі;

V_{icp} – середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі.

Відносний шлях руху та середня швидкість руху автомобіля на i -ій передачі визначаються за формулами табл. 1.

Приймаючи поточне значення та закон розподілу витрати палива на i -ій передачі з роботи [3], визначаємо середньокілометрову витрату палива

автобусом у заданих умовах експлуатації, табл. 2.

Таблиця 2 – Витрата палива і час проходження циклу автобусом БАЗ-2215 за різних передаточних відношень коробки передач

Закон або методика вибору передаточних відношень трансмісії	Контрольна витрата ГПП, м ³ /100 км	Середня кілометрова витрата ГПП, м ³ /км	Час виконання циклу, с
Геометрична прогресія	33,6	0,475	237
Арифметична прогресія	37,8	0,556	235
Динамічний ряд	32,9	0,469	229
Гармонічний ряд	30,8	0,432	243
Мінімізація витрат палив	32,8	0,455	232
Мінімізація часу розгону	32,7	0,444	242
Методика А.А. Токарева	30,8	0,431	249
Стандартний ряд КПП	35,3	0,543	281

Аналіз даних, табл. 2, показує, що за часом виконання міського їздового циклу найкращі показники притаманні автобусу, передаточні відношення коробки передач визначені за динамічним рядом, найгірші – за методикою А.А. Токарева. Пояснюється це тим, що при незначній швидкості виконання циклу, де рух автомобіля здійснюється на нижчих передачах, прискорення автобуса БАЗ на другій, третій передачах значно вищі за прискорення цього ж автомобіля з другими коробками передач. За показником паливної економічності найкращі результати забезпечені автобусом, передаточні відношення коробки передач визначені за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду, найгірші – за законом арифметичної прогресії. Пояснюється це тим, що при виборі передаточних відношень за методикою А.А. Токарева і гармонійного ряду основна частина шляху здійснюється на вищих передачах, де щільність ряду названого закону вища у порівнянні з іншими.

Література

1. Токарев А. А. *Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля*. Москва: Машиностроение, 1982. 224 с.
2. Гусаров А. П., Кутенев В. Ф., Осепчугов В. В. *Усовершенствованный испытательный ездовой цикл*. *Автомобильная промышленность*. 1986. № 1. С. 35–36.
3. *Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник* / Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Київ: Видавництво «КВІЦ», 2004. 174 с.

*Є.А. Васильєв к.т.н., доцент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
В.П. Вовченко, викладач технічних дисциплін
Полтавський коледж нафти й газу*

ВПЛИВ ОБ'ЄМНОГО ККД НА РІВНОМІРНІСТЬ ПОДАЧІ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИНІВ

При будівництві будинків і споруд широко застосовуються опоряджувальні роботи, пов'язані з використанням будівельних розчинів різного складу й призначення. Для механізації зазначених робіт використовують поршневі розчинонасоси різних конструкцій. Однією з найважливіших вимог, які висуваються до розчинонасосів, є знижена пульсація тиску подачі. З метою зниження пульсації тиску подачі часто використовують одно- або двопоршньові диференціальні розчинонасоси, що працюють за принципом подвійної дії, тобто, що подають розчин у нагнітальний трубопровід як у такті нагнітання основного поршня, так і в такті його усмоктування.

Прийнято вважати, що в диференціальних розчинонасосах подача розчину здійснюється рівними порціями в обох тактах роботи, якщо робочі об'єми основного й компенсаційного поршнів мають відношення 2:1. Якщо ж у якості компенсаційної камери використовується штокова порожнина, то робочий об'єм останньої також приймається у два рази менше робочого об'єму поршня.

Однак при такому підході не враховується вплив об'ємного ККД на розподіл порцій розчину, що подається в нагнітальний трубопровід в обох тактах роботи насоса. Насправді цей вплив може бути настільки істотним, що порушується принцип подвійної дії та сильно зростає пульсація тиску подачі.

Справа в тому, що через специфічні властивості будівельних розчинів середовища, яке перекачується, розчинонасоси мають досить низький об'ємний ККД, який залежно від конструкції розчинонасоса й рухомості розчину може перебувати в межах 0,45...0,85. Зв'язане це з тим, що в процесі перекачування виникають три види втрат розчину:

1 – неповнота заповнення усмоктувальної робочої камери внаслідок розширення розчину під дією розрідження усмоктування;

2 – зворотні витоки розчину через усмоктувальний і нагнітальний клапани при їхньому спрацьовуванні на закривання;

3 – неповнота нагнітання розчину з усмоктувальної робочої камери в компенсаційну камеру в результаті стискання розчину під дією тиску нагнітання.

Причому встановлено [1], що відносні величини розтягнення й стискання розчинів, які обумовлені наявністю в них розчиненого й пухирцевого повітря, можуть бути досить значними. Особливо сильно виражені пружні властивості в малорухомих будівельних розчинів, що містять велику кількість повітря.

Подивимося, як впливає величина об'ємного ККД на співвідношення порцій розчину, що подаються в нагнітальний трубопровід у тактах нагнітання й усмоктування основного поршня, якщо робочі об'єми усмоктувальної й компенсаційної камер мають загальноприйняте співвідношення 2:1. При $\eta_{об}=100\%$ зазначені порції рівні між собою, тобто розчинонасос дійсно працює за принципом подвійної дії. Однак даний випадок нереальний, тому що об'ємний ККД розчинонасосів завжди набагато нижче 100%. При $\eta_{об}=75\%$ у такті нагнітання тільки 25% розчину від теоретичного робочого об'єму основного поршня буде подаватися в нагнітальний трубопровід, а залишкові 50% підуть на заповнення компенсаційної камери, що розширюється, тобто співвідношення порцій розчину по тактах роботи насоса складе 0,5:1,0, що значною мірою підсилить пульсацію подачі.

Ще гірше справа при $\eta_{об} = 50\%$. У цьому випадку весь розчин, що надійшов з усмоктувальної робочої камери, буде витрачений на заповнення компенсаційної камери. При цьому співвідношення порцій розчину по тактах нагнітання й усмоктування складе 0:1,0, тобто розчинонасос буде працювати за принципом одинарної дії.

Для того, щоб забезпечити подачу розчину рівними порціями в обох тактах роботи диференціального розчинонасоса, необхідно при призначенні діаметра другого ступеня диференціального робочого органа (компенсаційного поршня або штока основного поршня) урахувувати величину об'ємного ККД. Для диференціального розчинонасоса із двома поршнями – основним і компенсаційним – повинне виконуватися співвідношення

$$\frac{1}{2} D_{осн}^2 \cdot \eta_{об} = D_{комп}^2, \text{ звідки } D_{комп} = D_{осн} \sqrt{\frac{\eta_{об}}{2}}.$$

Таким чином, на основі викладеного можна зробити висновок про те, що, враховуючи рівень об'ємного ККД проектного диференціального розчинонасоса, можна значною мірою вирівняти подачу розчину по тактах роботи насоса й тим самим знизити пульсацію подачі.

Література

1. Кукоба А.Т., Коробко Б.О., Васильєв А.В. Зміна обсягу розчинної суміші при перекачуванні розчинонасосом// *Механізація будівництва*. - 2000. - №3. - С. 26-29.

2. Головкин А.В. Розрахунки зворотних витоків через клапани в диференціальному розчинонасосі з хитною колонкою// *Механізація будівництва*. - 1998. - №9 – С. 19-21.

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ККД РОЗЧИНОНАСОСА ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ РОЗЧИНІВ РІЗНОЇ РУХОМОСТІ НА ОСНОВІ ТРЬОХФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз сучасних розчинонасосів вказує як на пошук шляхів вдосконалення конструкції гідравлічної частини розчинонасоса, які зведуть до мінімуму пульсації тиску у трубопроводі під час транспортування будівельних розчинів та підвищення рівня об'ємного ККД.

Розчинонасос, який пропонується до розгляду, має принципову схему, з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму [1].

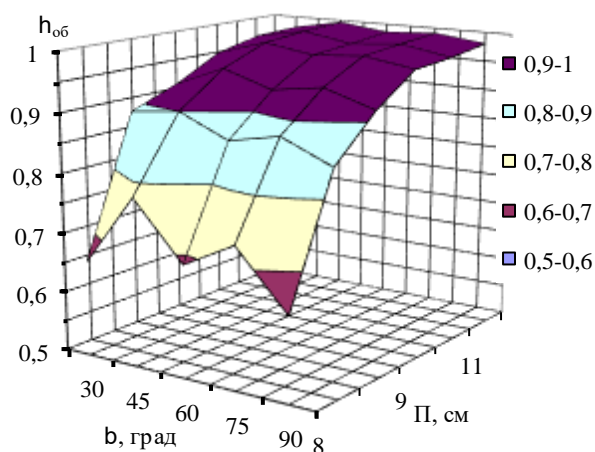


Рисунок – 1 Тривимірні залежності об'ємного ККД від кута нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері та рухомості розчину: тиску; β – з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Після проведення експериментальних досліджень, визначаються, найбільш вагомі фактори, які впливають на ефективність роботи розчинонасоса. Такими факторами є: рухомість розчину, що перекачується; середній тиск подачі розчину; кут нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері та жорсткість пружних елементів. Визначені діапазони вказаних параметрів, інтервали варіювання, в межах яких спостерігається найвища або різка зміна значень ефективності роботи розчинонасоса. Особливо швидка зміна об'ємного ККД здійснюється при рухомості Π від 8 до 10 см та різних кутах нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері розчинонасоса (від 30° до 60°) рис. 1.

Тому, у якості «нульового рівня», були прийняті такі значення параметрів: $\Pi=9$ см, $p=1,5$ МПа, $\beta=45^\circ$, інтервали варіювання яких наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри, які впливають на ефективність роботи розчинонасоса та їх інтервали варіювання

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верній рівень (+)	Нульвий рівень (0)	Дробний Рівень (-0,5)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Рухомість розчину	П	см	10	9	8,5	8	1
X ₂	Середній тиск подачі розчину	<i>p</i>	МПа	2,5	1,5	–	0,5	1
X ₃	Кут нахилу спеціальної вставки	<i>β</i>	град.	60	45	–	30	15

У результаті статистичної обробки було отримане рівняння, яке пов'язує об'ємний ККД розчинонасоса з факторами, що впливають на його ефективність роботи. Для точності розрахунку вводиться для рухомості суміші дробний рівень – 0,5 (П8,5 см), так як на інтервалі рухомостей розчину від П8 см до П9 см відбувається різке підвищення об'ємного ККД розчинонасоса. Оскільки вплив дії наведених параметрів на об'ємний ККД відрізняється від лінійного, вибрано трирівневий нелінійний дробний план проведення експерименту для $k=3$. У випадку, якщо побудована модель не буде відповідати проведеним дослідом (не буде адекватна), слід використовувати плани іншого вигляду. Для спрощення записів і наступних розрахунків верхній рівень варіювання факторів позначається символом (+1), середній рівень – (0), нижній – (-1), дробний – (-0,5). Експерименти проводяться відповідно до плану (табл. 2) наприклад, для першого дослідів рухомість перекачувального розчину X₁ має значення «-1» – 8 см, середній тиск подачі розчину X₂ має значення «-1» – 0,5 МПа, кут нахилу спеціальної вставки X₃ має значення «-1» – 30°. При виконанні експериментів, доцільно, дослідити в нульовій точці (всі фактори на «нульовому» рівні) рівномірно розподіляти між іншими, дублюючи їх через кожні 4–5 дослідів.

В результаті обробки експериментальних даних представлено рівняння регресії, яке відображає зв'язок між об'ємним ККД $\eta_{об}$ розчинонасоса та вихідними факторами

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & 0,964 + 0,155 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) - 0,0008224 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,056 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) - 0,086 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right)^2 - \\ & - 0,073 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right)^2 - 0,072 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right)^2 - 0,009488 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,021 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) + \\ & + 0,012 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

Подальше перетворення рівняння (1) дає такий результат

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & -7,8831044 + 1,654232 X_1 + 0,2675696 X_2 + 0,018733 X_3 - 0,086 X_1^2 - \\ & - 0,073 X_2^2 - 0,00032 X_3^2 - 0,009488 X_1 X_2 + 0,0014 X_1 X_3 + 0,0008 X_2 X_3 \end{aligned} \quad (2)$$

Користуючись рівнянням (2), одержано можливість визначення об'ємного ККД розчинонасоса при проведенні обмеженої кількості дослідів.

Таблиця 2 – План проведення експерименту

№ досліджу	Матриця планування (x_i)			Квадрати параметрів (x_i^2)			Взаємодії ($x_i x_j$)		
	x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$
1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
2	-1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1
3	-1	0	0	1	0	0	0	0	0
4	-1	1	-1	1	1	1	-1	1	-1
5	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	1
6	-0,5	-1	0	0,25	1	0	0,5	0	0
7	-0,5	0	-1	0,25	0	1	0	0,5	0
8	-0,5	0	0	0,25	0	0	0	0	0
9	-0,5	0	1	0,25	0	1	0	-0,5	0
10	-0,5	1	0	0,25	1	0	-0,5	0	0
11	0	-1	-1	0	1	1	0	0	1
12	0	-1	1	0	1	1	0	0	-1
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	1	0	0	1	0	0	0	0
17	0	-1	0	0	1	0	0	0	0
18	0	0	1	0	0	1	0	0	0
19	0	0	-1	0	0	1	0	0	0
20	0	1	-1	0	1	1	0	0	-1
21	0	1	1	0	1	1	0	0	1
22	0	1	1	0	1	1	0	0	1
23	1	-1	0	1	1	0	-1	0	0
24	1	0	-1	1	0	1	0	-1	0
25	1	0	0	1	0	0	0	0	0
26	1	0	1	1	0	1	0	1	0
27	1	1	0	1	1	0	1	0	0

* Сірим виділено фактори при їх середньому значенні.

Висновок: Раціональною схемою всмоктувальної камери розчинонасоса є підпружинення нагнітального клапана і встановлення у всмоктувальну камеру спеціальної вставки під кутом 45^0 . При таких конструктивних розмірах всмоктувальної камери та клапанів зворотні витoki через клапани зведені до мінімуму розчину, а також зменшено "шкідливий" об'єм робочої камери. Також видно, що у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму відбулося значне зростання об'ємного ККД завдяки компенсуючій дії тиску подачі при збільшеному об'єму компенсатора.

Література.

1. Емельянова И.А. Анализ эффективной работы растворонасосов с комбинированным компенсатором пульсации давления и комбинированным компенсатором увеличенного объёма: [Текст] / И.А. Емельянова, Н.В. Шаповал // Materials of the XII International scientific and practical conference, «Science and civilization, Volume16. Ecology. Geography and geology. Agriculture. Construction and architecture. Sheffield. Science and education LTD, 2016. 80 – P.60-67.

2. Онищенко А.Г., Кукоба А.Т., Уст'янец В.У. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-6.

3. EP 0200026, INT. Cl. 4 F 04 B 43/12, 15/02. Pumpe neumuller Walter, Sturmer Gerhard. – 10.12.1986. – Patentblatt 86/45.

ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ 3 D ДРУКУ

3D-друк, також відома як адитивне виробництво, є повною протилежністю традиційному способу виготовлення предметів. Замість механічної обробки або «віднімання» матеріалу для формування об'єкта - подібно до того, як скульптор вирізує глину, - 3D-друк додає шар за шаром матеріалу для створення об'єкта. Дизайнери і інженери продукту завантажують цифровий (CAD) файл на 3D-принтер, який потім друкує твердий 3D-об'єкт [1].

CNN повідомляє, що автомобільна промисловість впроваджує деталі, надруковані на 3D-принтері, такі як ручки перемикачів передач і головки циліндрів, як в легкових, так і в гоночних автомобілях, знижуючи витрати і підвищуючи продуктивність. Аерокосмічна промисловість виробляє легкі надруковані на 3D-принтері стільниці і складні деталі для реактивних двигунів, надруковані на 3D-принтері, для підвищення якості та економії енергії. Галузь охорони здоров'я використовує технологію 3D-друку для створення медичних виробів, таких як протези і органічні матеріали, щоб поліпшити індивідуальний дизайн для окремих пацієнтів.

Технологія 3D-друку PolyJet - ідеальний вибір для створення складних об'єктів різних кольорів і матеріалів, а також складних моделей мозку для навчання майбутніх нейрохірургів. Для багатьох з цих галузей 3D-друк дозволяє швидко створювати прототипи деталей за лічені години замість днів. Це різко скорочує час циклу проектування і допомагає швидше виводити продукти на ринок.

П'ять основних переваг 3D-друку [2]:

1. Зменшення часу виходу на ринок.

Споживачі хочуть, щоб продукти відповідали їх способу життя. Бігунам потрібна більш легке взуття для бігу, а тому, потрібно використовувати більш легкі матеріали. Геймерам потрібен цілісний, реалістичний досвід, а це означає системи з більш швидкими і інтелектуальними процесорами. Водії хочуть автомобілі, які полегшують поїздку на роботу, їм потрібні автомобілі, які майже управляють собою. Всі споживачі хочуть, щоб продукти працювали добре, і вони хочуть їх зараз, і виробники повинні задовольнити ці вимоги. 3D-друк може допомогти задовольнити зростаючий споживчий попит на нові продукти за рахунок скорочення часу від проектування до виробництва. За допомогою 3D-друку дизайнери розробляють ідеї за допомогою програмного забезпечення САПР. Потім вони відправляють ці проекти для 3D-друку для створення функціональних прототипів. Потім інженери і дизайнери можуть використовувати ці 3D-моделі для оцінки конструкції і тестування. Цей процес займає всього кілька днів,

2. Економія на інструментах завдяки 3D-друку.

Створення нових інструментів для заміни зламаних означає втрату виробничого часу, тому скорочення часу на заміну інструментів може значно знизити витрати. Інструменти, надруковані на 3D-принтері, можна замінити за годинник, а не дні, а сучасні високоміцні пластмаси є міцними, легкими і набагато менш дорогими.

3. Скорочення кількості відходів за допомогою адитивного виробництва.

В автомобільній промисловості багато деталей виготовляються з використанням процесів обробки з ЧПУ. Деталі, відомі як субтрактивна виробництво, являють собою цільні блоки з алюмінію або сталі. Різні інструменти видаляють матеріал, поки не з'явиться остання деталь. Найбільша проблема з цим типом виробництва - це відходи, що утворюються в процесі. Металеву стружку необхідно збирати, очищати і переробляти, що збільшує час і витрати.

4. Поліпшення життя, по одній індивідуальній частині за раз.

3D-друк має великий вплив на людей, яким потрібні протези. Протези - це складні складні системи, створені для заміни частин тіла людини. Кожен продукт повинен підходити конкретному пацієнтові, щоб бути ефективним. 3D-друк революціонує процес проектування і виготовлення протезів, оскільки її можна повністю налаштувати.

5. Економія ваги за допомогою складних конструкцій деталей.

Авіакосмічні компанії завжди шукають способи знизити вагу своїх літаків. Кожна зекономлена унція означає, що для пасажирів або вантажу доступний більшу вагу. Але дуже важливо зберегти міцність і цілісність літака. Для цього дизайнери часто використовують складні матричні конструкції. Ці деталі складно виготовити традиційними методами обробки. 3D-друк - ідеальне рішення для створення цих складних деталей.

Література

1. *Neotech amt and university of hamburg partner for automated quality assurance of 3d printed electronics [Електронний ресурс].– Режим доступу: <https://3dprintingindustry.com/news/neotech-amt-and-university-of-hamburg-partner-for-automated-quality-assurance-of-3d-printed-electronics-179537/> (дата звернення 30.08.2020).* – Назва з екрана.

2. *The J55 3D printer [Електронний ресурс].– Режим доступу: https://www.stratasys.com/explore/article/five-benefits-of-3d-printing?iesrc=rcmd&astid=3550a73d-750b-48ba-833b-098a401bf2ce&at=56&rcmd_source=WIDGET&req_id=b7d6b0ac-3b8d-45ef-9000-38475668dc06 (дата звернення 30.08.2020).* – Назва з екрана.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КІВША ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ КАНАЛІЗАЦІЙНИХ КОЛЕКТОРІВ

При ремонтно-відновлювальних роботах використовуються два методи очищення каналізаційних колекторів: механічний і гідродинамічний.

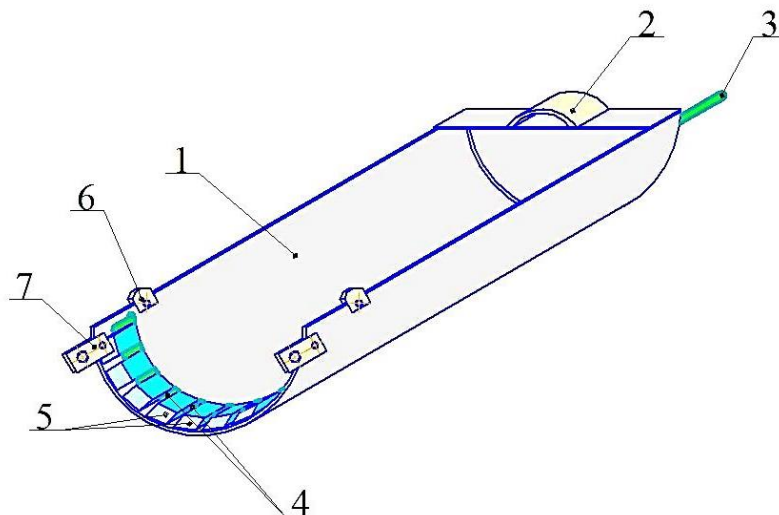
До недоліків механічного методу можна віднести складності, які виникають в процесі очищення стінок і неможливість очищати складні трубні системи, тому їх використовують тільки для водопровідних мереж. Крім цього дане обладнання має високу вартість і підвищені енерговитрати в процесі роботи.

До недоліків використання гідродинамічного методу очищення можна віднести його велику вартість на проведення роботи, витрати на подачу води і електроенергію, а також вплив на екологічний стан.

Порівнявши обладнання, яке використовується для цих двох методів пропонується конструкція кіша для очищення каналізаційних колекторів, який має позитивні сторони існуючого обладнання, що використовується при механічному та гідродинамічному методі.

Пропонується оснащення металевого контейнера в передній частині ножами для зрізу засмічень, а також сталевий штангою-трубкою для подачі робочої рідини під тиском через отвори [1].

Ківш для очищення каналізаційних колекторів (рис. 1) [2, 3] складається з корпусу ківша 1, який має вигляд металевого полого напівциліндра.



1 – корпус; 2 – отвори для кріплення тягового троса зі стартового котловану;
3 – сталевий штанго-трубка; 4 – отвори для подачі робочої рідини під тиском;
5 – ножі для зрізу засмічень; 6, 7 – отвори для кріплення тягового троса з цільового котловану

Рисунок 1 – Ківш для очищення каналізації

На краях ківша розташовані отвори для кріплення тягового троса зі стартового котловану 2, отвори для кріплення тягового троса з цільового котловану 6, 7. Сталева штанга-трубка для подачі робочого рідини під тиском 3 кріпиться до внутрішньої поверхні корпусу ківша 1. У передній частині корпусу на сталевий штанги-трубки 3 розміщені отвори для подачі робочого рідини під тиском 4 і ножі для зрізу засмічень 5.

Така конструкція дозволяє виконувати роботу як чисто механічно, так і з додатковою подачею рідини під тиском, що притаманне в гідродинамічному методі. Також запропонована конструкція дасть можливість в економії ресурсів, тривалості роботи і трудовитрат при експлуатації.

Література

1. Патент на корисну модель №51598, МПК (2009) E03F 3/00. Спосіб механічної прочистки каналізаційного трубопроводу / Забелін С.А., Сторожук Ю.В., Власенко О.М., Булгаков В.В. Україна. – № u2010 00158; Заявл. 11.01.2010; Опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14 – 2 с.: ил.
2. Пат. Корисну модель №142592, Україна. МПК B08B 9/04, E03F 5/14, E03F 9/00. Ківи для очищення каналізаційних колекторів / Забелін С. А., Алейнікова А. І., Аніщенко А.І.; Україна. – № a2018 05537; Заявл. 18.05.18; Опубл. 25.06.2020, Бюл. № 12 – 2 с.: ил.
3. D. Goncharenko, S. Zabelin, A. Aleinikova, A. Anishchenko, R. Hudilin (2018) Development and investigation of a hydro-mechanical method for the cleaning of drainage collectors of pollutants // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. – VOL 5, NO 10 (95) (2018): ECOLOGY – P. 40 – 47.

УДК 666.9.033

І.І.Назаренко¹, д.т.н., професор,
М.М.Ручинський¹, к.т.н., професор,
М.М.Нестеренко², к.т.н., доцент,
А.Є. Бондаренко³ к.т.н., доцент

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури

² Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

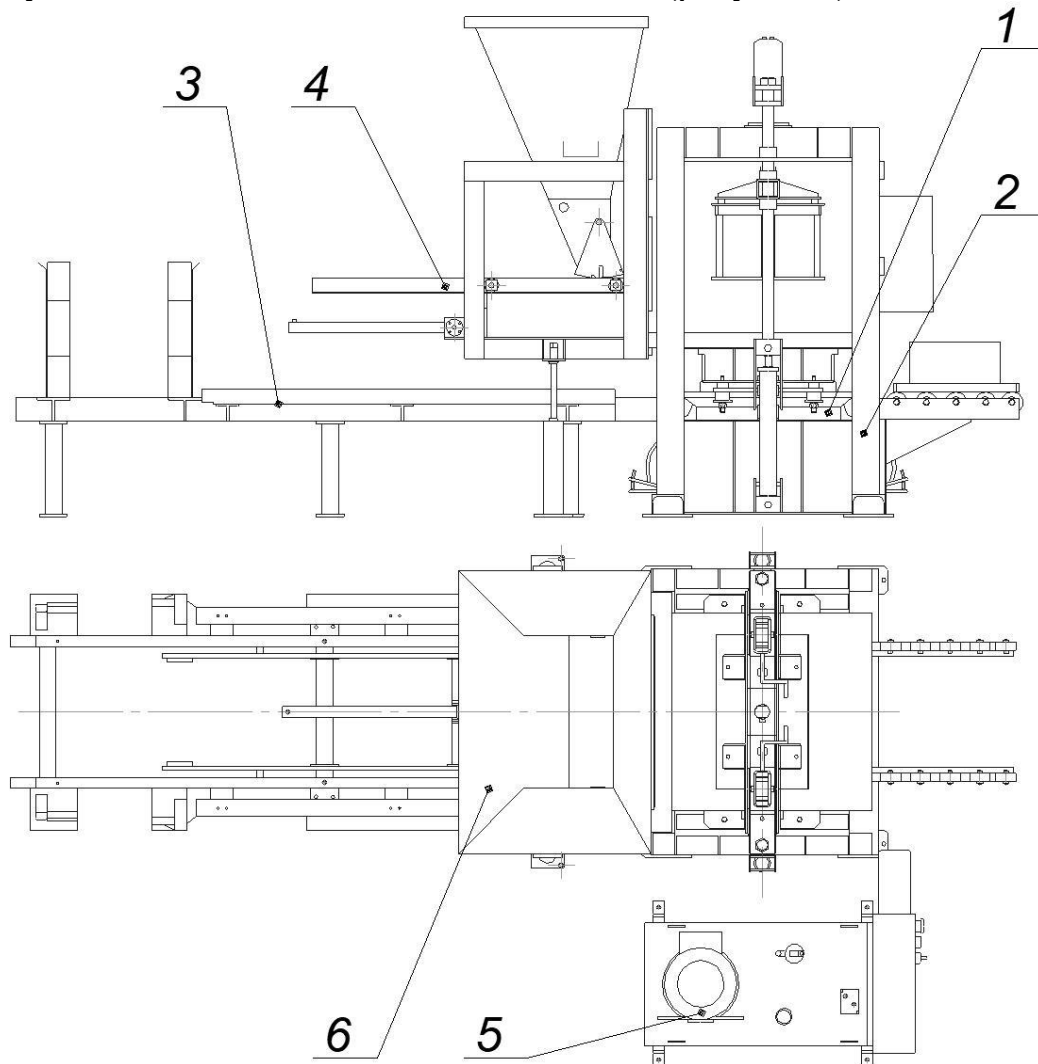
³ Одеська державна академія будівництва і архітектури

ВІБРАЦІЙНИЙ ПРЕС ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ДРІБНОШТУЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МОЩЕННЯ

Для виготовлення дрібноштурчних елементів мощення дорожнього покриття розроблений вібропрес ВП-6-0,5 (рисунок 1).

Вібропрес являє собою комплексний вузол, що включає в себе формувальний агрегат, механізм подачі піддонів, приймальний стіл, гідрообладнання, електрообладнання, формоутворювальне обладнання і формувальні піддони.

Вібропрес складається з рами, що представляє собою зварену конструкцію із пуансоном. У раму встановлені колони, по яких переміщається траверса і матриця, яка переміщує вкладиш через амортизатори. На колонах передбачені проставки, що фіксують нижнє положення матриці. Матриця, опускаючись, притискає піддон до вібростолу, який встановлений на рамі 1 через амортизатори. Стіл має направляючі формувального піддону. До нижньої площини вібростолу кріпляться два вібратора ИВ-107А які можна замінити вібробуджувачем зі змінним статичним моментом (рисунк 2).



1 – вібростіл пунсона, 2 – рама вібропреса, 3 – стіл матриці, 4 – повзун,
5 – маслостанція, пульт керування, 6 – бункер

*Рисунок 1 – Вібропрес для виготовлення дрібноштучних елементів
мощення (ВІ-6-0,5):*

Вібропреси з піддоним формуванням вимагають додаткових витрат, спрямованих на очищення піддонів і їх складування. Перевагою використання даного обладнання є стабільність і безперервність виробничого процесу, який швидко окупається, а також можливість випуску широкого асортименту виробів.

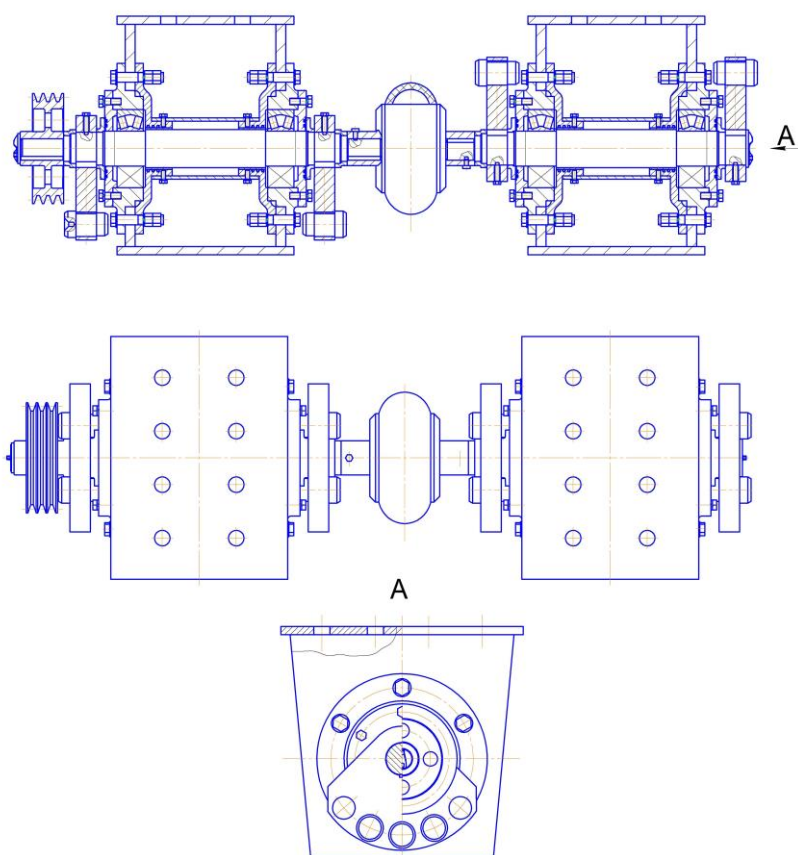


Рисунок 2 – Вібробуджувач зі змінним статичним моментом



Рисунок 3 – Експериментальний вібропрес (ВП-6-0,5)

*О.Г. Маслов, докт. техн. наук.
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
В.А.Настоящий, к.т.н., професор
Центральноукраїнський національний технічний університет
П.О. Молчанов, к.т.н., доцент
Т.М. Бугрова, к.т.н., доцент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ОЧИЩЕННЯ БУРОВОГО РОЗЧИНУ ЗА ДОПОМОГОЮ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВІБРОСИТА

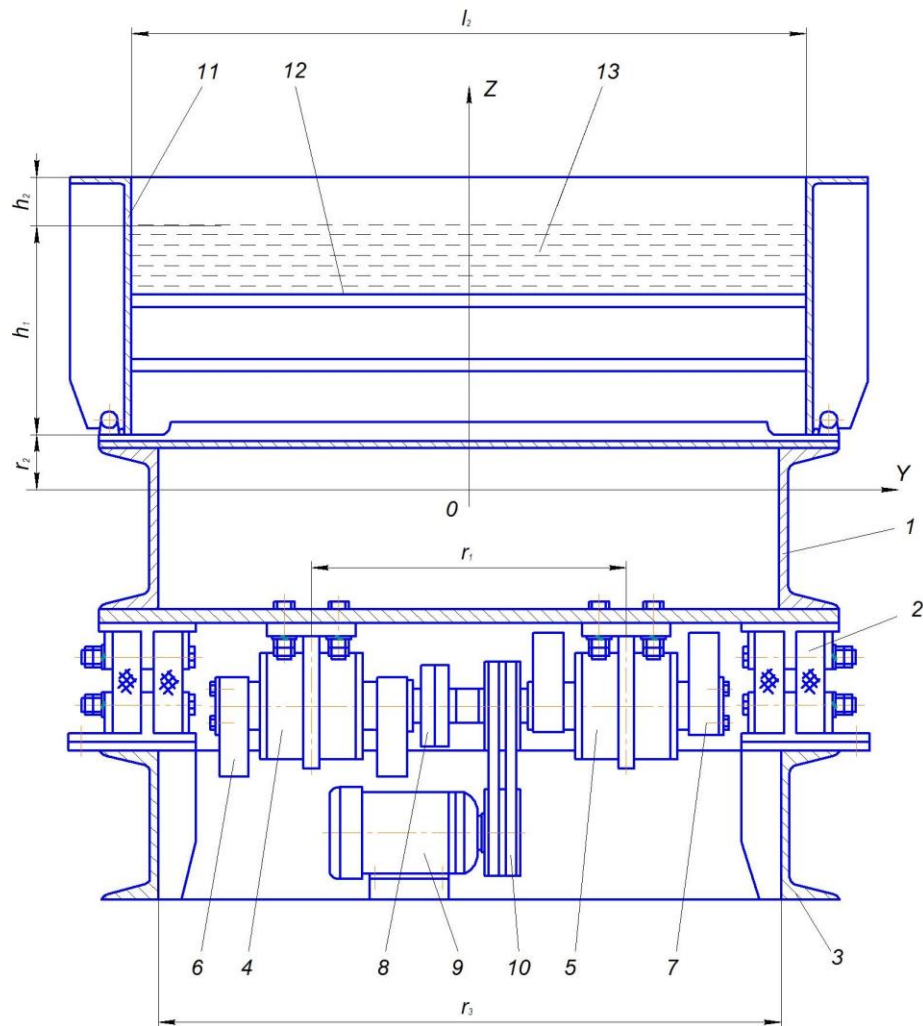
Очищення бурового розчину від сторонніх включень вибуреної породи являє собою складний багатоступінчастий процес, на першому етапі якого використовується механічна очистка за допомогою вібраційних сит. Сьогодні вібросита є найпоширенішим типом обладнання для початкового очищення промивних рідин. Завдяки високій ефективності очищення і простоті в обслуговуванні, вібросита знаходять застосування практично в кожному сучасному буровому комплексі, причому кількість вібросит на одному віброочисному верстаті може досягати 5 і більше одиниць.

Суть технічного рішення з модернізації вібраційного сита полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому віброситі ситова касета містить струни, пристрій для натягу струн, вібратори, причому струни натягнуті між протилежними балками рами касети й охоплюють ситову поверхню з опуклої сторони її перетину, а вібратори закріплені на струнах і сітці (Рисунок 1). При використанні пропонованого вдосконалення суттєво збільшується продуктивність і ефективність відділення шламу від розчинів і зменшується вологість відділеного шламу.

Вібросито є одномасовою коливальною системою з двома парами вібробуджувачів дебалансного типу, з можливістю зміни кута дії змушуючої сили.

Ступінь якості очищення промивальної рідини напряму залежить від часу її перебування на поверхні сітки вібросита.

Задачею є збільшення продуктивності і ефективності очищення розчинів від шламу й зменшення вологості відділеного шламу за рахунок дії на розчин складної вібрації, яка має низькочастотну та високочастотну складові.



1 – рухома рама; 2 – пружні амортизатори; 3 – опорна рама; 4, 5 – вібробуджувачі коливань; 6, 7 – дебаланси; 8 – муфта; 9 – електродвигун; 10 – клинопасова передача; 11 – поздовжній борт; 12 – сито; 13 – буровий розчин
Рисунок 1 – Розрахункова схема вібраційного сита для очищення бурового розчину

Література

1. Вікторов Ю.С., Нестеренко М.П., Орисенко О.В. Аналітичні дослідження закономірностей просторового руху робочого органа вібраційної машини з двома дебалансними вібробуджувачами // Галузеве машинобудування, будівництво: Зб. наук. пр. – Полтава: ПДТУ ім. Юрія Кондратюка, 2000. – Вип. 5. – С. 53-62.
2. Маслов, А. Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве / А. Г. Маслов, В. М. Пономарь . – К.: Будівельник. – 1985. – 128с.

*І.І. Назаренко, президент АБУ, д.т.н., професор
В.С. Слюсар, магістр
Київський національний університет будівництва і архітектури*

НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРЕДОВИХ ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Будівельна галузь потребує широкого застосування передових інноваційних технологій, які мають вирішувати проблеми економії енергетичних витрат, забезпечення якості виконуваних робіт, ефективного, енергоощадного процесу.

Впровадження інформаційного моделювання (BIM) надає технічну можливість для переходу від традиційного процесу управління інформацією (умовно, від паперових носіїв інформації до цифрових) до створення експертних моделей задля оптимізації ключових показників на всіх етапах життєвого циклу об'єктів. Застосування цифрової трансформації в будівельному секторі характеризується поєднанням передових технологій та інтеграцією фізичних та цифрових систем та їх впливом на навколишнє середовище та енергоефективність.

Використання BIM дозволить збільшити прозорість інвестиційно-будівельних процесів, передбачуваність результатів, створить певні умови для переосмислення, вдосконалення або спрощення існуючих регулятивних процедур, нормативно-правової бази, характеру контрактних угод. Формуючи та використовуючи єдине інформаційне поле, впроваджуючи та застосовуючи технології та підходи BIM, будівництво отримує можливість суттєво зменшити негативні наслідки, викликані загальною фрагментацією галузі.

Стандартизація, уніфікованість цифрових процесів та єдині "правила гри" дозволять більше та якісніше інтегрувати малі та середні підприємства до інвестиційно-будівельної діяльності, покращити їхню ефективність та взаємодію з замовником за рахунок створення більш прозорих та узгоджених механізмів обміну, а також керування інформацією протягом життєвого циклу об'єкта.

Науково – технічний центр Академії будівництва України разом з іншими громадськими організаціями, вузами та науково – дослідними інститутами галузі розробляє програму, яка забезпечить підготовку фахівців для інтенсивного впровадження інноваційних технологій в будівництво.

УДК 620.16

*А.В. Клименко, директор ТОВ «Політон Україна»
А.М. Шпилька, інженер-конструктор ТОВ «Політон Україна»
М.М. Шпилька, доцент Полтавського державного аграрного університету*

СТЕНД УДАРНИХ ВИПРОБУВАНЬ ДЛЯ ГНУЧКОГО ЗАХИСТУ ВИРОБНИЦТВА ТОВ «ПОЛІТОН-УКРАЇНА»

ТОВ «Політон-Україна» постійно підвищує планку вимог до своєї продукції, оскільки важливість збереження майна клієнтів складно переоцінити.

В ході розробки цифрові моделі продукції ТОВ «Політон-Україна» тестуються за допомогою спеціальних програмних засобів. Метод кінцевих елементів, який широко застосовується в інженерії для попереднього аналізу міцності конструкцій має деякі недоліки: недостатня точність моделювання фрикційних взаємодій між деталями, прикладання тільки статичних навантажень замість динамічних, неможливість адекватного моделювання взаємодії анкерів з фундаментом і т.д. Це призводить до того, що результати такого моделювання можна вважати достатньо репрезентативним. Не дивлячись на сучасні досягнення програмного моделювання різних фізичних процесів, краш-тести до сих пір не пішли в історію і як і раніше застосовуються навіть передових виробництвах в різних галузях (автомобілебудування, авіакосмічної промисловості і т.д.). У зв'язку з цим було прийнято рішення розробити і побудувати стенд ударних випробувань виробів.

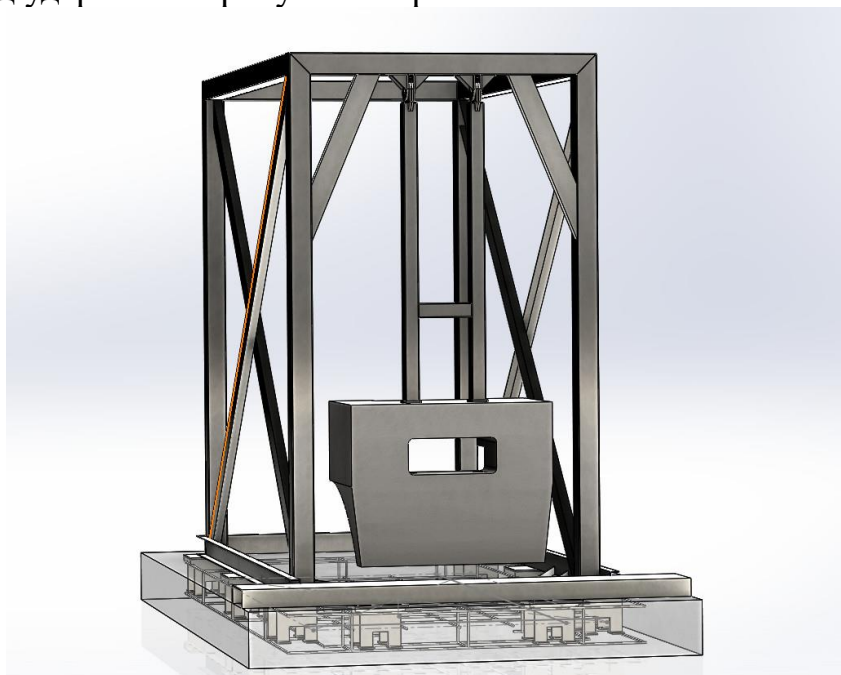


Рисунок 1 – Проект стенду ударних випробувань



Рисунок 2 – Стенд ударних випробувань

Тепер у нас є можливість не тільки тестувати реальні зразки шляхом наїзду карою на випробувальному полігоні, а й отримувати набагато більш інформативні результати. На даному стенді можливо задавати величину сили і місце удару, що дозволяє більш точно позиціонувати цільове призначення кожного виробу.

УДК 658.511: 629.113

*Ю.А. Монастирський, д.т.н., проф.
І.С. Максименко, аспірант
Криворізький національний університет*

-ДОЦІЛЬНІСТЬ ТЕОРЕТИЧНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ДВИГУНАМИ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ ПРИ РУСІ В РЕЖИМІ ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Основою транспортних систем залізрудних кар'єрів є автомобільний транспорт від вибою до перевалочних пунктів інших видів транспорту, як з нижніх горизонтів на гору, так і з верхніх горизонтів вниз. Велика різноманітність умов експлуатації, постійна модернізація рухомого складу виробниками, порівняно невелика кількість транспортних засобів на підприємствах (переважно до 10, лише до 50 одиниць) обумовлює відсутність нормативних витрат палива. Кожна гірничо-видобувна компанія встановлює свої стандарти, які для інших компаній практично неможливо застосувати. До

недавнього часу у глибоких (понад 100 м) кар'єрах кар'єрні самоскиди використовувались для транспортування гірської маси лише з долини на гору, тому норми витрат та методики визначення витрати палива базувалися на класичних формулах теорії автомобілів або на основу емпіричних закономірностей, встановлених на окремих підприємствах.

Основний кар'єрний автосамоскид, що використовується в залізорудних кар'єрах України - БЕЛАЗ-75131 має електромеханічну трансмісію, яка забезпечує ефективні тягові та гальмівні властивості при транспортуванні гірської маси в кар'єрах. Для визначення витрати палива при русі зверху вниз в існуючих методах використовували коефіцієнт, що дорівнює 0,20-0,25 від витрати палива при русі знизу на гору. Загалом, такого припущення достатньо для більш-менш точного визначення лінійного споживання палива, контролю та планування потреб у паливі.

Дедалі більше уваги приділяється зменшенню споживання палива, зокрема вдосконаленню навичок операторів кар'єрних самоскидів. Враховуючи те, що кар'єрний самоскид вантажопідйомністю понад 100 т є досить складною, громіздкою машиною, яка споживає до 100 л/год (до 10 л/км) пального, гірничодобувні компанії з метою економії ресурсів під час навчання розглядають можливість придбання тренажерів для навчання операторів самоскидів. Від майстерності оператора коливання у витратах палива складає до 20-30%, а швидкості руху 8-15 %. Тренажери дозволяють імітувати рух самоскида в різних умовах, але не мають програмного забезпечення для моделювання витрати палива залежно від характеристик оператора. Це пов'язано, насамперед, з відсутністю методу визначення витрати палива при русі з гори вниз, коли для роботи в режимі електродинамічних гальм на тягових двигунах потрібно подавати певну кількість енергії з двигуна внутрішнього згоряння. На відміну від автомобілів з механічною трансмісією, електричний самоскид з електромеханічною коробкою передач працює не з нульовим споживанням палива, а з витратами, які залежать від кількості енергії, необхідної для забезпечення роботи тягових двигунів в режимі генератора і яка залежить від необхідної швидкості, ваги самоскида, інших дорожніх та гірничих факторів.

Тому існують об'єктивні передумови для розробки методів визначення витрати палива двигунами внутрішнього згоряння кар'єрних самоскидів при русі в електродинамічному режимі гальмування з урахуванням особливостей електромеханічної трансмісії в цьому режимі та використання її в тренажерах.

УДК 629.114.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХЛОПНОЇ СИСТЕМИ З РЬОМА СТУПЕННЯМИ
ГЛУШІННЯ ШУМУ

М.М.Нестеренко к.т.н., доцент,

Т.М. Нестеренко к.т.н., доцент,

В.Г. Ісак студент

Б.С. Зубенко студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Під трьома ступенями глушіння шуму прийнято трьохкамерний глушник з трьома різноманітними способами глушіння: перфорація труб які з'єднують камери, звукопоглинаючий наповнювач, зміна потоку.

Запропоновано схему експериментального розбірного глушника зображену на рисунку 1.

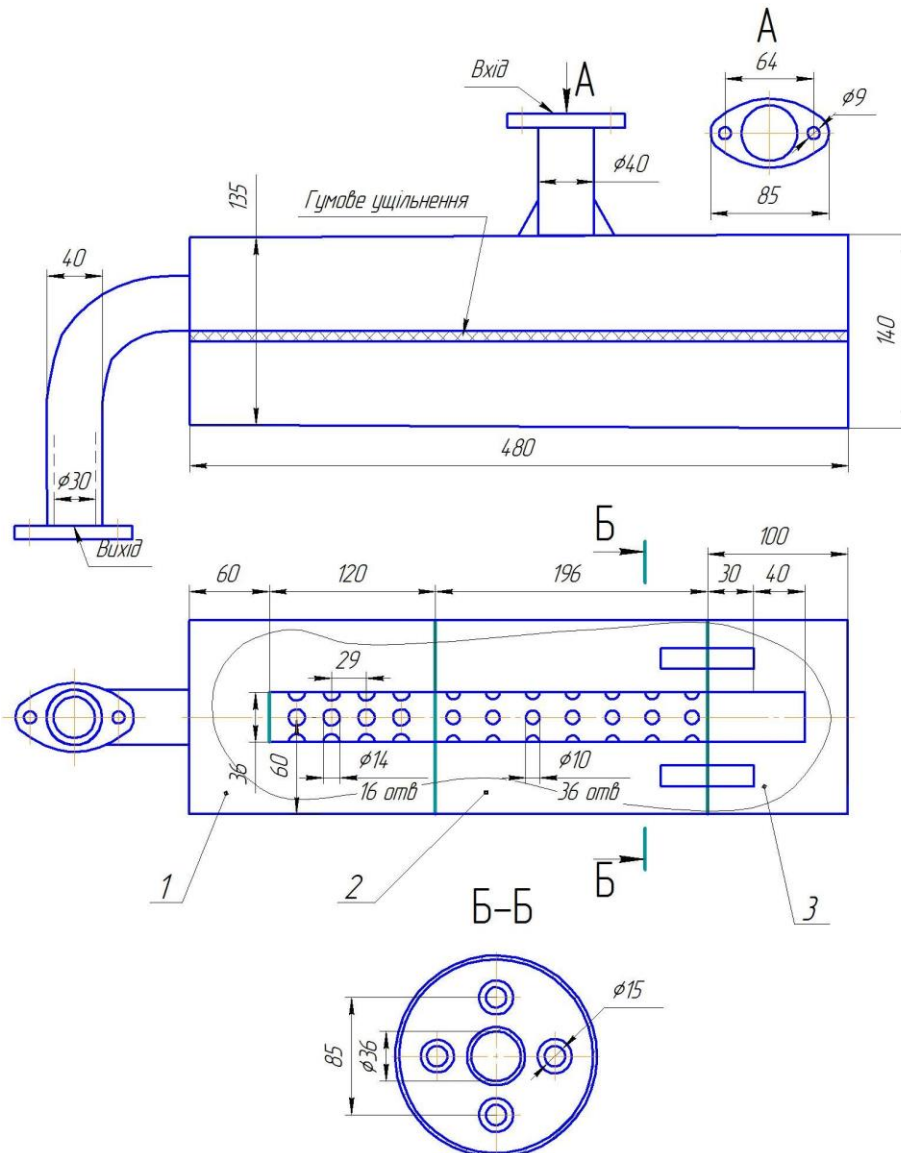


Рисунок 1 – Пропонована схема глушника

Дослідження впливу внутрішнього опору системи випуску відпрацьованих газів на ефективні показники роботи проводилися з використанням програми SOLIDWORKS 2020 на основі 3d-моделі (рисунок 2-3)

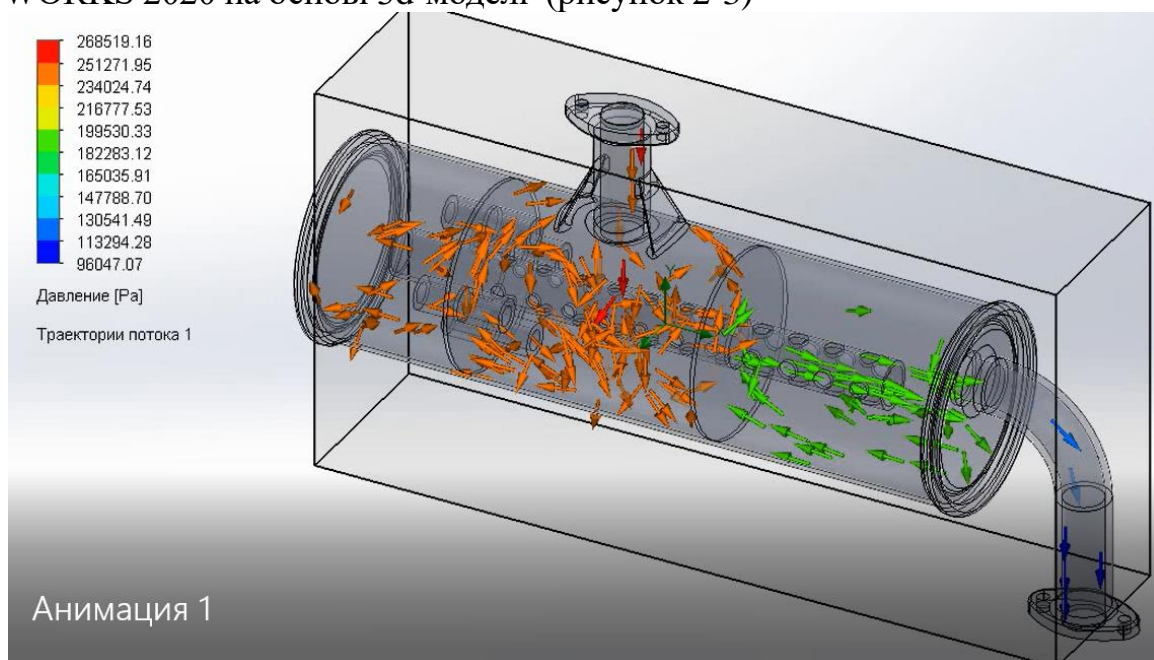


Рисунок 2 – Дослідження внутрішнього опору системи випуску відпрацьованих газів

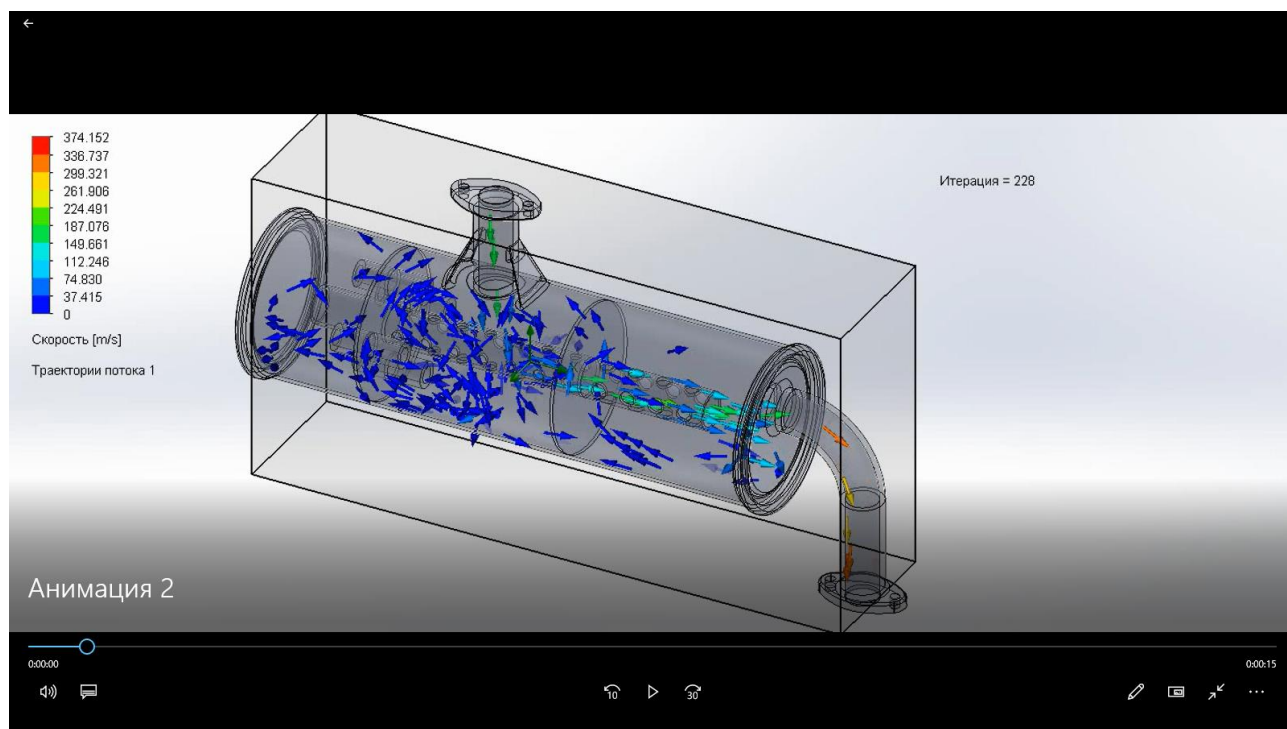


Рисунок 3 – Дослідження швидкості відпрацьованих газів

Створено модель глушника та отримано траекторії потоків відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання.

ЗМІСТ

<i>І.І.Назаренко, В.В. Сліпецький, М.М.Нестеренко</i> <i>Експериментальні дослідження параметрів вібраційної установки</i>	3
<i>І.А. Ємельянова, А.І. Аніщенко</i> <i>Приготування будівельних сумішей в умовах будівельного майданчика за допомогою комплектів малогабаритного обладнання</i>	4 – 5
<i>О.С. Васильєв, Ю.Ю. Пустовіт</i> <i>Аналіз способів виготовлення дрібних бетонних виробів</i>	6
<i>Є.А. Васильєв, Р.А. Леднік</i> <i>Пристрій для нанесення будівельних розчинних сумішей із можливістю регулювання продуктивності</i>	8 – 9
<i>М.О. Клименко, М.М. Делембовський</i> <i>Техніко-економічні аспекти модернізації вітчизняних цементних заводів</i>	10 – 15
<i>В. І. Лесько, М. О. Клименко, І. В. Косминський</i> <i>Стратегія розвитку технічного сервісу та основні принципи системи фірмового обслуговування будівельних машин</i>	16 – 18
<i>В. І. Лесько, Л. Г. Лесько</i> <i>Імовірнісні моделі надійності на основі закону розподілу функції випадкових аргументів</i>	19 – 20
<i>О.С. Дьяченко, І.М. Гергель, Г.М. Рудков</i> <i>Огляд сучасних конструкцій віброустановок для формування панельних елементів</i>	21 – 22
<i>А.Т. Свідерський, Р.О. Сорока</i> <i>Критерії оцінки та моделювання робочого процесу віброударних систем з гідроприводом</i>	23 – 24
<i>Б.О. Коробко, Ю.Ю. Коротич</i> <i>Впровадження автоматичного обертання вібробуджувача з важільним закріпленням відносно вібростолу</i>	25 – 26
<i>І.А. Рогозін</i> <i>Особливості викачування розчинонасосом будівельної розчинної суміші із розчинозмішувача</i>	26 – 28
<i>О.В. Орисенко, Г.Б. Іконніков</i> <i>Дослідження впливу параметрів регулювання паливної апаратури на основні показники роботи дизельного двигуна КамАЗ -740.10</i>	29 – 31
<i>В.Є. Лютенко, А.В. Видашенко</i> <i>Перспективи використання малогабаритної вібраційної техніки для ущільнення дорожніх основ і покриттів</i>	32 – 33
<i>В.Є. Лютенко, В.К. Кірносенко</i> <i>Модернізація бульдозерного обладнання</i>	34 – 35
<i>В.Є. Лютенко, М.В. Ряполов</i> <i>Дослідження тягового балансу електромобіля з електроприводом постійного струму</i>	36

<i>В.Є. Лютенко, Я.С. Сліпич</i> <i>Дослідження робочого процесу землерийної машини</i>	37
<i>В.Є. Лютенко, М.В. Улізько</i> <i>Системний аналіз шляхів удосконалення гідравлічних одноківшевих екскаваторів</i>	38 – 39
<i>М.О. Скорик</i> <i>Дослідження впливу збуджуючої сили на рух по нерівній дорозі причепа як ланки легкового автопоїзда</i>	40 – 42
<i>С.М. Срібнюк, О.В. Орисенко</i> <i>Сутність явища кавітації та шляхи усунення її негативної дії в насосах</i>	43 – 44
<i>С.М. Срібнюк, О.В. Орисенко</i> <i>Гідроенергетичний комплекс на дискретному енергоносії</i>	45 – 47
<i>А.В. Васильєв, О.В. Костік, С.В. Попов</i> <i>Дослідження обробки деталей двигунів внутрішнього згорання незакріпленим шліфматеріалом</i>	47 – 48
<i>Б.О. Коробко, А.В. Ківшик</i> <i>Аналіз роботи клапанів диференційного насосу електромагнітної дії з метою оптимізації енерговитрат</i>	49 – 50
<i>О.В. Орисенко Нагорний В.І.</i> <i>Математичне моделювання процесу змішування бензинів з різними октановими числами</i>	51 – 53
<i>В.П. Сахно, А.І. Криворот,</i> <i>Визначення витрати палива (ГПП) та часу проходження міського циклу на дорозі автобусом БАЗ-2215 за різних передаточних відношень коробки передач</i>	54 – 56
<i>Є.А. Васильєв, В.П. Вовченко</i> <i>Вплив об'ємного ккд на рівномірність подачі будівельних розчинів</i>	57 – 58
<i>М.В. Шаповал, В.В. Вірченко</i> <i>Визначення об'ємного ККД розчинонасоса при перекачуванні розчинів різної рухомості на основі трьохфакторного експериментального дослідження</i>	59 – 61
<i>Т.А. Дмитренко, Т.М. Деркач</i> <i>Технологічні аспекти 3D друку</i>	62 – 63
<i>А.І. Аніщенко, А.І. Алейнікова</i> <i>Удосконалення конструкції ківша для очищення каналізаційних колекторів</i>	64 – 65
<i>І.І.Назаренко, М.М.Ручинський, М.М.Нестеренко, А.Є. Бондаренко</i> <i>Вібраційний прес для формування дрібноштучних елементів мощення</i>	65 – 67
<i>О.Г. Маслов, В.А.Настоящий, П.О. Молчанов, Т.М. Бугрова</i> <i>Очищення бурового розчину за допомогою модернізованого вібростата</i>	68 – 69

<i>І.І. Назаренко, В.С. Слюсар</i> <i>Напрямки розвитку та застосування передових інноваційних технологій</i>	70
<i>А.В. Клименко, А.М. Шпилька, М.М. Шпилька</i> <i>Стенд ударних випробувань для гнучкого захисту виробництва ТОВ «Політон-Україна»</i>	71 – 72
<i>Ю.А. Монастирський, І.С. Максименко</i> <i>-Доцільність теоретичного визначення витрат палива двигунами кар'єрних автосамоскидів при русі в режимі електродинамічного гальмування</i>	72 – 73
<i>М.М.Нестеренко, Т.М. Нестеренко, В.Г. Ісак, Б.С. Зубенко</i> <i>Дослідження вихлопної системи з р'юма ступеннями глушіння шуму</i>	74 – 75

НАУКОВО-НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

**Матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»
(26 листопада 2020 р. м. Полтава)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**

Видається відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та механотроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 19.11.2020 р., протокол № 7 .

Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Матеріали друкуються в авторській редакції
Художній редактор *М.М. Нестеренко*
Технічний редактор *М.М. Нестеренко*

Макет виготовлено на кафедрі будівельних машин та обладнання Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Формат А5. Папір ксероксний.
Друк лазерний. Тираж 30 прим.

Кафедра будівельних машин та обладнання,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» Першотравневий проспект, буд 24,
36000, м. Полтава, Україна