

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

САЛЬНІКОВ РОМАН ЮРІЙОВИЧ

УДК 621.674:691.53(043.3)

ДИСЕРТАЦІЯ
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО НАСОСУ
БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ
БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИНІВ ТА РІДИН

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Галузь знань 13 – «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Р.Ю. Сальніков

Науковий керівник

Кандидат технічних наук, доцент
Вірченко Віктор Вікторович

АНОТАЦІЯ

Сальніков Р.Ю. Обґрунтування параметрів гвинтового насоса безперервної дії для перекачування будівельних розчинів та рідин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026.

Сучасні технології в будівництві розвиваються дуже швидко і ставлять все жорсткіші вимоги до продуктивності, якості виконання робіт та енергоефективності обладнання. Одним з ключових аспектів механізації будівельних робіт є застосування штукатурних агрегатів і розчинонасосів. Вони забезпечують ефективне транспортування та нанесення будівельних сумішей на поверхні конструкцій. Механізоване перекачування будівельних сумішей суттєво підвищує продуктивність роботи, знижує трудомісткість процесів і забезпечує рівномірне нанесення матеріалів.

У сучасних штукатурних установках для подачі будівельних розчинів широко застосовуються гвинтові насоси безперервної дії. Вони забезпечують плавну та рівномірну подачу суміші, здатні працювати з в'язкими, неоднорідними та абразивними матеріалами, а також відзначаються компактністю та простотою конструкції. Разом із тим ефективність їх роботи значною мірою залежить від конструктивних параметрів гвинтової пари, режимів роботи приводу та фізико-механічних характеристик розчинів.

Будівельні розчини є складними багатокомпонентними системами, які характеризуються неньютонівською поведінкою, наявністю твердих включень і змінною в'язкістю. Ці фактори суттєво впливають на гідродинамічні процеси в робочій камері насоса, викликають підвищене енергоспоживання, неоднорідність подачі та інтенсивне зношування елементів гвинтового вузла.

Традиційні методи проектування насосного обладнання часто не враховують комплексного впливу реологічних властивостей розчинів, геометричних параметрів гвинтової пари та режимів роботи приводу.

У зв'язку з цим актуальним є проведення досліджень процесу перекачування будівельних розчинів гвинтовими насосами, розроблення математичних моделей робочого процесу та обґрунтування оптимальних конструктивних і режимних параметрів насосного обладнання.

Об'єктом дослідження є гвинтовий насос безперервної дії для перекачування будівельних розчинів та рідин..

Предметом дослідження є конструктивні, кінематичні та раціональні режимні параметри гвинтового насоса, а також їх вплив на продуктивність, енергоефективність і якість процесу перекачування з урахуванням реологічних властивостей робочого середовища..

Метою дослідження є обґрунтування параметрів гвинтового насоса безперервної дії для ефективного перекачування будівельних розчинів і рідин з урахуванням їх реологічних характеристик, що забезпечує підвищення продуктивності, енергоефективності та довговічності насосного обладнання.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішено комплекс наукових та інженерних задач, що включають аналіз існуючих конструкцій гвинтових насосів, дослідження реологічних властивостей будівельних розчинів, розроблення математичної моделі процесу транспортування матеріалу у гвинтовій парі, визначення оптимальних геометричних і раціональних режимних параметрів насоса, експериментальну перевірку отриманих залежностей та формування рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи насосного обладнання.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

– вперше розроблено математичну модель процесу транспортування будівельних розчинів у гвинтовому насосі безперервної дії з урахуванням реологічних властивостей матеріалу, включаючи зміну в'язкості, в'язкопластичні властивості та наявність абразивних включень;

– вперше встановлено закономірності впливу геометричних параметрів гвинтової пари та режимів роботи приводу на продуктивність, напір та енергоефективність гвинтового насоса;

– експериментально обґрунтовано оптимальні конструктивні параметри гвинтового робочого органу, що забезпечують рівномірну подачу будівельного розчину без пульсацій та зниження енергетичних втрат;

– розроблено критерії оцінювання ефективності роботи гвинтового насоса з урахуванням взаємодії параметрів гідроприводу та характеристик перекачуваного середовища.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання розроблених методик і рекомендацій для підвищення ефективності роботи гвинтових насосів у штукатурних агрегатах та інших будівельних машинах.

Отримані результати дозволяють оптимізувати конструктивні параметри гвинтового вузла, підвищити рівномірність подачі будівельних розчинів, зменшити енергоспоживання та збільшити ресурс роботи обладнання.

Розроблені рекомендації можуть бути використані при проектуванні та модернізації штукатурних установок, розчинонасосів і насосного обладнання для транспортування в'язких та неоднорідних середовищ.

Практичні результати дослідження можуть застосовуватися у будівельній, хімічній, харчовій та інших галузях промисловості, де необхідне перекачування в'язкопластичних матеріалів.

Результати досліджень впроваджено у виробництво на підприємстві «Будмеханізація» (м. Полтава) та ЖБК «Ворскла» (м. Полтава) під час виконання відновлювальних робіт, що підтверджено відповідними актами впровадження.

У вступі вказано, що сучасні будівельні технології потребують ефективних засобів механізованого транспортування будівельних розчинів, а гвинтові насоси є одним із найефективніших типів обладнання для роботи з в'язкими та неоднорідними матеріалами. Водночас існуючі конструкції мають недоліки, пов'язані з енерговитратами, нестабільністю подачі та швидким зношуванням робочих органів.

Зазначено, що будівельні розчини мають складні реологічні властивості (в'язкість, наявність абразивних частинок), які суттєво впливають на роботу гвинтового насоса та повинні враховуватись при його проектуванні.

Підкреслено, що оптимізація геометрії гвинтової пари, режимів роботи приводу та умов транспортування розчину дозволить підвищити продуктивність роботи штукатурного агрегату.

Показано, що традиційні методики проектування насосів не враховують повною мірою реологічні властивості будівельних сумішей, тому необхідне уточнення математичних моделей робочого процесу.

Результати роботи можуть бути використані для вдосконалення штукатурних агрегатів та інших машин, що застосовують гвинтові насоси для транспортування будівельних сумішей.

У першому розділі проведено аналіз сучасного стану та перспектив розвитку штукатурних агрегатів і розчинонасосів, розглянуто основні типи обладнання для транспортування будівельних розчинів, наведено їх класифікацію та конструктивні особливості. Особливу увагу приділено гвинтовим розчинонасосам, що застосовуються у малогабаритних штукатурних установках. Проаналізовано їхні переваги та недоліки, визначено основні фактори, що впливають на ефективність роботи гвинтового вузла, а також обґрунтовано необхідність подальших досліджень процесу перекачування будівельних розчинів.

У другому розділі виконано теоретичні дослідження робочого процесу гвинтового насоса. Класифіковано гвинтові насоси за принципом їх роботи. Розроблено математичну модель процесу транспортування рідини у робочій камері насоса, що враховує геометричні параметри гвинтової пари, швидкість обертання ротора, витоки у зазорах та гідродинамічні характеристики потоку.

Отримано залежності для визначення продуктивності, напору, коефіцієнта корисної дії та енергетичних параметрів насоса. Досліджено особливості роботи гвинтового насоса при перекачуванні в'язких, абразивних та неоднорідних середовищ. Розглянуто реологічні властивості будівельних розчинів та їх вплив на гідродинамічні процеси в насосі.

Проаналізовано вплив реологічних параметрів на продуктивність насоса, втрати тиску та енерговитрати.

У третьому розділі наведено результати експериментальних досліджень роботи гвинтового насоса. Описано конструкцію лабораторного стенда, методику проведення експериментів та умови дослідження. Проведено експериментальну перевірку отриманих теоретичних залежностей, визначено вплив геометричних параметрів гвинтового вузла та режимів роботи приводу на продуктивність і енергоспоживання насоса. Наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень, сформульовано рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів гвинтових насосів та режимів їх роботи залежно від властивостей будівельних розчинів. Розроблено інженерні рекомендації для проектування та експлуатації насосного обладнання, спрямовані на підвищення ефективності механізованого транспортування будівельних сумішей.

У четвертому розділі наведено результати практичної реалізації розроблених у дисертаційній роботі технічних рішень та методичних рекомендацій. Представлено результати використання удосконалених конструктивних і режимних параметрів гвинтового насоса безперервної дії у складі штукатурних агрегатів та насосного обладнання для транспортування будівельних розчинів.

Наведено результати впровадження розроблених рекомендацій у практику проектування та експлуатації насосного обладнання, що дозволило підвищити ефективність перекачування будівельних сумішей, зменшити енергоспоживання та збільшити ресурс роботи елементів гвинтового вузла.

Показано, що застосування отриманих результатів сприяє підвищенню рівномірності подачі розчину, покращенню технологічних параметрів штукатурних робіт та зниженню експлуатаційних витрат. Також наведено можливості використання результатів дослідження у навчальному процесі закладів вищої освіти при підготовці фахівців з машинобудування та будівельної техніки.

У додатках розміщено матеріали, що доповнюють і уточнюють основні положення дисертаційної роботи. Зокрема подано результати експериментальних досліджень роботи гвинтового насоса безперервної дії при перекачуванні

будівельних розчинів; акти впровадження результатів дослідження у виробничу діяльність та навчальний процес; патент на корисну модель. Додатки містять відомості, які забезпечують повноту викладення результатів дослідження та підтверджують їх практичну цінність.

Ключові слова: гвинтовий насос, гвинтовий вузол, розчинонасос, штукатурний агрегат, перекачування будівельних розчинів, реологічні властивості, неньютонівські рідини, продуктивність насоса, гідродинамічні процеси, математична модель, конструктивні параметри, енергоефективність, гідравлічний привід, насадки, насосне обладнання, комп'ютерне моделювання

ABSTRACT

Salnikov R.Y. Justification of continuous progressive cavity pump parameters for pumping construction mortars and liquids. – Qualification scientific work submitted as a manuscript.

Dissertation submitted for the Doctor of Philosophy degree in Specialty 133 – Industrial Mechanical Engineering. – National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2026.

Modern construction technologies are developing rapidly and impose increasingly stringent requirements on productivity, work quality, and equipment energy efficiency. One of the key elements in construction process mechanization is the application of plastering units and mortar pumps. These machines ensure efficient transportation and application of construction mixtures onto structural surfaces. Mechanized mortar pumping significantly increases productivity, reduces labour intensity, and provides uniform material application.

Modern plastering systems widely employ continuous progressive cavity pumps for supplying construction mortars. These pumps provide smooth and continuous material delivery, operate reliably with viscous, heterogeneous, and abrasive media, and feature compact design combined with simple construction. However, their performance strongly depends on screw pair geometry, drive operating conditions, and physical as well as mechanical properties of pumped materials.

Construction mortars represent complex multicomponent systems characterized by non-Newtonian behaviour, solid inclusions, and variable viscosity. These factors considerably influence hydrodynamic processes inside the pump chamber, increase power consumption, reduce delivery uniformity, and accelerate wear of screw assembly components. Conventional pump design methods do not adequately consider the combined influence of mortar rheology, screw geometry, and drive operating parameters.

Therefore, investigating construction mortar pumping, developing mathematical models describing the working process, and substantiating optimal design and operating parameters for pumping equipment remain highly relevant.

Research object – a continuous progressive cavity pump designed for pumping construction mortars and liquids.

Research subject – design features, kinematic characteristics, and rational operating parameters of the progressive cavity pump together with their influence on productivity, energy efficiency, and pumping quality considering rheological properties of the working medium.

Research purpose – substantiation of continuous progressive cavity pump parameters ensuring efficient pumping of construction mortars and liquids while considering their rheological characteristics to improve productivity, energy efficiency, and service life.

Achieving this objective required solving a comprehensive set of scientific and engineering tasks, including analysis of existing progressive cavity pump designs, investigation of construction mortar rheology, development of a mathematical model describing material transportation inside the screw pair, determination of optimal geometric and operating parameters, experimental verification of theoretical results, and preparation of engineering recommendations aimed at improving pump performance.

Scientific novelty

The obtained scientific results include:

- development, for the first time, of an improved mathematical model describing construction mortar transportation in a continuous progressive cavity pump while considering rheological material properties, including viscosity variation, viscoplastic behaviour, and abrasive particle content;
- establishment, for the first time, of relationships describing the influence of screw pair geometry and drive operating conditions on pump capacity, pressure generation, and energy efficiency;
- experimental substantiation of optimal screw working element parameters ensuring uniform mortar delivery without flow pulsations and reduced energy losses;
- development of performance evaluation criteria considering interaction between hydraulic drive parameters and pumped medium characteristics.

Practical significance

The developed methodologies and engineering recommendations can improve performance of progressive cavity pumps used in plastering units and other construction machinery.

The obtained results make it possible to optimize screw assembly geometry, improve mortar delivery uniformity, reduce power consumption, and increase equipment service life.

The proposed recommendations may be applied during design and modernization of plastering systems, mortar pumps, and pumping equipment intended for transporting viscous and heterogeneous media.

The research results may also be implemented in construction, chemical, food-processing, and other industries requiring transportation of viscoplastic materials.

The developed solutions have been implemented at Budmekhanizatsiya LLC (Poltava) and Vorskla Housing Construction Cooperative (Poltava) during restoration works, as confirmed by implementation certificates.

The introduction emphasizes that modern construction technologies require highly efficient equipment for mechanized transportation of construction mortars, while progressive cavity pumps represent one of the most effective solutions for handling viscous and heterogeneous materials. Existing pump designs still exhibit considerable shortcomings related to energy consumption, unstable flow delivery, and rapid wear of working elements.

Construction mortars possess complex rheological properties, including variable viscosity and abrasive particles, which substantially affect pump performance and therefore must be considered during design optimization.

Optimization of screw pair geometry, drive operating parameters, and mortar transportation conditions allows significant improvement of plastering unit performance.

Traditional pump design procedures do not fully account for rheological properties of construction mixtures, making further refinement of mathematical models necessary.

The obtained results may be applied to improve plastering units and other machines employing progressive cavity pumps for transporting construction mixtures.

Chapter summary

Chapter 1 analyzes the current state and development prospects of plastering units and mortar pumps. It reviews the main equipment used for transporting construction mortars, presents its classification, and describes design features. Particular attention is given to progressive cavity mortar pumps employed in compact plastering systems. Their advantages and limitations are analyzed, key factors affecting screw unit performance are identified, and the need for further research into construction mortar pumping processes is substantiated.

Chapter 2 presents theoretical investigations into progressive cavity pump operation. Pump classification according to operating principle is proposed. A mathematical model describing liquid transportation inside the working chamber is developed while considering screw pair geometry, rotor speed, leakage through clearances, and flow hydrodynamics. Analytical relationships are obtained for determining capacity, pressure, efficiency, and energy parameters. Pump operation with viscous, abrasive, and heterogeneous media is investigated together with rheological properties of construction mortars and their influence on hydrodynamic processes. The influence of rheological parameters on pump capacity, pressure losses, and energy consumption is analyzed.

Chapter 3 presents experimental investigation results obtained using a laboratory test bench. Experimental procedures and testing conditions are described. Theoretical relationships are verified experimentally, while the influence of screw geometry and drive operating conditions on pump productivity and energy consumption is determined. Engineering recommendations are formulated for selecting optimal pump design parameters and operating modes depending on construction mortar properties. Practical recommendations aimed at improving mechanized transportation efficiency are also developed.

Chapter 4 presents practical implementation of the proposed engineering solutions and methodological recommendations. Improved design and operating parameters were

introduced into plastering units and pumping equipment intended for construction mortar transportation. Their application increased pumping efficiency, reduced energy consumption, and extended screw assembly service life. Improved mortar delivery uniformity, enhanced plastering process performance, and lower operating costs were demonstrated. Opportunities for applying research results in higher education during mechanical engineering and construction equipment training are also presented.

The Appendices contain supplementary materials supporting the dissertation, including experimental results obtained during construction mortar pumping, implementation certificates confirming industrial and educational application, and a utility model patent. These materials ensure completeness of the research and confirm its practical significance.

Keywords: progressive cavity pump, screw assembly, mortar pump, plastering unit, construction mortar pumping, rheological properties, non-Newtonian fluids, pump capacity, hydrodynamic processes, mathematical model, design parameters, energy efficiency, hydraulic drive, nozzles, pumping equipment, computer simulation.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Наукові праці, в якій опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Salnikov, R., & Rudyk, R. (2023). Improving the efficiency of the screw unit of plastering plants. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*, 1(60), 31–37. <https://doi.org/10.26906/znp.2023.60.3184>

Особисто здобувачем: проведено аналіз конструктивних особливостей гвинтових вузлів малогабаритних штукатурних установок, розробленні математичної моделі процесу транспортування будівельних розчинів гвинтовим насосом, визначенні коефіцієнтів, що враховують нерівномірність умов заповнення робочої камери сумішшю, а також у встановленні залежностей для оцінювання необхідного тиску подачі матеріалу.

2. Rudyk, R., & Salnikov, R. (2024). Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. *Construction Engineering*, (41), 77–84. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>

Особисто здобувачем: проведено дослідження ролі реологічних характеристик бетонної суміші у формуванні ефективності процесу її перемішування, зокрема встановлено вплив в'язкопластичних властивостей матеріалу на кінематичні режими руху компонентів у змішувальному барабані, інтенсивність масообміну між складовими суміші та ступінь досягнення її однорідності. Отримані результати використано для обґрунтування раціональних параметрів роботи змішувального обладнання.

3. Salnikov, R., & Virchenko, V. (2025). Comparative analysis of mathematical models for the screw unit in small continuous-operation plastering machines. *Construction Engineering*, (42), 27–35. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0503>

Особисто здобувачем: виконано порівняльний аналіз існуючих математичних моделей робочого процесу гвинтового вузла малогабаритних штукатурних установок, проведено дослідження ролі реологічних характеристик будівельних розчинів у формуванні параметрів транспортування матеріалу в міжгвинтових камерах, уточнено аналітичні залежності для визначення продуктивності, втрат тиску та енергетичних показників роботи гвинтового насоса.

4. R. Salnikov, R. Rudyk (2025). Analysis of wear nature in the screw assembly of SO-150 type plastering units. *Scientific Bulletin of Construction*, (112), 309–317. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.38>

Особисто здобувачем: виконано аналіз характеру зношування елементів гвинтового вузла штукатурних агрегатів, проведено дослідження впливу реологічних характеристик і абразивних включень будівельних розчинів на інтенсивність зношування ротора та еластичної обойми. Участь співавтора полягала у науковому консультуванні та обговоренні результатів дослідження.

Патенти України на корисну модель

5. Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П. Шпаклювальний агрегат. Патент на корисну модель 160111 Україна. МПК В05С 17/005 (2006.01). Шпаклювальний агрегат / Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П.; власник: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». – u 2024 05925; заявл. 13.12.2024; опубл. 06.08.2025, Бюл. № 32.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації.

6. Рудик Р.Ю., Вірченко В.В., Сальніков Р.Ю., Біданець С.С. Дослідження робочих процесів обладнання для приготування будівельних сумішей, Матеріали VI Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (11.05.23, м. Полтава), с. 50–51.

7. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав. Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла дня перекачування будівельних розчинів. Матеріали VI Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (11.05.23, м. Полтава), с. 51–52.

8. Шаповал Микола, Сальніков Роман, Михайлик Вадим. Доцільність використання нових конструкцій комбінованих компенсаторів для зниження пульсацій тиску у поршневих розчинонасосах одинарної дії. Матеріали VII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25.04.24, м. Полтава), с. 47–52

9. Рудик Ростислав, Сальніков Роман, Біданець Сергій, Вірченко Віктор. Вивчення шляхів підвищення ефективності роботи обладнання для приготування бетонних розчинів. Матеріали VII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25.04.24, м. Полтава), с. 103.

10. Рудик Ростислав, Сальніков Роман, Біданець Сергій, Вірченко Віктор. Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла штукатурних установок. Матеріали VII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25.04.24, м. Полтава), с. 104.

11. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Біданець Сергій. Вплив лопатки на змішування бетонної суміші. Матеріали 76-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету (14–23.05.24, м. Полтава), с. 270–271.

12. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Біданець Сергій. Розроблення методики та обладнання для приготування бетонних сумішей у гравітаційних змішувачах. Матеріали V Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (22–24.05.24 р. – К.: КНУБА), с. 12–15.

13. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав. Застосування засобів комп'ютерних технологій та 3D моделювання при розробленні вдосконаленого вузла для перекачування штукатурних та будівельних розчинів. Матеріали V Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (22–24.05.24 р. – К.: КНУБА), с. 15–18.

14. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Кузуб Юрій. Оптимізація енерговитрат бетонозмішувача за допомогою аналізу часового розподілу змішування. Матеріали VIII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24.04.25, м. Полтава).

15. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав. Удосконалення конструкції шпаклювального агрегату для підвищення ефективності подачі будівельних сумішей різної в'язкості. Матеріали VIII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24.04.25, м. Полтава).

16. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Кузуб Юрій. Визначення основних факторів, що впливають на потужність у гравітаційному змішувачі. Матеріали VI Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (20–21.05.25 р. – К.: КНУБА).

17. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав, Кузуб Юрій. Математичне моделювання процесу подачі будівельних сумішей у вдосконаленому шпаклювальному агрегаті з гідроприводом. Матеріали VI Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (20–21.05.25 р. – К.: КНУБА).

ЗМІСТ

ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГВИНТОВОГО ВУЗЛА МАЛОГАБАРИТНИХ ШТУКАТУРНИХ УСТАНОВОК.....	25
1.1 Вплив ефективності гвинтового вузла на якість штукатурних робіт.....	25
1.2 Огляд та класифікація штукатурних установок.....	26
1.3 Аналіз конструктивних особливостей розчинонасосів.....	30
1.3.1 Гвинтові розчинонасоси	30
1.3.2 Однопоршневі розчинонасоси	43
1.3.3 Двопоршневі розчинонасоси.....	46
1.3.4 Особливості подачі будівельних розчинів у штукатурних агрегатах	48
1.4 Теоретичні дослідження роботи гвинтового насосу	49
1.4.1 Аналіз конструктивних і функціональних особливостей гвинтових насосів.....	49
1.4.2 Основні робочі параметри: продуктивність, напір, коефіцієнт корисної дії, швидкість обертання, геометричні параметри гвинтової пари.....	53
1.4.3 Особливості роботи при перекачуванні в'язких, абразивних і неоднорідних середовищ.....	57
1.5 Фізична модель процесу роботи гвинтового насосу	64
1.5.1 Розгляд процесів всмоктування, транспортування та витискування робочого середовища	64
1.5.2 Формування уявлення про рух рідини в міжгвинтових камерах як просторового гвинтового потоку.....	68
1.6 Обґрунтування напрямів підвищення ефективності штукатурних агрегатів	71
1.7 Висновки до розділу 1	72
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА ПОКРАЩЕНИМ ГВИНТОВИМ ВУЗЛОМ	75
2.1 Конструктивна схема та принцип роботи штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та покращеним гвинтовим вузлом	75
2.2 Математичне моделювання процесу перекачування штукатурного розчину покращеним гвинтовим вузлом з урахуванням гідравлічного приводу.....	82

2.2.1 Вплив кута підйому гребеня гвинта на продуктивність роботи гвинтового насосу	82
2.2.2 Вплив кількості витків гвинта зі зміненою геометрією на продуктивність роботи гвинтового насосу з урахуванням впливу гідроприводу	89
2.2.3 Вплив частоти обертання гвинта на продуктивність роботи гвинтового насосу з урахуванням впливу гідроприводу.....	95
2.3 Математичне моделювання впливу реологічних властивостей розчинів на продуктивність гвинтового насосу зі зміненою геометрією гвинта.....	99
2.4 Дослідження впливу реологічних властивостей розчинів на роботу гвинтового насосу зі зміненою геометрією гвинта при перекачуванні рідин різної густини	103
2.6 Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору	111
2.8 Обґрунтування раціональних параметрів гвинтового насоса безперервної дії	126
2.7 Висновки до розділу 2	128
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ, ОСНАЩЕНОГО ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА ГВИНТОВИМ НАСОСОМ ЗІ ЗМІНЕНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ГВИНТА.....	
3.1 Програма досліджень.....	131
3.2 Характеристика обладнання та матеріалів для проведення досліджень.....	133
3.2.1 Експериментальне обладнання.....	133
3.2.2 Матеріали для проведення експериментальних досліджень.....	136
3.2.3 Інструменти і прилади	139
3.2.4 Методика проведення експериментальних досліджень.....	140
3.2.5 Визначення параметрів технологічного процесу перекачування будівельного розчину штукатурним агрегатом, оснащеного гідравлічним приводом та гвинтовим насосом зі зміненою геометрією гвинта.....	142
РОЗДІЛ 4 РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ У ТЕХНІЧНУ ПРАКТИКУ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВДОСКОНАЛЕНОГО ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ	
4.1 Розроблення конструкції гвинтового вузла штукатурного агрегату з гідравлічним приводом.....	169
4.2 Виробничі випробування модернізованого гвинтового насоса	174

4.3 Порівняльний аналіз роботи модернізованого гвинтового насоса та насоса агрегату	179
4.4 Висновки до розділу 4	183
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	185
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	188

ВСТУП

Актуальність роботи. Інтенсифікація будівельного виробництва вимагає вдосконалення методів транспортування та нанесення будівельних сумішей, що, у свою чергу, зумовлює необхідність розробки нових конструктивних і технологічних рішень насосного обладнання.

Гвинтові насоси характеризуються високою ефективністю подачі будівельних розчинів завдяки своїй здатності працювати з в'язкими, неоднорідними та абразивними матеріалами, забезпечуючи рівномірність потоку без пульсацій та зниження однорідності суміші. Однак ефективність їхньої роботи значною мірою залежить від вибору оптимальних конструктивних і раціональних режимних параметрів, що визначають рівномірність подачі, енергетичні витрати та довговічність обладнання.

Будівельні розчини, які використовуються у сучасному будівництві, мають широкий діапазон фізико–механічних властивостей, зокрема вони можуть містити наповнювачі різної фракції, в'язкопластичні та реологічно складні добавки, що впливають на їхню плинність та взаємодію з робочими органами насосного обладнання.

Традиційні методики проектування гвинтових насосів часто не враховують цих особливостей, що може призводити до неоднорідної роботи насоса, підвищеного гідравлічного опору, швидкого зносу робочих елементів і збільшених енерговитрат. Тому актуальним є дослідження впливу реологічних характеристик будівельних розчинів на процес перекачування, що дозволить уточнити існуючі математичні моделі і вдосконалити конструктивні параметри насосів.

Крім того, важливим питанням є вибір раціонального режиму роботи насоса, оскільки надмірне навантаження або недостатній рівень заповнення робочих камер може призводити до нерівномірності подачі матеріалу та зниження якості кінцевого покриття.

Зважаючи на те, що гвинтові насоси безперервної дії широко застосовуються не лише в будівництві, а й у різних галузях промисловості, зокрема в харчовій,

хімічній, нафтовій та фармацевтичній сферах, результати дослідження можуть мати значний науковий і практичний інтерес.

Отримані теоретичні та експериментальні дані сприятимуть вдосконаленню методів проектування насосів, оптимізації їхніх конструктивних параметрів та підвищенню ефективності їхнього використання для перекачування матеріалів із широким діапазоном фізико–механічних характеристик.

Мета і завдання дослідження: метою дослідження є наукове обґрунтування параметрів гвинтового насоса безперервної дії, які забезпечують ефективне перекачування будівельних розчинів і рідин з урахуванням їх реологічних властивостей, а також сприяють підвищенню продуктивності й енергоефективності насосного обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. провести аналіз існуючих конструктивних рішень гвинтових насосів, що застосовуються для перекачування будівельних розчинів, і визначити їх переваги та недоліки;

2. дослідити реологічні властивості будівельних розчинів та їх вплив на робочі процеси в насосі;

3 розробити математичну модель процесу транспортування будівельних розчинів гвинтовим насосом, що враховує геометричні параметри робочого органу, швидкісні характеристики та фізико–механічні властивості матеріалу;

4 визначити оптимальні конструктивні та раціональні режимні параметри насоса для забезпечення рівномірного транспортування матеріалу без пульсацій і надмірного енергоспоживання;

5 провести експериментальні дослідження на лабораторному стенді для верифікації теоретичних розрахунків та уточнення отриманих закономірностей;

6 розробити рекомендації щодо вибору параметрів гвинтових насосів залежно від характеристик будівельних розчинів, що дозволить підвищити ефективність їх експлуатації.

Об'єкт досліджень – гвинтовий насос безперервної дії для перекачування будівельних розчинів та рідин.

Предмет досліджень – конструктивні, кінематичні та раціональні режимні параметри гвинтового насоса, а також їх вплив на продуктивність, енергоефективність і якість процесу перекачування з урахуванням реологічних властивостей робочого середовища.

Методи дослідження – для вирішення поставлених задач і завдань використовувалися теоретичні методи, зокрема аналіз і узагальнення літературних джерел та нормативної документації, що стосується конструкцій гвинтових насосів та їх застосування в будівництві; математичне моделювання процесу транспортування будівельних розчинів у робочій камері гвинтового насоса, що дозволило визначити залежність між його параметрами та ефективністю роботи; експериментальні дослідження на лабораторному стенді для визначення впливу геометричних та режимних параметрів насоса на продуктивність, енергоефективність і рівномірність подачі матеріалу; реологічні випробування будівельних розчинів з метою визначення їх в'язкісних характеристик, що впливають на перекачуваність і методи математичної статистики для обробки експериментальних даних, встановлення закономірностей та перевірки достовірності отриманих результатів.

Наукова новизна отриманих результатів:

– вперше розроблено математичну модель процесу транспортування будівельних розчинів у гвинтовому насосі безперервної дії, яка враховує реологічні властивості матеріалу, зокрема з урахуванням часової зміни ефективної в'язкості будівельного розчину, зміну в'язкості під впливом зусиль зсуву, та вплив параметрів гідроприводу на робочі процеси насоса.

– обґрунтовано оптимальні конструктивні параметри гвинтового насоса, включаючи геометрію гвинтового робочого органу та його адаптацію до змінних режимів роботи гідроприводу, що дозволяє забезпечити рівномірну подачу розчину без пульсацій, зниження енергоспоживання та підвищену адаптивність системи.

– досліджено вплив гідроприводу на робочі характеристики насоса, тиск та продуктивність в залежності від режимів регулювання гідросистеми, що дозволяє забезпечити більш рівномірну та передбачувану роботу агрегату.

–розроблено критерії та методики оцінювання ефективності роботи гвинтового насоса з гідроприводом, що базується на аналізі гідродинамічних характеристик потоку, розподілу тиску та швидкості руху розчину в робочій камері, а також параметрів гідравлічного приводу.

– сформовано рекомендації щодо вибору параметрів насоса та гідроприводу залежно від типу та складу будівельних розчинів, що дозволить підвищити ефективність механізованого транспортування матеріалів, покращити працездатність насосного обладнання та зменшити експлуатаційні витрати.

Технічна новизна отриманих результатів:

– запропоновано конструкцію гвинтового насоса безперервної дії з гідравлічним приводом, використання якого дає змогу плавно змінювати частоту обертання робочого органа, підлаштовувати режими роботи до реологічних властивостей будівельних розчинів і рідин та підвищувати ефективність їх перекачування

Практичне значення отриманих результатів.

Практичне значення отриманих результатів даної дисертаційної роботи полягає у можливості їхнього застосування для підвищення ефективності роботи гвинтових насосів безперервної дії, що використовуються для перекачування будівельних розчинів та рідин. Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів гвинтового насоса конструктивних параметрів гвинтового насоса, дозволить підвищити його продуктивність, рівномірність подачі розчинів та знизити енергоспоживання.

Розробка рекомендацій щодо вибору та регулювання гідроприводу, дасть змогу забезпечити гнучке налаштування режимів роботи насоса відповідно до параметрів перекачуваного розчину, підвищити надійність роботи обладнання та зменшити витрати енергії.

Підвищення якості виконання будівельних робіт за рахунок рівномірності подачі будівельного розчину, є особливо важливим для механізованого нанесення штукатурних, гіпсових та інших оздоблювальних сумішей.

Розроблені конструктивні та режимні рекомендації можуть бути використані під час проектування нових і модернізації існуючих гвинтових насосів безперервної дії, що застосовуються для транспортування в'язкопластичних і неоднорідних середовищ не лише у будівництві, а й у суміжних галузях промисловості, зокрема хімічній, харчовій, фармацевтичній та нафтопереробній.

Запропонована методика розрахунку та вибору параметрів гвинтового насоса з гідроприводом дозволяє інженерним і проєктним організаціям обґрунтовувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри насосного обладнання залежно від властивостей перекачуваного середовища та умов його застосування.

Результати дослідження можуть бути використані у навчальному процесі закладів вищої освіти під час підготовки фахівців з галузевого машинобудування та будівельної техніки у частині дисциплін, пов'язаних із розрахунком, проектуванням та експлуатацією насосного обладнання.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГВИНТОВОГО ВУЗЛА МАЛОГАБАРИТНИХ ШТУКАТУРНИХ УСТАНОВОК

1.1 Вплив ефективності гвинтового вузла на якість штукатурних робіт

У сучасних умовах механізованого будівництва основним засобом подачі штукатурних сумішей є малогабаритні штукатурні установки, у складі яких застосовуються гвинтові розчинонасоси. Ефективність роботи гвинтового вузла визначає продуктивність установки та безпосередньо впливає на формування якісного штукатурного покриття [1-5].

Під час нанесення штукатурного розчину важливим є забезпечення безперервного потоку матеріалу без пульсацій, коливань тиску та локальних перевантажень. Нерівномірна робота гвинтового вузла призводить до нерівномірного розподілу розчину на поверхні, утворення напливів, порожнин і зон з недостатньою товщиною покриття. У результаті знижується адгезія штукатурного шару до основи, погіршуються експлуатаційні характеристики покриття та зростають витрати матеріалу на усунення дефектів[2,3,5].

Ефективність роботи гвинтового вузла визначається сукупністю конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів. До основних конструктивних параметрів належать геометрія ротора і статора, крок гвинтової лінії, величина міжвиткового об'єму, довжина робочої частини та матеріали елементів, що контактують із розчином. Від правильного вибору цих параметрів залежить здатність насоса створювати необхідний тиск та забезпечувати рівномірне транспортування суміші до місця нанесення.

Суттєвий вплив на якість штукатурних робіт мають реологічні властивості будівельних розчинів. Зміна в'язкості, пластичності, граничного напруження зсуву впливає на характер руху суміші всередині гвинтового вузла. При недостатній ефективності перекачування можливе розшарування матеріалу, порушення однорідності суміші та зниження якості сформованого покриття. Тому конструкція

гвинтового вузла повинна забезпечувати надійну роботу в широкому діапазоні фізико–механічних характеристик розчинів[9-16].

Важливим показником ефективності гвинтового вузла є його об'ємний коефіцієнт корисної дії, який характеризує співвідношення фактичної та теоретичної подачі. Зі збільшенням зношування ротора або статора відбувається зростання внутрішніх перетікань розчину між робочими камерами, що призводить до зменшення продуктивності та погіршення рівномірності подачі. Наслідком цього є нерівномірна робота штукатурної установки та погіршення якості нанесення матеріалу[42].

Не менш важливим фактором є енергетична ефективність процесу перекачування [79]. Підвищені втрати енергії в гвинтовому вузлі супроводжуються збільшенням навантаження на привід, зростанням температури контактуючих елементів та прискореним зношуванням робочих поверхонь. У свою чергу, це скорочує ресурс обладнання та знижує економічну ефективність виконання штукатурних робіт.

Підвищення ефективності гвинтового вузла може бути досягнуте шляхом оптимізації геометричних параметрів ротора і статора та застосування систем регулювання частоти обертання приводу. Особливий інтерес становить використання гідравлічних приводів, які забезпечують плавне регулювання подачі розчину відповідно до умов виконання робіт і характеристик будівельної суміші.

1.2 Огляд та класифікація штукатурних установок

Використання штукатурних установок дозволяє забезпечити надійну якість покриття, скоротити тривалість виконання робіт, зменшити трудомісткість технологічних операцій та підвищити продуктивність праці. Залежно від конструктивного виконання, способу транспортування розчину та принципу роботи насосного обладнання штукатурні установки класифікують за кількома основними ознаками [4-8].

За способом подачі будівельної суміші штукатурні установки поділяються на гвинтові, поршневі, шлангові та комбіновані. Кожен із зазначених типів має специфічні конструктивні особливості, що визначають область його застосування, продуктивність, дальність транспортування розчину та якість виконання оздоблювальних робіт.

Найбільшого поширення у сучасній будівельній практиці набули установки з гвинтовими насосами. Їх принцип роботи ґрунтується на переміщенні будівельної суміші в герметичних камерах, утворених поверхнями ротора та статора. Така конструкція забезпечує безперервну подачу розчину, мінімальні пульсації потоку та можливість транспортування сумішей із різними реологічними характеристиками. До найбільш відомих представників даної групи належать установки PFT G4, PFT Ritmo L, M–Тес M330.

Установка PFT G4 є універсальною штукатурною машиною безперервної дії, яка широко використовується на будівельних об'єктах різного призначення. Вона забезпечує приготування, перемішування та подачу сухих будівельних сумішей безпосередньо до місця виконання робіт. Компактніша установка PFT Ritmo L призначена переважно для внутрішніх оздоблювальних робіт і характеризується високою мобільністю. Установка M–Тес M330 поєднує значну продуктивність із можливістю роботи з різними видами штукатурних і шпаклювальних сумішей.

Шлангові штукатурні установки використовують принцип перистальтичного перекачування, при якому переміщення матеріалу здійснюється шляхом послідовного стискання еластичного шланга. До даної групи належать установки PFT SWING L, PUTZMEISTER S5 EV та EUROMIX 400. Основною перевагою таких машин є можливість роботи з матеріалами, що містять волокнисті або абразивні включення. Саме тому експлуатація подібних установок супроводжується підвищеним зношуванням робочого шланга, що збільшує витрати на технічне обслуговування.

Поршневі штукатурні установки [20,23,29] забезпечують транспортування суміші за рахунок зворотно–поступального руху поршня у робочому циліндрі. До даної категорії належать установки PFT HM 24, PUTZMEISTER MP 25 та ін. Вони

здатні створювати значний тиск подачі та забезпечувати транспортування густих розчинів на великі відстані. Недоліком поршневих систем є циклічний характер роботи, що може спричиняти пульсації потоку та погіршення рівномірності нанесення матеріалу.

Особливістю роботи штукатурних установок є необхідність транспортування будівельних розчинів, які належать до класу складних в'язкопластичних середовищ. Реологічні характеристики таких сумішей суттєво впливають на процес їх переміщення трубопроводами та енергетичні показники насосного обладнання.

Для опису процесів руху будівельних розчинів у трубопроводах широко використовуються реологічні моделі Шведова–Бінгема, Оствальда–де Віля та Шульмана, які дозволяють враховувати наявність граничного напруження зсуву та нелінійну залежність між напруженням і швидкістю деформації. Застосування зазначених моделей дає можливість оцінювати втрати тиску, визначати енергетичні витрати процесу перекачування та прогнозувати режими роботи насосного обладнання [47-56].

При транспортуванні штукатурних розчинів трубопроводами важливого значення набувають втрати тиску, обумовлені силами внутрішнього тертя та взаємодією суміші зі стінками трубопроводу. Зі збільшенням в'язкості матеріалу та концентрації твердих частинок опір руху зростає, що потребує підвищення тиску подачі та збільшення енергетичних витрат. Тому ефективність роботи штукатурної установки значною мірою залежить від узгодження характеристик насосного обладнання з реологічними властивостями будівельної суміші.

У процесі розгону будівельної суміші накопичується деяка кінетична енергія, що призводить до розпилу штукатурного розчину на поверхні (рис. 1.1).

Технологічна схема виконання робіт методом мокрого нанесення представлена на рис. 1.1

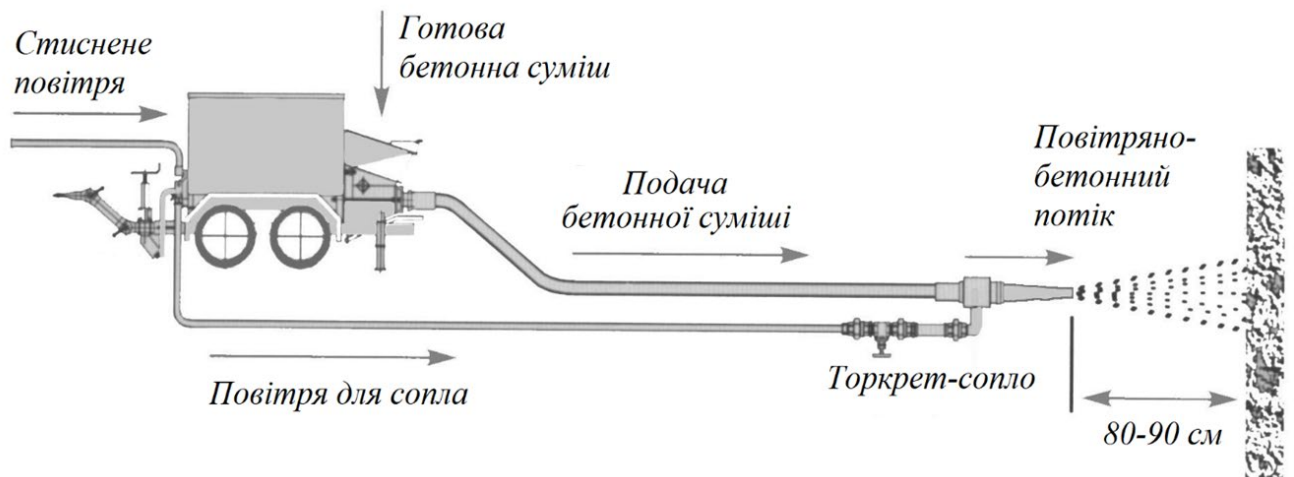


Рисунок 1.1 – Схема проведення робіт способом мокрого нанесення суміші на поверхню

Штукатурні покриття характеризуються високими експлуатаційними показниками, зокрема значною міцністю на стиск, яка може досягати 40–50 МПа, підвищеною щільністю структури, морозостійкістю та водонепроникністю. Завдяки цим властивостям торкрет–бетон широко застосовується для підвищення довговічності будівельних конструкцій, їх захисту від впливу агресивного середовища та відновлення пошкоджених поверхонь [80-84].

Результати досліджень, свідчать про переваги мокрого способу торкретування порівняно із сухим методом. Встановлено, що використання попередньо приготовленої бетонної суміші забезпечує більш рівномірний розподіл компонентів, покращує умови ущільнення матеріалу та сприяє підвищенню міцності торкрет–бетону як на стиск, так і на згин.

Мокрий метод нанесення [96] широко використовується під час виконання ремонтно–відновлювальних і реконструкційних робіт, підсилення існуючих конструкцій, влаштування тонкостінних залізобетонних елементів, а також при спорудженні та ремонті транспортних і гідротехнічних об’єктів. Застосування цього методу дозволяє забезпечити високу якість покриття та ефективне використання будівельних матеріалів.

Особливе значення технологія мокрого торкретування має під час виконання гідроізоляційних робіт, улаштування захисних покриттів залізобетонних оболонок, резервуарів, склепінь та інших відповідальних конструкцій. Крім того, вона широко застосовується для оброблення тунелів, герметизації стиків і швів, а також під час монтажу та відновлення збірних будівельних елементів. Надійність і довговічність таких конструкцій значною мірою визначаються якістю подачі та нанесення будівельної суміші, що обумовлює необхідність удосконалення насосного обладнання та систем транспортування розчинів.

Аналіз сучасних штукатурних установок показує, що гвинтові насосні системи відповідають вимогам механізованого нанесення будівельних розчинів. Їх переваги обумовлюють доцільність подальшого дослідження конструктивних і режимних параметрів гвинтових вузлів з метою підвищення ефективності транспортування штукатурних сумішей та покращення якості оздоблювальних робіт.

1.3 Аналіз конструктивних особливостей розчинонасосів

1.3.1 Гвинтові розчинонасоси

Робочим органом гвинтового розчинонасоса є роторно–статорна пара, що складається з металевого шнека (ротора), який обертається всередині еластичної гумової обійми (статора) (рис. 1.2). Приведення насоса в дію здійснюється мотор–редуктором 1, який забезпечує передачу крутного моменту на ротор та створення необхідних умов для переміщення будівельної суміші [2,4].

Подача розчину відбувається шляхом утворення замкнених робочих камер між поверхнями ротора 6 та еластичної обійми 5. У процесі обертання ротора ці камери послідовно переміщуються вздовж осі насоса від завантажувального бункера 3 до транспортної магістралі, забезпечуючи безперервне транспортування будівельного розчину. Такий принцип роботи дозволяє створювати рівномірний

потік матеріалу без значних пульсацій, що є важливою умовою якісного нанесення штукатурних сумішей.

Еластична обойма виконує функцію герметизації робочих камер та компенсує незначні відхилення геометричних параметрів ротора, забезпечуючи необхідний рівень об'ємного коефіцієнта корисної дії насоса. Від стану контактної поверхні ротора та статора, а також від їх геометричних характеристик значною мірою залежать продуктивність, величина створюваного тиску, енергоефективність процесу перекачування та ресурс роботи гвинтового вузла.

Завдяки безперервному характеру подачі та здатності працювати з в'язкопластичними будівельними сумішами гвинтові розчинонасоси набули широкого застосування у складі сучасних штукатурних агрегатів, призначених для механізованого нанесення розчинів на будівельні поверхні.

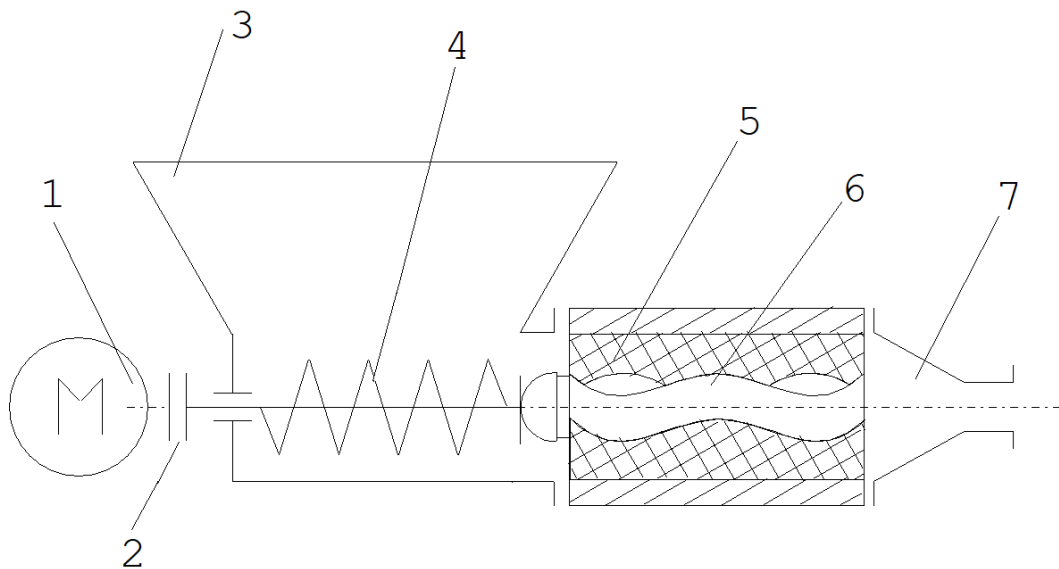


Рисунок 1.2 – Схема гвинтового розчинонасосу

1 – електродвигун; 2 – муфта 3 – завантажувальний бункер; 4 – робочий орган живильника; 5 – гумова обойма; 6 – гвинт розчинонасоса; 7 – вихідний патрубок

Гвинтові розчинонасоси широко застосовуються для транспортування штукатурних розчинів, шпаклювальних сумішей, клеїв, а також дрібнозернистих бетонних сумішей. Завдяки безперервному характеру подачі, можливості створення значного тиску та здатності працювати з в'язкопластичними матеріалами

вони набули широкого поширення у складі сучасних штукатурних і торкретувальних установок. Серійний випуск такого обладнання здійснюють провідні виробники будівельної техніки, зокрема Euromix, Putzmeister та PFT, продукція яких широко використовується під час виконання оздоблювальних і ремонтно–будівельних робіт (рис. 1.3).

Аналіз конструкцій сучасних гвинтових насосів свідчить, що незалежно від виробника їх робота базується на однаковому принципі об'ємного витіснення матеріалу роторно–статорною парою. Водночас конструктивні особливості окремих моделей відрізняються геометричними параметрами робочих органів, типом приводу, величиною робочого тиску та продуктивністю, що визначає сферу їх практичного застосування.



Рисунок 1.3 – Гвинтові розчинонасоси: а) PUTZMEISTER MP 25; б) EUROMIX 400.5.500; в) PFT SWING L

Гвинтові насоси характеризуються низьким рівнем шуму під час роботи, відносно невеликою масою, компактними габаритними розмірами та простотою конструкції, що сприяє зручності їх експлуатації й технічного обслуговування. Завдяки принципу об'ємного витіснення вони забезпечують безперервну та рівномірну подачу будівельних сумішей, що є важливою перевагою під час виконання штукатурних робіт.

Сучасні гвинтові насоси здатні створювати робочий тиск до 2,5 МПа та забезпечувати продуктивність у межах від 0,3 до 10 м³/год залежно від конструктивного виконання та режиму роботи. Вони ефективно працюють із штукатурними розчинами, шпаклювальними сумішами. Поєднання достатньої

продуктивності, високого тиску подачі та можливості транспортування в'язкопластичних матеріалів обумовлює широке застосування гвинтових насосів у сучасних штукатурних установках.

Технічні характеристики гвинтових розчинонасосів деяких відомих сучасних фірм наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика малогабаритних гвинтових розчинонасосів

Технічні характеристики	PUTZMEISTER MP 25	EUROMIX 400.5.500	PFT SWING L
Продуктивність м ³ /год	7	7	0,36–2,16
Обсяг бункера насоса по завантаженню, л	260	450	200
Максимальний робочий тиск, МПа	2,5	2,4	1,8
Номінальна потужність електродвигуна насоса, кВт	11	7,5	5,5
Напруга живлення, В	380	380	400
Дальність подачі, м по вертикалі по горизонталі	50	35	20
	200	200	90
Діаметр рукава для розчину	50	50	38
Максимальна фракція матеріалу, мм	6	10	5
Габаритні розміри (L×B×H), мм	2370×860×1100	2370 × 860 × 1100	1600 × 600 × 660
Маса (без приладдя), кг, не більше	300	300	130
Виробник	Putzmeister Holding GmbH	EUROMIX	PFT SWING

Незважаючи на суттєві переваги, гвинтові насоси мають і ряд недоліків, які обмежують ефективність їх використання в окремих умовах експлуатації.

Одним із основних недоліків є інтенсивне зношування робочих елементів роторно–статорної пари під час перекачування сумішей, що містять абразивні частинки. У процесі роботи відбувається поступове спрацювання поверхонь ротора та еластичної обойми, що призводить до збільшення внутрішніх перетікань матеріалу, зниження продуктивності насоса та скорочення ресурсу його роботи.

Особливо інтенсивно процеси зношування проявляються під час транспортування розчинів із високим вмістом твердих включень або при тривалій роботі в умовах підвищеного тиску.

Крім того, ефективність гвинтових насосів знижується при транспортуванні надмірно жорстких і малорухомих бетонних сумішей, для переміщення яких необхідне створення значних зусиль та підвищеного робочого тиску. У таких випадках виникає необхідність застосування насосного обладнання інших типів або спеціальних конструктивних рішень, спрямованих на покращення умов подачі матеріалу.

Прикладом сучасного штукатурного обладнання є універсальна штукатурна машина УШМ–150, призначена для приготування, перемішування, просіювання, транспортування та механізованого нанесення будівельних сумішей. Установка забезпечує роботу з гіпсовими, цементно–вапняними, вапняними та іншими штукатурними розчинами, які готуються із сухих будівельних сумішей. Після змішування матеріал проходить через систему просіювання, транспортується трубопроводами до місця виконання робіт та за допомогою стисненого повітря наноситься на оброблювану поверхню.



Рисунок 1.4 – Універсальна штукатурна машина УШМ–150

Універсальні штукатурні установки можуть використовуватися для виконання широкого спектра оздоблювальних робіт, зокрема приготування, транспортування та механізованого нанесення різних видів будівельних розчинів. Завдяки багатofункціональності такі машини знаходять застосування як на

великих будівельних об'єктах, так і під час виконання ремонтно–відновлювальних робіт.

Разом з тим, змішувальні камери подібних установок характеризуються підвищеною енергоємністю процесу приготування суміші, значними габаритними розмірами та відносно великою масою обладнання. Це ускладнює транспортування машин у межах будівельного майданчика та збільшує експлуатаційні витрати.

Одним із прикладів компактного штукатурного обладнання є штукатурна машина Т–101, оснащена гвинтовим насосом. Дана установка характеризується невеликими габаритними розмірами, високою мобільністю та достатньою продуктивністю для виконання більшості оздоблювальних робіт. Машина працює у безперервному режимі та призначена для використання готових сухих будівельних сумішей. Технологічний процес передбачає приготування штукатурного розчину безпосередньо в установці, його транспортування до місця виконання робіт і подальше механізоване нанесення на попередньо підготовлену поверхню.

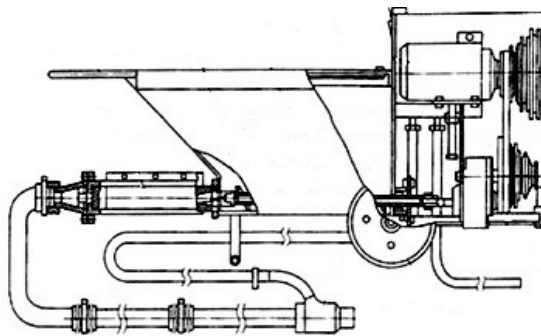


Рисунок 1.5 – Штукатурна машина Т–101

Разом з тим, штукатурна машина даного типу має певні експлуатаційні обмеження. Зокрема, її конструкція не передбачає можливості приготування штукатурного розчину безпосередньо в завантажувальному бункері з окремих компонентів, що потребує використання попередньо підготовлених сухих сумішей або готових розчинів, що певною мірою звужує сферу застосування установки та

знижує її універсальність під час виконання будівельних робіт у різних виробничих умовах.

Додатковим недоліком є ступінчасте регулювання частоти обертання робочого органу, яке здійснюється шляхом перестановки приводного паса на шківках різного діаметра. Такий спосіб зміни режимів роботи потребує зупинки обладнання та додаткових трудових витрат, що негативно впливає на оперативність налаштування продуктивності установки.

Однією з найбільш поширених сучасних штукатурних машин є установка PFT G4, яка призначена для приготування, транспортування та механізованого нанесення будівельних розчинів на вертикальні та горизонтальні поверхні. Завдяки застосуванню гвинтового насоса машина забезпечує безперервну подачу суміші, рівномірні параметри технологічного процесу та високу якість виконання оздоблювальних робіт. Універсальність конструкції дозволяє використовувати установку для роботи з широким спектром сухих будівельних сумішей, включаючи штукатурні, шпаклювальні та клейові склади.

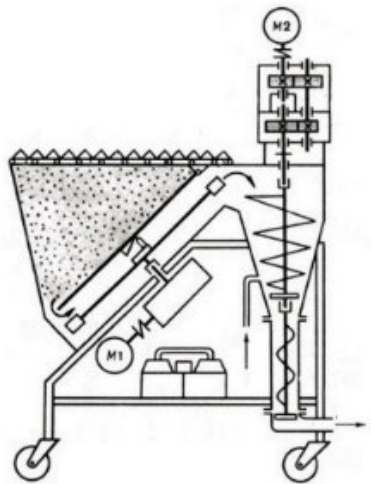


Рисунок 1.6 – Схема штукатурної машини PFT G4

Особливістю даної машини є поєднання в одному технологічному комплексі функцій дозування, змішування, подачі та нанесення матеріалу. Приймальний бункер місткістю близько 150 л забезпечує безперервне надходження сухої суміші до змішувальної камери, де відбувається її змішування з водою до отримання розчину необхідної консистенції [12,13,16].

Після приготування розчин за допомогою гвинтового насоса транспортується трубопроводом до місця виконання робіт і подається на оброблювану поверхню. Продуктивність установки та швидкість подачі матеріалу можуть змінюватися залежно від властивостей суміші та параметрів приводу насосного вузла, що дозволяє адаптувати режим роботи до конкретних технологічних умов.

Для приготування та транспортування будівельних розчинів також застосовується установка PFT ZP 3 XL MIX (рис. 1.7), яка поєднує функції змішувального обладнання та засобу подачі готової суміші до місця виконання робіт. Будівельний або штукатурний розчин готується у вбудованому змішувачі та безпосередньо подається до робочої зони, що забезпечує безперервність технологічного процесу та скорочує втрати матеріалу.

Керування установкою може здійснюватися дистанційно, що підвищує зручність експлуатації та дозволяє оперативно контролювати процес подачі розчину. Застосування штукатурно–змішувального обладнання з розчинонасосом є особливо доцільним при виконанні робіт на об'єктах із невеликими обсягами споживання розчину або за значної віддаленості місця його приготування від робочої зони. У таких умовах приготування суміші безпосередньо на будівельному майданчику дозволяє зменшити транспортні витрати, скоротити втрати матеріалу та підвищити загальну ефективність виконання штукатурних робіт.



Рисунок 1.7 – Штукатурна станція PFT ZP 3 XL MIX

Незважаючи на широкі технологічні можливості сучасних штукатурних станцій, їх експлуатація супроводжується певними обмеженнями. Зокрема, використання гравітаційних змішувачів не завжди забезпечує необхідну інтенсивність перемішування вапняно–піщаних та інших сумішей із підвищеним вмістом дрібнодисперсних компонентів. Крім того, такі змішувачі характеризуються відносно невисокою продуктивністю, обмеженою дальністю транспортування готового розчину та значними капітальними витратами на придбання обладнання.

До недоліків гвинтових розчинонасосів, зокрема PFT SWING L, належать висока вартість експлуатаційних комплектуючих та інтенсивне зношування роторно–статорної пари під час роботи з абразивними будівельними сумішами. Зношування робочих елементів призводить до поступового зниження продуктивності насоса, збільшення внутрішніх перетікань матеріалу та необхідності регулярної заміни вузлів, що підвищує експлуатаційні витрати.

Крім того, конструктивні особливості насосів даного типу обмежують їх ефективне використання для транспортування жорстких та малорухомих бетонних сумішей із великим вмістом крупного заповнювача. У таких умовах зростає навантаження на робочі органи насоса, прискорюється їх зношування та погіршуються показники надійності обладнання.



Рисунок 1.8 – Гвинтовий розчинонасос PFT SWING L

Одним із представників штукатурних агрегатів, оснащених гвинтовими розчинонасосами, є установка СО–152, яка широко застосовується для просіювання, транспортування та механізованого нанесення штукатурних розчинів

на будівельних об'єктах. Конструкція агрегату дозволяє виконувати подачу розчину до місця проведення робіт та забезпечувати його рівномірне нанесення на оброблювану поверхню.

При комплектації компресорною установкою агрегат може використовуватися для виконання декоративного оздоблення методом механізованого напилення. Конструктивно установка складається з двох основних вузлів: приймального бункера з вібраційним ситом та насосного агрегату з гвинтовим розчинонасосом (рис. 1.8). Взаємодія між вузлами забезпечується за допомогою гнучкого з'єднувального рукава зі швидкорознімним кріпленням.

Будівельний розчин подається до приймального бункера, де проходить попереднє просіювання через вібраційне сито. Коливання сита створюються електромеханічним вібратором із частотою живлення 50 Гц. Робоча поверхня сита встановлена під невеликим кутом до горизонтальної площини, що сприяє видаленню крупних включень та сторонніх домішок, які не проходять через комірки сита. Після фільтрації розчин надходить до приймального бункера і через всмоктувальний патрубок подається в робочу камеру гвинтового насоса.

Транспортування розчину до місця виконання робіт здійснюється трубопроводом, а формування розпиленого потоку забезпечується подачею стисненого повітря до розпилювального сопла. Завдяки компактності конструкції агрегат легко переміщується між робочими зонами, а наявність вібраційного сита дозволяє використовувати будівельні суміші з регламентованим гранулометричним складом.

До недоліків установки слід віднести розділення обладнання на два окремих функціональних модулі, розташованих на самостійних рамах. Таке конструктивне рішення збільшує загальні габарити та масу обладнання, ускладнює його транспортування та підвищує вартість виготовлення. Крім того, продуктивність і максимальний робочий тиск насосного вузла обмежують сферу застосування агрегату при виконанні робіт, що потребують транспортування розчинів на значні відстані або висоту.

Для нанесення шпаклювальних сумішей, ґрунтувальних матеріалів та водорозчинних лакофарбових покриттів використовується штукатурна установка СО–150. Конструкція агрегату забезпечує механізоване нанесення матеріалів на підготовлені поверхні із застосуванням стисненого повітря або подачею під тиском залежно від типу робочого матеріалу.

Основним робочим вузлом установки є гвинтовий насос, до складу якого входять завантажувальний бункер, подавальний шнек, насосний механізм та система приводу. Привід здійснюється двошвидкісним електродвигуном через клинопасову передачу та редуктор. Розташований у нижній частині бункера шнек забезпечує перемішування суміші та її безперервне надходження до всмоктувальної зони насоса, що сприяє стабільності процесу подачі матеріалу.

Недоліком шпаклювальних агрегатів є те, що вони мають низьку продуктивність і не підходять для подачі тископлинних сухих сумішей (рис.1.8)

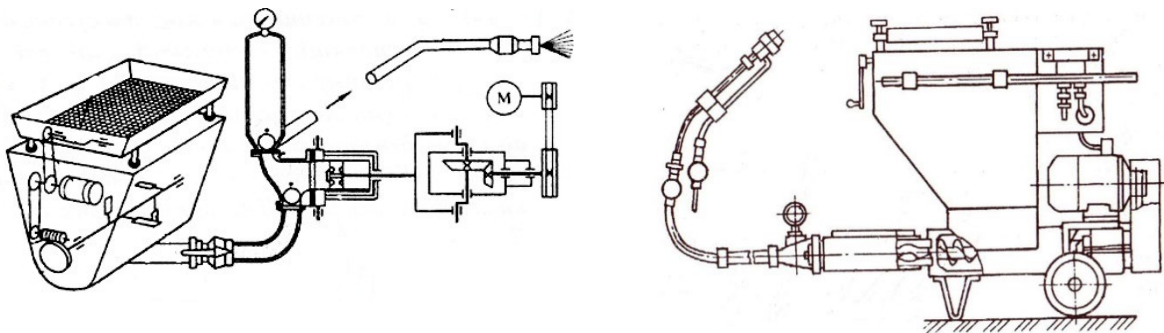


Рисунок 1.9 – Схеми штукатурних агрегатів для різних видів штукатурних робіт

Штукатурна установка (рис.1.10) призначена для приготування, транспортування та механізованого нанесення оздоблювальних розчинів. Особливістю даної установки є можливість приготування робочих сумішей як із готових сухих будівельних композицій, так і з окремих компонентів, які завантажуються безпосередньо в змішувальний бункер. Після приготування розчин

транспортується трубопроводом до місця виконання робіт та наноситься на оброблювану поверхню механізованим способом.

Установка може використовуватися для роботи з різними видами будівельних матеріалів, зокрема штукатурними розчинами, ґрунтувальними складами, водоемульсійними та клейовими фарбами, а також шпаклювальними сумішами. До складу обладнання входять змішувальний пристрій, вібраційне сито, гвинтовий розчинонасос та обладнання для нанесення лакофарбових матеріалів.

Змішувальний вузол приводиться в дію електродвигуном через систему клинопасової та черв'ячної передач. Обертання передається на вал із лопатями, які забезпечують інтенсивне перемішування компонентів суміші. Під змішувальною камерою розташоване вібраційне сито зі змінними ситовими полотнами, призначене для видалення крупних включень і забезпечення необхідного гранулометричного складу розчину. Вібраційний механізм приводиться в дію окремим електродвигуном малої потужності.

Після просіювання підготовлений розчин надходить до приймального бункера гвинтового насоса. Насосний вузол складається із завантажувального бункера, подавального шнека, роторно–статорної пари та приводу, до складу якого входять електродвигун, редуктор і клинопасова передача. Таке конструктивне виконання забезпечує безперервну подачу матеріалу та створення необхідного тиску для його транспортування трубопроводом. Для контролю режимів роботи насос обладнаний манометром, встановленим на корпусі насосного агрегату.

Перевагою установки є можливість приготування будівельних розчинів безпосередньо на будівельному майданчику, що підвищує автономність роботи обладнання та зменшує витрати, пов'язані з транспортуванням готових сумішей. Разом з тим складність конструкції та наявність декількох приводних систем призводять до збільшення маси установки, енерговитрат та витрат на технічне обслуговування.

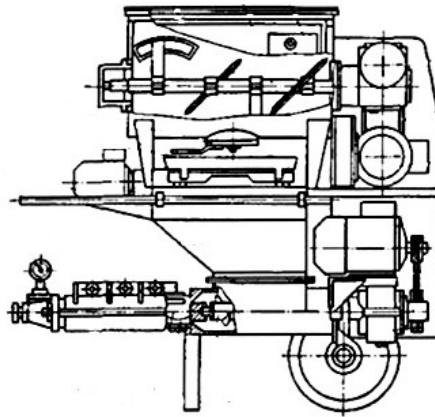


Рисунок 1.10 – Схема штукатурного агрегату з можливістю приготування будівельних розчинів безпосередньо на будівельному майданчику

Перспективним напрямом удосконалення гвинтових розчинонасосів є застосування робочих елементів, виготовлених із сучасних полімерних та композиційних матеріалів. Використання таких матеріалів для виготовлення ротора, статора або окремих елементів роторно–статорної пари сприяє підвищенню їх зносостійкості та довговічності, особливо при транспортуванні будівельних сумішей з абразивними включеннями. Крім того, зменшення маси робочих органів дозволяє знизити навантаження на привідний механізм і скоротити енергетичні витрати в процесі експлуатації насосного обладнання. Важливою умовою ефективної роботи штукатурних установок є підтримання раціональних режимів функціонування насосного вузла та системи транспортування розчину. Правильний вибір режимних параметрів дозволяє зменшити втрати будівельної суміші під час подачі, підвищити рівномірність транспортування матеріалу та забезпечити узгодженість технологічного процесу [87].

До основних параметрів, які визначають ефективність роботи гвинтового розчинонасоса, належать частота обертання ротора, величина створюваного тиску та реологічні характеристики будівельної суміші. Регулювання швидкості обертання робочого органу дозволяє адаптувати продуктивність насоса до конкретних умов експлуатації, а контроль тиску в системі забезпечує надійну

роботу обладнання та необхідну дальність транспортування розчину. Комплексне врахування зазначених факторів сприяє підвищенню продуктивності штукатурних установок, зниженню енерговитрат та збільшенню ресурсу роботи гвинтового вузла.

1.3.2 Однопоршневі розчинонасоси

На початку 1960-х років у будівельній галузі набули поширення однопоршневі розчинонасоси, призначені для механізованого транспортування штукатурних та будівельних розчинів. Використання таких насосів дозволило забезпечити подачу сумішей із рухливістю близько $P \approx 3$ см, а також транспортування дрібнозернистих розчинів із максимальним розміром заповнювача до 4–5 мм [90-92].

Принцип роботи однопоршневих розчинонасосів ґрунтувався на циклічному витісненні будівельної суміші за рахунок зворотно–поступального руху поршня в робочому циліндрі. Такі машини забезпечували створення достатнього тиску для транспортування розчинів трубопроводами та дозволяли механізувати процес їх подачі до місця виконання робіт.

Подальший розвиток конструкції однопоршневих насосів був спрямований на підвищення їх надійності та довговічності. Зокрема, для зменшення інтенсивності зношування робочих поверхонь внутрішню поверхню циліндрів почали покривати шаром хрому, що підвищувало корозійну стійкість і зносостійкість деталей. Крім того, застосування системи водяного омивання штокової порожнини дозволило зменшити проникнення абразивних частинок у зону ущільнень та покращити умови роботи рухомих елементів. У результаті проведених удосконалень було досягнуто підвищення експлуатаційної надійності насосів, збільшення міжремонтного ресурсу та покращення техніко–економічних показників їх роботи.

Принципова схема однопоршневого розчинонасоса наведена на рисунку 1.11

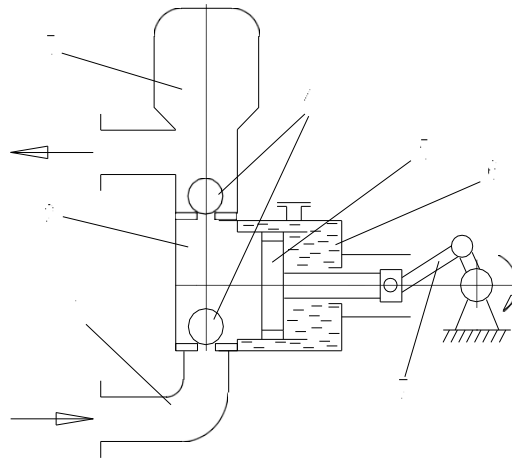


Рисунок 1.11 – Принципова схема однопоршневого розчинонасоса:

- 1 – всмоктуючий патрубок; 2 – робоча камера; 3 – повітряний ковпак;
4 – відповідно нагнітальний і всмоктуючий клапани; 5 – поршень; 6 – камера з водою; 7 – кривошипно–шатунний механізм

До основних переваг поршневих розчинонасосів належать відносна незалежність продуктивності від величини створюваного напору, висока всмоктувальна здатність та значний ресурс роботи циліндро–поршневої групи. За умови дотримання регламентованих режимів експлуатації ресурс основних робочих елементів може досягати близько 2000 машино–годин, що забезпечує достатньо високу надійність обладнання в умовах будівельного виробництва.

Найбільшого поширення в практиці механізованого виконання оздоблювальних робіт набули однопоршневі розчинонасоси, які наведено на рис. 1.12. Такі насоси характеризуються простотою конструкції, здатністю створювати значний тиск подачі та можливістю транспортування будівельних розчинів на великі відстані. Водночас циклічний характер роботи поршневого механізму зумовлює певну нерівномірність подачі матеріалу, що може впливати на якість виконання окремих технологічних операцій.

Вагомий внесок у дослідження та вдосконалення конструкцій однопоршневих розчинонасосів зробили науковці Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». У результаті проведених досліджень було запропоновано конструкцію розчинонасоса РН–4К із кулачковим

приводом проточного плунжера, а також розроблено гідропривідний диференціальний розчинонасос. Запропоновані технічні рішення спрямовані на підвищення рівномірності подачі будівельних сумішей, покращення енергетичних показників роботи обладнання та розширення технологічних можливостей поршневіх насосних систем.

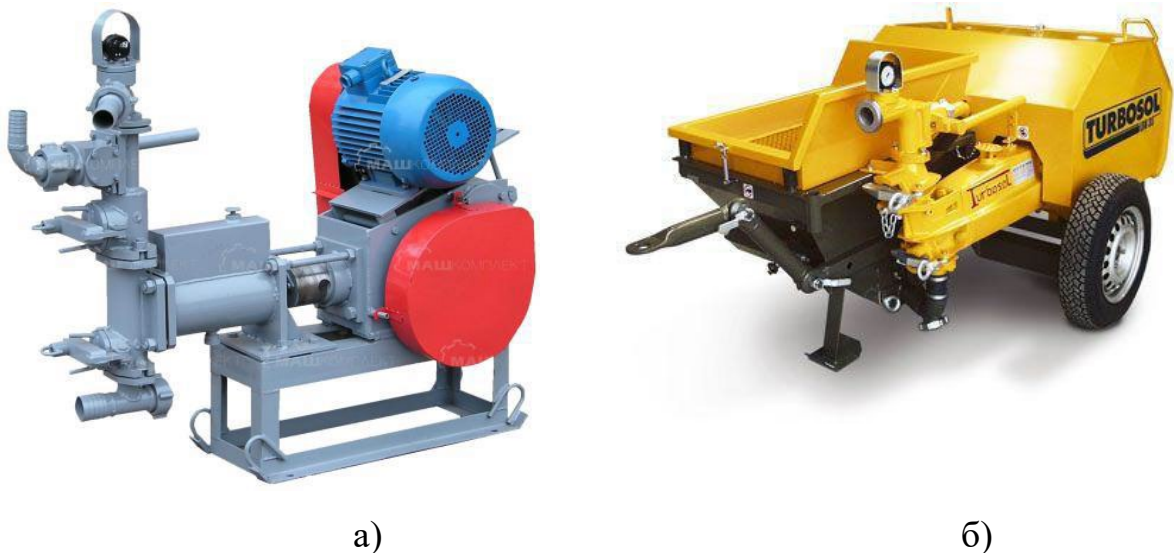


Рисунок 1.12 – Однопоршневі розчинонасоси:
а) насос 50П2 ; б) Turbosol UNI 30 ES

Незважаючи на ряд переваг, однопоршневі розчинонасоси мають певні конструктивні та технологічні недоліки, які обмежують сферу їх ефективного застосування. Однією з особливостей роботи таких насосів є зміна напрямку руху будівельної суміші в робочій камері протягом кожного циклу. Під час такту всмоктування розчин переміщується слідом за поршнем в одному напрямку, а під час такту нагнітання – у протилежному. Такий характер руху негативно впливає на структуру будівельної суміші та може спричинити її часткове розшарування ще до надходження в транспортний трубопровід.

Результати досліджень процесів перекачування будівельних розчинів свідчать, що різкі зміни напрямку руху потоку призводять до порушення однорідності суміші. Унаслідок цього відбувається перерозподіл твердих частинок у потоці, що може супроводжуватися накопиченням дрібного заповнювача в зоні

роботи клапанних вузлів. Такі явища викликають підвищене зношування елементів насоса, збільшення гідравлічного опору та зниження надійності його роботи.

Крім того, конструктивні особливості однопоршневих насосів обмежують можливість транспортування будівельних сумішей із широким гранулометричним складом та підвищеним вмістом крупних частинок заповнювача. Найбільш ефективно такі насоси працюють із розчинами та дрібнозернистими сумішами, що мають порівняно однорідну структуру.

1.3.3 Двопоршневі розчинонасоси

Для транспортування будівельних сумішей із більшим розміром заповнювача та підвищеними вимогами до продуктивності застосовуються двопоршневі розчинонасоси. Використання двох робочих циліндрів дозволяє підвищити рівномірність подачі матеріалу, зменшити пульсації потоку та забезпечити більш стабільні умови транспортування сумішей із різноманітним гранулометричним складом [92].

Розвиток поршневих насосних систем був спрямований на підвищення рівномірності подачі будівельних сумішей та зменшення пульсацій потоку. Одним із важливих етапів у цьому напрямі стало створення у 1965 році фірмою Putzmeister (ФРН) двоциліндрового диференціального розчинонасоса К-139.

Особливістю конструкції даного насоса було використання двох робочих циліндрів, що дозволило розділити процеси всмоктування та нагнітання матеріалу. При цьому всмоктування розчину здійснювалося періодично, тоді як процес його подачі до транспортного трубопроводу відбувався практично безперервно. Таке конструктивне рішення сприяло істотному зниженню пульсацій потоку, підвищенню рівномірності транспортування будівельної суміші та покращенню умов роботи насосного обладнання.

Застосування диференціальної схеми дало можливість підвищити продуктивність установки, зменшити динамічні навантаження на елементи приводу та забезпечити більш стабільні параметри подачі розчину. Саме тому

двоциліндрові диференціальні насоси стали важливим етапом розвитку засобів механізованого транспортування будівельних сумішей і заклали основу для подальшого вдосконалення поршневих насосних систем. (рис. 1.13).

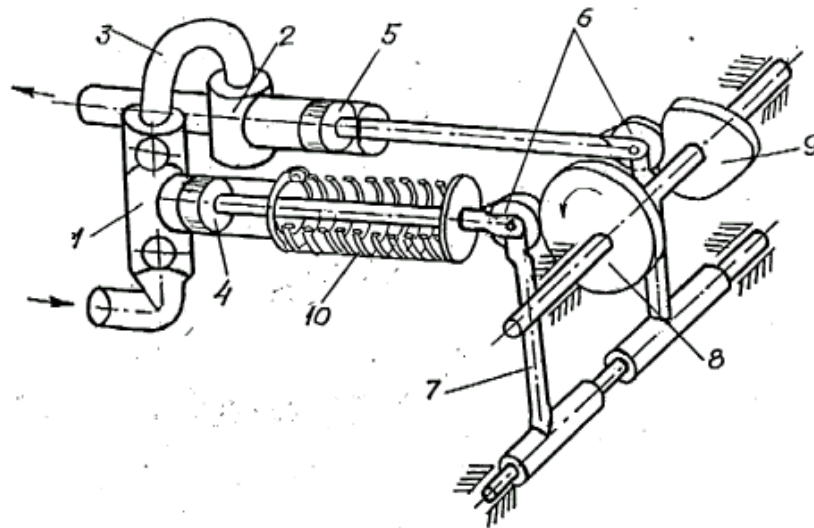


Рисунок 1.13 – Конструктивна схема протиточного розчинонасоса
«PUTZMEISTER» К–139

1 – робоча камера; 2 – компенсаційна камера; 3 – напірний патрубок;
4 – робочий поршень; 5 – компенсаційний поршень; 6– опорні ролики;
7 – куліса; 8,9 – кулачки; 10 – пружина

Конструкція розчинонасоса К–139 передбачає наявність двох взаємопов'язаних камер, що забезпечують більш рівномірну подачу будівельної суміші. Робоча камера 1 обладнана всмоктувальним і нагнітальним клапанами та безпосередньо бере участь у процесі перекачування розчину. Камера 2 виконує функцію компенсаційної та сполучена з напірним патрубком 3, через який здійснюється подача суміші до транспортного трубопроводу.

Під час нагнітального ходу робочого поршня будівельний розчин із робочої камери надходить до компенсаційної. При цьому одна частина суміші подається до напірної магістралі, а інша заповнює об'єм, що звільняється в компенсаційному циліндрі внаслідок переміщення компенсаційного поршня. Під час зворотного ходу робочого поршня, коли відбувається всмоктування нової порції розчину,

компенсаційний поршень витісняє накопичену суміш у нагнітальний трубопровід. Завдяки цьому подача матеріалу здійснюється практично безперервно протягом обох напівциклів руху робочого поршня.

Привід поршнів реалізований за допомогою кулачкового механізму спеціального профілю, який забезпечує зниження нерівномірності подачі та зменшення пульсацій потоку. Використання такої кінематичної схеми дозволило відмовитися від застосування повітряного ковпака, який традиційно використовується в поршневих насосах для згладжування коливань тиску.

Разом з тим конструкція насоса К-139 має певні недоліки. Під час руху будівельної суміші відбувається багаторазова зміна напрямку потоку, зокрема проходження через ділянки трубопроводів і каналів із поворотами на 90° та 180°. Такі локальні зміни траєкторії руху супроводжуються збільшенням гідравлічних втрат, додатковими витратами енергії та можуть спричиняти порушення однорідності будівельної суміші. У результаті підвищується ймовірність розшарування розчину, що негативно впливає на його технологічні властивості та якість виконання будівельних робіт.

1.3.4 Особливості подачі будівельних розчинів у штукатурних агрегатах

Важливими характеристиками будівельних розчинів, які впливають на процес їх подачі, є граничне напруження зсуву, пластична в'язкість, гранулометричний склад заповнювача, рухливість і водоутримувальна здатність суміші. Зміна зазначених параметрів призводить до зміни гідравлічного опору потоку, величини втрат тиску в трубопроводі та навантаження на робочі органи насосного обладнання. Внаслідок цього змінюються показники продуктивності системи та умови її експлуатації [94,96].

Однією з переваг гвинтових розчинонасосів безперервної дії є здатність забезпечувати рівномірне транспортування будівельних сумішей із мінімальними пульсаціями потоку. Такий характер подачі сприяє підвищенню якості штукатурних робіт, зменшенню динамічних навантажень на елементи

трубопровідної системи та покращенню умов роботи насосного обладнання. Разом з тим ефективність функціонування гвинтового вузла безпосередньо залежить від відповідності його конструктивних параметрів фізико–механічним властивостям перекачуваного матеріалу.

Особливого значення набуває вибір геометричних параметрів ротора та статора, частоти обертання робочого органу, величини створюваного тиску та характеристик приводу. Раціональне поєднання зазначених параметрів дозволяє забезпечити необхідну продуктивність насоса, знизити енерговитрати процесу транспортування та підвищити довговічність робочих елементів насосного вузла.

Дослідження закономірностей подачі будівельних розчинів у штукатурних агрегатах є важливою передумовою для обґрунтування конструктивних і режимних параметрів гвинтових насосів. Отримані результати можуть бути використані для підвищення ефективності транспортування будівельних сумішей, покращення техніко–економічних показників насосного обладнання та забезпечення високої якості виконання штукатурних робіт.

1.4 Теоретичні дослідження роботи гвинтового насосу

1.4.1 Аналіз конструктивних і функціональних особливостей гвинтових насосів

1.4.1.1 Класифікація гвинтових насосів за конструктивними ознаками

Ефективність роботи штукатурних агрегатів значною мірою залежить від процесів транспортування будівельних розчинів трубопровідними системами та характеристик насосного обладнання, що забезпечує їх подачу до місця виконання робіт. У процесі перекачування відбувається складна взаємодія між реологічними властивостями будівельної суміші, конструктивними параметрами гвинтового вузла, геометричними характеристиками трубопроводу та режимами роботи

приводу насоса. Саме сукупність цих факторів визначає продуктивність установки, енергетичні витрати та якість транспортування матеріалу.

На рисунку 1.14 зображено одногвинтовий насос для перекачування рідин різної в'язкості.

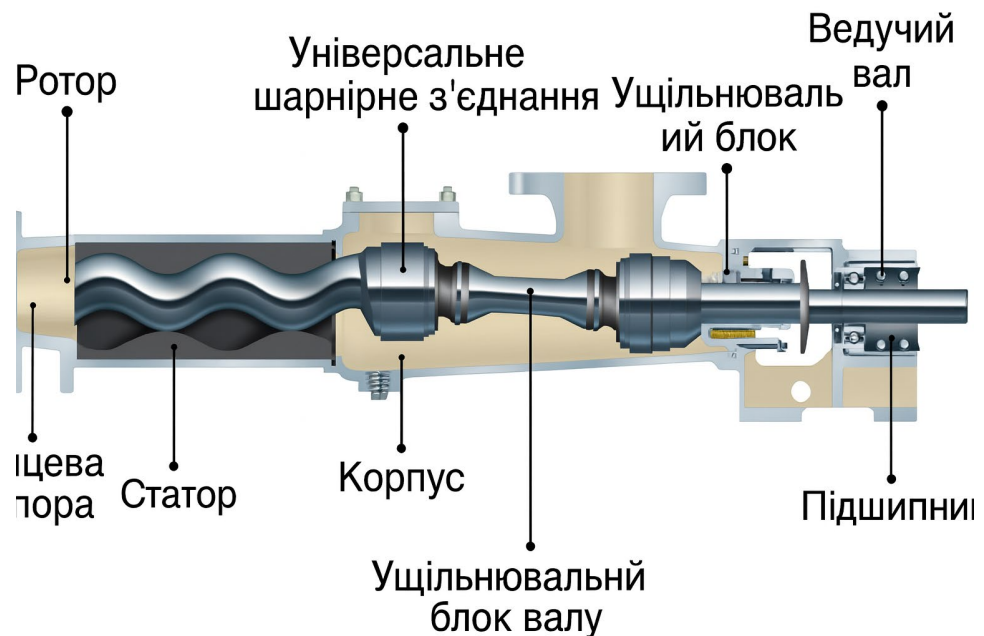


Рисунок 1.14 – Одногвинтовий насос

Завдяки симетрії руху роторів, потік виходить майже без вібрацій і пульсацій, а гідродинамічні навантаження розподіляються рівномірно. Такі насоси відзначаються високою надійністю та рівномірною продуктивністю при середніх і високих тисках.

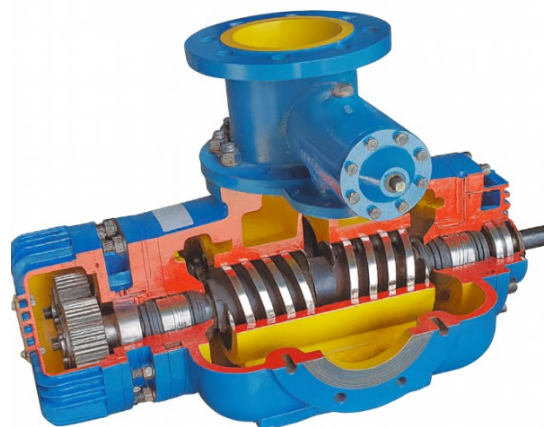


Рисунок 1.15 – Двогвинтовий насос

Багатогвинтові насоси (рис. 1.15) (три-, чотиригвинтові) використовуються у важкому машинобудуванні, енергетиці, а також у суднових установках. Вони здатні створювати значний тиск при відносно невеликих габаритах, проте вимагають високої точності виготовлення гвинтової пари та якісного змащення.

Конструктивна складність і вартість обмежують їх застосування у будівельній техніці, однак перспективи використання таких систем у гідравлічних агрегатах мобільних машин є доволі значними.

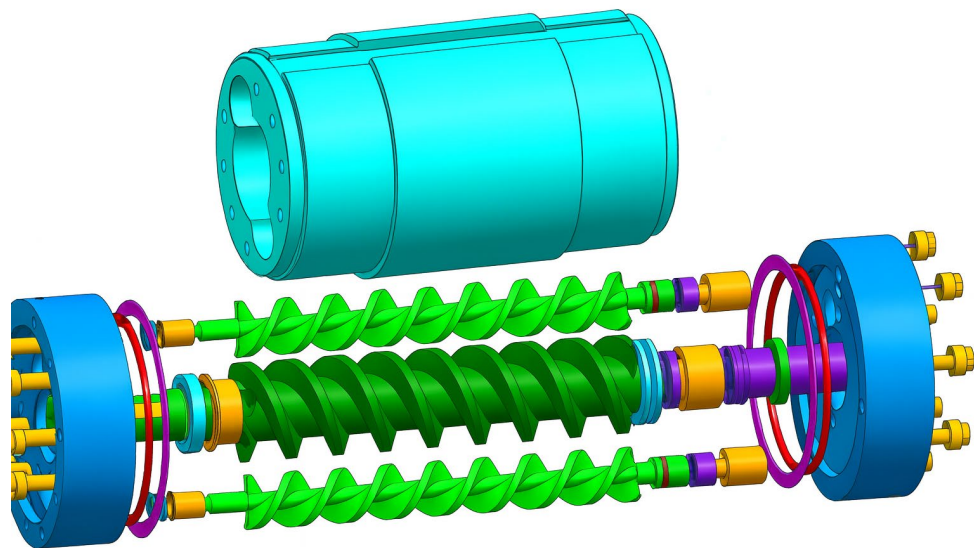


Рисунок 1.16 – Багатогвинтовий насос

Залежно від конфігурації гвинтового каналу і напрямку осьового руху середовища гвинтові насоси поділяють на осьові, радіальні та комбіновані.

Осьові гвинтові насоси забезпечують рух робочого тіла вздовж осі обертання ротора. Вони характеризуються відносно невеликим напором, проте великою подачею. Такі насоси часто використовуються в установках для подавання бетонних або штукатурних сумішей, де необхідна стабільність об'єму при низькому перепаді тиску [95,97,98].

Радіальні гвинтові насоси створюють потік, спрямований від осі назовні або до неї. Вони конструктивно ближчі до шестеренчастих машин і забезпечують вищі тиски, але мають складнішу геометрію каналів та більші втрати на тертя.

Комбіновані насоси поєднують ознаки обох типів і можуть застосовуватись для перекачування густих пастоподібних сумішей, забезпечуючи одночасно обертально–осьовий рух потоку. Їх перевагою є гнучкість у налаштуванні напрямку потоку і здатність до самовсмоктування.

Однією з найважливіших характеристик гвинтових насосів є метод забезпечення герметичності між гвинтовими поверхнями. За цією ознакою виділяють насоси з контактним ущільненням і насоси з гідродинамічним ущільненням.

Контактне ущільнення реалізується завдяки пружній взаємодії металевого ротора та еластомерного статора. Така схема характерна для прогресивно–порожнинних насосів, що широко застосовуються у будівельних і штукатурних агрегатах. Вона забезпечує високий коефіцієнт об'ємної ефективності (до 0,9), проте призводить до поступового зносу робочих поверхонь при перекачуванні абразивних матеріалів.

Гідродинамічне ущільнення характерне для багатогвинтових насосів. Тут зазори між роторами і корпусом заповнені тонким шаром рідини, який виконує роль мастила і ущільнювача одночасно. Перевагою є майже повна відсутність зносу і можливість роботи при високих обертах, але така система вимагає високої чистоти перекачуваного середовища.

Розрізняють також одно–, дво– та багатозаходні гвинти.

Зі збільшенням кількості заходів зростає рівномірність подачі і зменшується пульсація тиску, проте ускладнюється процес виготовлення ротора і зростають осьові навантаження. В універсальних гвинтових насосах застосовують двозаходні гвинти з оптимальним співвідношенням між продуктивністю, плавністю ходу та надійністю ущільнення.

Гвинтові насоси можуть оснащуватися механічним, гідравлічним, електричним або комбінованим приводом.

Механічний привід (через редуктор або клинопасову передачу) є найпростішим і найпоширенішим. Гідравлічний привід дозволяє точно регулювати подачу, що особливо важливо для мобільних машин. Електропривод із частотним

регулюванням забезпечує плавний запуск і оптимізацію енерговитрат. У сучасних універсальних агрегатах все частіше використовують електрогідравлічні приводи, які поєднують переваги обох систем.

За призначенням гвинтові насоси поділяють на такі основні групи:

- живильні – призначені для подавання сумішей у робочу зону технологічного обладнання (зокрема у штукатурних агрегатах);

- дозувальні – застосовуються для точного регулювання витрати матеріалу в технологічних процесах;

- насоси подачі – використовуються для транспортування рідких і в'язкопластичних середовищ трубопровідними системами на значні відстані або висоти;

- вакуумні та дегазаційні – призначені для відкачування газових середовищ або видалення газових включень із робочих сумішей;

- насоси комбінованого призначення – забезпечують роботу в широкому діапазоні параметрів середовища та поєднують функції живильних і насосів подачі.

Останній тип становить найбільший інтерес для сучасного машинобудування, оскільки дозволяє створювати автономні системи подавання й нагнітання густих будівельних сумішей без зміни конструкції насосу.

1.4.2 Основні робочі параметри: продуктивність, напір, коефіцієнт корисної дії, швидкість обертання, геометричні параметри гвинтової пари

Основні показники роботи гвинтового насосу – це продуктивність, напір, коефіцієнт корисної дії, частота обертання та геометричні параметри гвинтової пари. Взаємозв'язок між цими параметрами визначається фізикою руху рідини в міжгвинтових порожнинах, геометрією профілю ротора і статора, а також умовами ущільнення.

Гвинтовий насос працює за принципом поступального переміщення герметичних об'ємів рідини. При обертанні ротора зі швидкістю ω уздовж осі відбувається транспортування рідини без значних пульсацій.

Теоретична подача насосу визначається як

$$V_0 = S_c \cdot p_g, \quad (1.1)$$

де S_c – ефективна площа перерізу робочої камери, мм²;

p_g – геометричний крок гвинта.

Теоретична витрата насосу визначається за наступною залежністю

$$Q_T = S_c p_g n, \quad (1.2)$$

де n – частота обертання ротора, с⁻¹.

У реальному насосі об'ємна подача зменшується через витоки у зазорах між ротором і статором, тому

$$Q = Q_T - Q_\ell. \quad (1.3)$$

Витоки для ламінарного потоку можна визначити застосувавши закон Пуазейля.

В даному випадку

$$Q_\ell = \frac{b \delta^3}{12 \mu l} \Delta p, \quad (1.4)$$

де b – ширина щілини, мм;

δ – зазор між ротором і статором гвинтового насосу, мм;

l – довжина шляху витоку, мм;

μ – динамічна в'язкість, Па·с ;

Δp – різниця тиску.

Вводячи коефіцієнт витоків, отримаємо наступну залежність

$$k_\ell = \frac{b \delta^3}{12 \mu l}. \quad (1.5)$$

Після підстановки рівняння (1.2) у (1.3) та проведення математичних дій, рівняння залежності подачі набуває вигляду

$$Q = S_c p_g n - k_\ell \Delta p \quad (1.6)$$

Максимальну різницю тиску (при $Q = 0$) можна визначити за наступною формулою

$$\Delta p_0 = \frac{S_c p_g n}{k_\ell} \quad (1.7)$$

Відповідний напір, що створює гвинтова пара насоса визначаємо за наступною залежністю

$$H_0 = \frac{\Delta p_0}{\rho g} = \frac{S_c p_g n}{k_\ell \rho g} \quad (1.8)$$

Гідравлічна потужність

$$P_{гид} = \Delta p \cdot Q \quad (1.9)$$

Потужність на валу

$$P_{вал} = \Delta p \cdot Q + P_{мех} \quad (1.10)$$

де $P_{мех}$ – втрати на тертя в ущільненнях.

Коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \frac{P_{гид}}{P_{вал}} = \frac{\Delta p Q}{\Delta p Q + P_{мех}} \quad (1.11)$$

Повний ККД складається з трьох частин

$$\eta = \eta_v \eta_g \eta_m \quad (1.12)$$

де η_v – об'ємний ККД;

η_g – гідравлічний ККД,

η_m – механічний ККД.

Для об'ємного ККД

$$\eta_v = 1 - \frac{k_\ell \Delta p}{S_c p_g n} \quad (1.13)$$

Крутний момент:

$$M = \frac{\Delta p Q + P_{\text{мех}}}{2\pi n}, \quad (1.14)$$

а з урахуванням (2.6) та (2.10) отримаємо наступну залежність

$$M = \frac{\Delta p}{2\pi n} (S_c p_g n - k_t \Delta p) + \frac{c_f}{2\pi}. \quad (1.15)$$

Геометричні параметри ротора і статора при роботі гвинтового насосу впливають на його подачу, що видно з наступної формули

$$Q_0 = \kappa_s D_r e(z p)n, \quad (1.16)$$

де D_r – діаметр ротора;

e – ексцентриситет гребня гвинта;

z – кількість заходів гвинта;

p – крок гвинта;

k_s – коефіцієнт форми профілю гребня.

Виходячи з цього можна визначити робочу характеристику насоса, що описується наступною залежністю

$$Q(H) = S_c p_g n - k_t \rho g H. \quad (1.17)$$

При $Q = 0$ в нашому випадку маємо максимальний напір

$$H_0 = \frac{S_c p_g n}{k_t \rho g}. \quad (1.18)$$

Безрозмірна форма:

$$\Pi_Q + \Pi_H = 1, \quad (1.19)$$

де

$$\Pi_Q = \frac{Q}{S_c p_g n}, \quad (1.20)$$

$$\Pi_H = \frac{k_l \rho g H}{S_c p_g n} \quad (1.21)$$

На підставі вище сказаного вводимо критерій Рейнольдса для гвинтового насосу

$$\text{Re}_\delta = \frac{\rho u_\delta \delta}{\mu}, \quad (1.22)$$

де $u_b \approx \frac{Q_l}{b \cdot \delta}$. При $\text{Re}_\delta < 1$ – рух ламінарний, а при $\text{Re}_\delta > 10$ – з’являються турбулентні ефекти.

Отримані залежності (1.1)–(1.22) дозволяють визначати енергетичні параметри насосу, оптимізувати геометрію гвинтової пари та оцінювати вплив режиму обертання на ефективність роботи.

Основними чинниками, що визначають роботу гвинтового насосу, є геометрія гвинтової пари, в’язкість середовища та величина зазорів.

1.4.3 Особливості роботи при перекачуванні в’язких, абразивних і неоднорідних середовищ.

Порівняно з насосами, що працюють із ньютонівськими рідинами, у таких системах спостерігається зниження продуктивності, збільшення моменту на валу, підвищення втрат тиску та нерівномірність потоку через утворення структурних змін у матеріалі.

Урахування ефективної в’язкості середовища, наявності твердих включень і зміни геометрії ущільнювальних елементів унаслідок зношування потребує модифікації математичної моделі течії, розробленої для ньютонівських рідин, шляхом введення поправочних коефіцієнтів, що відображають особливості руху в’язкопластичних середовищ у реальних умовах експлуатації насоса.

Для неньютонівських середовищ ефективна в’язкість є функцією градієнта швидкості. Загальна залежність між напруженням зсуву τ та швидкістю зсуву $\dot{\gamma}$ може бути подана степеневим законом Оствальда–де Вале

$$\tau = K \dot{\gamma}^m \quad (1.23)$$

де K – консистенційний коефіцієнт, $\text{Па} \cdot \text{с}^m$;

$\dot{\gamma}$ – швидкість зсуву, с^{-1} ;

m – показник течії.

В даному випадку еквівалентна динамічна в'язкість визначається за формулою

$$\mu_{ек} = K \dot{\gamma}^{m-1} \quad (1.24)$$

Ця залежність дозволяє визначати ефективну в'язкість у будь-якій точці каналу залежно від градієнта швидкості. У гвинтових насосах величина $\dot{\gamma}$ пропорційна швидкості обертання ротора і зворотно пропорційна товщині зазору

$$\dot{\gamma} = \frac{v}{\delta} = \frac{\pi D_r n}{\delta} \quad (1.25)$$

З урахуванням цього, ефективна в'язкість набуває вигляду

$$\mu_{эф} = K \left(\frac{\pi D_r n}{\delta} \right)^{m-1} \quad (1.26)$$

Якщо $m < 1$ – маємо псевдопластичну поведінку (типову для цементних та гіпсових розчинів); при $m > 1$ – дилатантну поведінку, характерну для густих паст і пластичних сумішей.

Для степеневих рідин закон Пуазейля модифікується з урахуванням реологічного параметра m

$$Q_\ell = C_m \frac{b \delta^{3m+1}}{Kl} (\Delta p)^{1/m}, \quad (1.27)$$

де C_m – коефіцієнт, що залежить від профілю потоку (для плоских рідин $C_m \approx \frac{1}{3m+1}$).

Розглядаючи рідини типу Бінгама, що мають граничне напруження зсуву τ_0 , використовується залежність

$$\tau = \tau_0 + \mu_p \dot{\gamma}, \quad (1.28)$$

де μ_p – пластична в'язкість. У такому випадку течія починається лише за умови $\tau > \tau_0$, а втрати тиску в щілинах збільшуються на величину Δp_0

$$\Delta p_0 = \frac{\tau_0 l}{\delta}. \quad (1.29)$$

Це зменшує об'ємний ККД і зумовлює підвищене навантаження на привід.

Абразивні включення, наприклад кварцовий пісок, цемент або шлакові домішки, спричиняють прогресуюче зношування еластомерного статора. Припускається, що зазор між ротором і статором змінюється лінійно з часом

$$\delta(t) = \delta_0 + k_w t, \quad (1.30)$$

де k_w – коефіцієнт швидкості зношування, м/с

Беручи до уваги коефіцієнт швидкості зношування в даному випадку коефіцієнт витоків буде змінюється у часі

$$k_\ell(t) = \frac{b [\delta_0 + k_w t]^3}{12 \mu l}. \quad (1.31)$$

Підставляючи (1.31) у рівняння подачі, отримаємо залежність продуктивності від часу

$$Q(t) = S_c p_g n - k_\ell(t) \Delta p. \quad (1.32)$$

Для оцінки ерозійних процесів можна використати критерій відносної ерозії, що описаний наступною залежністю

$$E = \frac{\dot{m}_p v_p^2}{H_s A_c}. \quad (1.33)$$

При перекачуванні неоднорідних сумішей, які містять тверді частинки, ефективна подача зменшиться

$$Q^* = Q(1 - \chi), \quad (1.34)$$

де χ – коефіцієнт зменшення об'єму.

Розглядаючи ефективну в'язкість таких суспензій можна сказати, що вона збільшується за законом Ейнштейна – Розко і може мати вигляд наступної залежності

$$\mu_{ef} = \mu(1 + 2.5\phi + 10.05\phi^2), \quad (1.35)$$

де ϕ – об'ємна частка твердих домішок

Для густих суспензій (цементні або вапняні розчини) з високим ϕ корисно застосовувати узагальнену залежність

$$\mu_{ef} = \mu_0(1 - \phi / \phi_{кр})^{-2.5}, \quad (1.36)$$

де $\phi_{кр}$ – критична концентрація, при якій течія припиняється (для гвинтового насосу становить близько 0,6).

В даному випадку момент на валу буде виглядати так

$$M = \frac{\Delta p}{2\pi n} (S_c p_g n - k_c(t)\Delta p) + \frac{c_f}{2\pi} \quad (1.37)$$

Розгляд енергетичних співвідношень у гвинтовому насосі має принципове значення для розуміння механізмів перетворення механічної енергії приводу у гідравлічну енергію потоку. У реальних умовах роботи такого насоса процес є багатофакторним і включає механічні, гідродинамічні, теплові та реологічні взаємодії.

Ефективність функціонування системи значною мірою залежить від того, яка частка підведеної потужності використовується для створення корисного тиску, а яка втрачається у вигляді теплових і гідравлічних дисипаційних втрат.

У загальному вигляді енергетичний баланс для гвинтового насоса можна подати рівнянням

$$P_{вал} = P_{гид} + P_{мех} + P_{вт} , \quad (1.38)$$

де $P_{вал}$ – потужність, що підводиться до валу насоса;

$P_{гид}$ – корисна гідравлічна потужність;

$P_{мех}$ – механічні втрати в елементах кінематичного ланцюга;

$P_{вт}$ – сукупність втрат на витоки, дисипацію, вібрації та мікротурбулентність.

Гідравлічна потужність $P_{гид}$ визначає реальну здатність насоса здійснювати транспортування середовища її можна розрахувати як

$$P_{гид} = \Delta p \cdot Q , \quad (1.39)$$

де Δp – перепад тиску на насосі, Па;

Q – подача насоса, м³/год.

У реальних умовах об'ємна подача менша за теоретичну через наявність витоків у зазорах між ротором і статором. Тому гідравлічний коефіцієнт корисної дії визначається відношенням корисної потужності до споживаної

$$\eta_{гид} = \frac{P_{вал}}{P_{гид}} = \frac{P_{вал}}{\Delta p \cdot Q} . \quad (1.40)$$

При роботі з високов'язкими рідинами цей коефіцієнт знижується через збільшення гідравлічного опору. Додаткові втрати виникають у момент перетікання робочої рідини з камери в камеру, коли в'язкі сили чинять протидію осьовому руху потоку.

Для насосів, що транспортують пастоподібні або неоднорідні середовища, $\eta_{гид}$ може знижуватись до 0,5–0,6, тоді як для ньютонівських рідин – досягати 0,85.

Це зумовлює потребу врахування реологічних властивостей середовища ще на стадії розрахунку гвинтової пари.

Потужність, що споживається насосом, визначається добутком крутного моменту M на кутову швидкість $\omega = 2\pi n$

$$P_{вал} = 2\pi nM \quad (1.41)$$

Звідси можна визначити момент, який повинен розвивати привід для підтримання необхідної подачі

$$M = \frac{\Delta p Q + P_{мех} + P_{вт}}{2\pi n} \quad (1.42)$$

Ця залежність свідчить, що при зростанні перепаду тиску або в'язкості середовища момент зростає непропорційно, особливо при наявності абразивних включень. Високий момент призводить до перевантаження редуктора, підвищення температури підшипників і скорочення ресурсу роботи ущільнень.

У практичних умовах допустиме значення моменту встановлюється з урахуванням запасу на 15–25 % понад номінальне, щоб компенсувати можливі пікові перевантаження під час запуску або при зміні в'язкості.

Значна частина механічної енергії, що витрачається на подолання внутрішнього тертя, переходить у тепло. Цей процес називають дисипацією енергії. Для оцінки швидкості нагрівання робочої зони використовується рівняння

$$\frac{dT}{dt} = \frac{P_{вт}}{m_p c_p}, \quad (1.43)$$

де T – температура робочого середовища, °C;

m_p – маса рідини в робочій порожнині, г;

c_p – питома теплоємність.

Підвищення температури спричиняє зменшення в'язкості рідини, а отже, зміну гідравлічного навантаження на ротор. Це може призвести до нерівномірного режиму, коли насос періодично переходить від ламінарного до квазітурбулентного стану. Така термогідродинамічна нестійкість є однією з причин пульсацій подачі, шуму й вібрацій.

На практиці контроль температури корпусу та еластомеру статора здійснюється шляхом періодичного моніторингу інфрачервоними сенсорами або термопарами. Якщо температура перевищує 70 °C, необхідно знизити оберти або

забезпечити зовнішнє охолодження, інакше руйнування еластомеру може настати вже через 200–300 годин роботи.

Механічні втрати є наслідком дії сил тертя в контактних поверхнях, які виникають між металевим ротором і гумовим статором, у підшипниках і ущільненнях. Вони описуються співвідношенням

$$P_{\text{мех}} = f_t N_f \omega, \quad (1.44)$$

де f_t – коефіцієнт тертя;

N_f – нормальне навантаження, Н;

$\omega = 2\pi n$ – кутова швидкість, рад/с.

Коефіцієнт тертя є змінною величиною. Він залежить від температури, стану мастила, вмісту твердих домішок та хімічного складу середовища.

Для еластомерів коефіцієнт f_t у холодному стані зазвичай дорівнює 0,15–0,2, але при нагріванні зростає до 0,35–0,4, що подвоює механічні втрати.

Наявність абразивних частинок погіршує стан поверхонь, спричиняючи мікрорізання і збільшення площі реального контакту, через що частка $P_{\text{мех}}$ у загальному балансі енергії може зрости до 20 %.

Для зменшення цих втрат рекомендується використовувати антифрикційні покриття ротора або матеріали зі зниженим коефіцієнтом тертя, такі як поліуретани або композити на основі фторопластів.

Повний коефіцієнт корисної дії насоса визначається як добуток трьох часткових коефіцієнтів

$$\eta = \eta_v \eta_{\text{гід}} \eta_{\text{мех}}, \quad (1.45)$$

де η_v – враховує витоки;

$\eta_{\text{гід}}$ – гідравлічні втрати;

$\eta_{\text{мех}}$ – механічні втрати.

Величина η інтегрально відображає якість конструкції насоса і рівень її технічного стану. При експлуатації у середовищах із підвищеною абразивністю ($\phi > 0,1$), ККД може знижуватись на 10–12 % лише за рахунок зношування ущільнень. Тому у практиці експлуатації гвинтових насосів особливе значення має діагностика зміни енергетичних характеристик у часі, що дає змогу прогнозувати ресурс і своєчасно виконувати технічне обслуговування.

У неоднорідних системах наявність твердих частинок створює додатковий опір течії, який визначається підвищенням ефективного коефіцієнта тертя

$$\lambda_{ef} = \lambda_0(1 + \alpha\phi + \beta\phi^2), \quad (1.46)$$

де λ_0 – коефіцієнт для чистої рідини;

ϕ – об'ємна концентрація частинок;

α, β – емпіричні коефіцієнти.

Зі зростанням ϕ потік втрачає ламінарний характер, відбувається збільшення сил взаємодії частинок, що призводить до додаткового нагрівання та ерозії стінок.

Крім того, неоднорідність потоку зумовлює градієнт густини по довжині камери, що сприяє утворенню зон з локально підвищеним тиском і крутним моментом.

1.5 Фізична модель процесу роботи гвинтового насосу

1.5.1 Розгляд процесів всмоктування, транспортування та витискування робочого середовища

Процес роботи гвинтового насоса є безперервним циклом, який складається з трьох взаємопов'язаних фаз: всмоктування, транспортування та витискування робочого середовища.

Кожна з цих фаз має свої фізичні особливості, що залежать від геометрії гвинтової пари, реологічних властивостей рідини та швидкісного режиму

обертання ротора. У сукупності ці процеси визначають продуктивність, стабільність подачі та енергетичну ефективність насоса.

У гвинтовому насосі об'єм рідини переміщується в осьовому напрямку під дією обертання ротора, який створює рухомі камери між його поверхнею та внутрішньою поверхнею статора. Ці камери періодично змінюють форму і об'єм, забезпечуючи почергове всмоктування нових порцій рідини та витискування вже наявних у напрямку нагнітання. Основою роботи насоса є об'ємний принцип дії, що забезпечує рівномірний потік і можливість роботи з густими або неоднорідними середовищами.

На етапі всмоктування відбувається заповнення робочих камер рідиною. Обертання ротора створює локальні зони розрідження у вхідній частині насоса, що забезпечує приплив робочого середовища. Величина цього розрідження визначається швидкістю обертання ротора та гідравлічним опором у всмоктувальній лінії.

Рівняння безперервності потоку у вхідній частині можна записати як

$$Q_{вс} = S_{вс} v_{вс} = const, \quad (1.47)$$

де $Q_{вс}$ – об'ємна витрата рідини у процесі всмоктування, м³/с ;

$S_{вс}$ – ефективна площа всмоктувального перерізу, мм²;

$v_{вс}$ – середня швидкість потоку, м/с.

Тиск у зоні всмоктування визначається як

$$p_{вс} = p_{атм} - \rho g h_{вс} - \Delta p_{вт}, \quad (1.48)$$

де $p_{атм}$ – атмосферний тиск, Па;

$h_{вс}$ – геометрична висота всмоктування, м;

$\Delta p_{вт}$ – втрати тиску у всмоктувальній лінії.

Для забезпечення надійного всмоктування необхідно, щоб абсолютний тиск у камері не падав нижче тиску насиченої пари рідини

$$p_{вс} > p_{нас} \quad (1.49)$$

Порушення цієї умови призводить до появи кавітації, що є особливо небезпечним при роботі з в'язкими та неоднорідними середовищами, оскільки може викликати ерозію статора і порушення герметичності гвинтової пари.

Після заповнення робочої камери починається етап транспортування рідини в осьовому напрямку. У цій фазі об'єм між ротором і статором практично залишається сталим, що забезпечує рівномірність подачі. Рух рідини описується рівнянням збереження імпульсу для в'язкого середовища

$$\rho \frac{dv}{dt} = -\frac{dx}{dp} + \mu \frac{d^2v}{dy^2}, \quad (1.50)$$

де v – осьова складова швидкості потоку;

μ – динамічна в'язкість середовища, Па·с;

p – тиск уздовж осі насоса, Па.

Для ламінарного режиму руху профіль швидкості у щілині між ротором і статором має параболічний характер. Якщо в'язкість рідини є сталою, а тиск уздовж осі змінюється лінійно, то середня швидкість визначається законом Пуазейля

$$v_{\text{сеп}} = \frac{1}{2\mu} \frac{\Delta p}{l_{\text{еф}}} \delta^2, \quad (1.51)$$

де δ – товщина зазору між ротором і статором, мм;

$l_{\text{еф}}$ – ефективна довжина ущільнюючої ділянки, мм.

Для неньютонівських середовищ, де залежність між напруженням зсуву τ та градієнтом швидкості γ описується степеневим законом

$$\tau = K \gamma^m, \quad (1.52)$$

рівняння руху набуває нелінійного вигляду, і середня швидкість визначається за наступною залежністю

$$v_{\text{сеп}} = \frac{1}{K} \left(\frac{\Delta p}{l_{\text{еф}}} \right)^{1/m} \delta^{(m+1)}. \quad (1.53)$$

Внаслідок цього для густих середовищ характерне зниження об'ємної подачі при незмінній частоті обертання.

При переході від ньютонівського до псевдопластичного режиму швидкість потоку зменшується на 15–30 %, тоді як енергоспоживання зростає приблизно на 10–20 %

Заключним етапом робочого циклу є фаза витискування рідини з камери у напірну магістраль. У цей момент об'єм робочої камери поступово зменшується внаслідок обертання ротора. Витискування відбувається майже без пульсацій, що є однією з ключових переваг гвинтового насоса перед поршневими аналогами.

Гідравлічна потужність, що реалізується під час витискування, визначається як

$$P_{гид} = \Delta p Q. \quad (1.54)$$

Однак через наявність витоків у зазорах реальна подача завжди менша за теоретичну. Об'ємний коефіцієнт корисної дії визначається виразом

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_{втк}}{Q_{теор}}, \quad (1.55)$$

де $Q_{втк}$ – об'єм витоків;

$Q_{теор}$ – теоретична подача, розрахована з геометричних параметрів насоса.

Згідно з експериментальними даними, при збільшенні тиску понад 1,5–2,0 МПа величина η_v знижується на 10–15 %, що зумовлено деформацією еластомерного статора та збільшенням зазорів між поверхнями.

Сумарна подача насоса з урахуванням втрат записується як

$$Q_{реал} = S_c p_g n - k_l \Delta p, \quad (1.56)$$

де S_c – площа поперечного перерізу камери, мм²;

p_g – осьовий крок гвинта;

n – частота обертання ротора, с⁻¹;

k_l – коефіцієнт витоків.

Реальна характеристика насоса $Q = f(\Delta p)$ є спадною лінією, що підтверджує обмеженість тиску, який може бути створений при сталих геометричних параметрах.

Процеси всмоктування, транспортування і витискування є фізично взаємопов'язаними. Їхня узгоджена дія забезпечує рівномірність подачі, але при цьому будь-які зміни одного з параметрів (в'язкість, тиск, частота обертання) впливають на роботу всієї системи.

Узагальнюючи, можна записати рівняння безперервності для всього насоса

$$Q_{вс} = Q_{тр} = Q_{вих}, \quad (1.57)$$

що підтверджує сталість об'єму потоку при відсутності витоків.

При врахуванні втрат і компресії середовища остаточно подача визначається як

$$Q_{вих} = Q_{теор}(1 - \Delta), \quad (1.58)$$

де Δ – відносні втрати об'єму через витоки, стиск і зворотне перетікання.

Дослідження фазового процесу в гвинтовому насосі дозволяє кількісно оцінити вплив в'язкості, тиску, частоти обертання та геометрії робочих елементів на енергетичну ефективність і продуктивність насоса.

1.5.2 Формування уявлення про рух рідини в міжгвинтових камерах як просторового гвинтового потоку

Робоча камера гвинтового насоса формується між поверхнею ротора та внутрішньою гвинтовою поверхнею статора і в першому наближенні може розглядатися як система послідовних малозвивистих об'ємів з характерною товщиною ущільнювального зазору $\delta \ll D_r$, локальною шириною контакту b і ефективною довжиною течії l_{ef} уздовж осі. У межах однієї камери в сталому режимі виконується локальна неперервність потоку, а поля швидкості та тиску визначаються співвідношенням між осьовим перепадом тиску, в'язкістю середовища та геометрією зазору.

Для інженерного оцінювання параметрів застосовуємо апроксимацію «тонкої щілини», що забезпечує замкнену систему рівнянь для швидкості, витрати, зсувних напружень і падіння тиску. Позначимо осьову координату вздовж камери через

$x \in [0, l_{ef}]$, поперечну координату в зазорі – $y \in [0, \delta]$. При сталому ламінарному русі локальну витрату в камері можна описати наступною математичною залежністю

$$Q = \int_0^b \int_0^\delta v_x(y) dy dz \Rightarrow Q = b \int_0^\delta v_x(y) dy, \quad (1.59)$$

де $v_x(y)$ – осьова складова швидкості.

Для ньютонівської рідини з динамічною в'язкістю μ рівняння руху в тонкій щілині зводиться до рівняння наступного вигляду

$$\mu \frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{dp}{dx}. \quad (1.60)$$

З граничними умовами прилипання на стінках $v_x(0) = 0$, $v_x(\delta) = 0$ маємо рівняння наступного вигляду

$$v_x(y) = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y - \delta). \quad (1.61)$$

Середня швидкість і локальна витрата набуде вигляду

$$\bar{v} = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta v_x dy = -\frac{\delta^2}{12\mu} \frac{dp}{dx}, \quad (1.62)$$

$$Q = b\delta\bar{v} = -\frac{b\delta^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}. \quad (1.63)$$

Інтегруючи уздовж x осьовий розподіл тиску для заданої витрати

$$\Delta p = p(0) - p(l_{ef}) = \frac{12\mu Q l_{ef}}{b\delta^3}. \quad (1.64)$$

Величини зсуву і напруження зсуву на стінці

$$\dot{\gamma}(y) = \left| \frac{dv_x}{dy} \right|, \quad (1.65)$$

$$\dot{\gamma}_{\max} = \left| \frac{dv_x}{dy} \right|_{y=0,\delta} = \frac{\delta}{2\mu} \left| \frac{dp}{dx} \right|, \quad (1.66)$$

$$\tau_w = \mu \dot{\gamma}_{\max} = \frac{\delta}{2} \left| \frac{dp}{dx} \right|. \quad (1.67)$$

Для неньютонівських середовищ типу Оствальда–де Вале, ефективна в'язкість залежить від градієнта швидкості, а рівняння руху набуває вигляду

$$\frac{d}{dy} \left(\left| \frac{dv_x}{dy} \right|^{m-1} \frac{dv_x}{dy} \right) = \frac{1}{K} \frac{dp}{dx}. \quad (1.68)$$

Із умов симетрії та прилипання дістаємо середню швидкість і витрату у щілині

$$\bar{v} = C_m \left(\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right)^{1/m} \delta^{1+\frac{1}{m}}, \quad (1.69)$$

$$Q = b\delta\bar{v} = C_m b \left(\frac{1}{K} \left| \frac{dp}{dx} \right| \right)^{1/m} \delta^{1+\frac{1}{m}}, \quad (1.70)$$

де C_m – коефіцієнт, що залежить від профілю потоку.

Звідси осьовий перепад тиску при фіксованому Q буде виглядати наступним чином

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{C_m b} \right)^m K \frac{l_{ef}}{\delta^{m+1}}. \quad (1.71)$$

Реальна подача камери дорівнює різниці між «геометричною» подачею (зумовленою об'ємом камери, що транспортується за один оберт) та витокami через ущільнювальні зони

$$Q_{реал} = Q_{геом} - Q_{\ell}, \quad (1.72)$$

$$Q_{геом} \approx S_c p_g n, \quad (1.73)$$

де S_c – середній поперечний переріз камери, мм²;

p_g – осьовий крок гвинта;

n – частота обертання, с⁻¹.

Для ньютонівської рідини оцінка витоків крізь еквівалентну щілину

$$Q_{\ell} \approx \frac{b\delta^3}{12\mu l_{ef}} \Delta p, \quad (1.74)$$

а для степеневі рідини (узагальнений Гаген–Пуазейль)

$$Q_{\ell} \approx C_m b \left(\frac{\Delta p}{K l_{\text{ef}}} \right)^{1/m} \delta^{1+\frac{1}{m}}. \quad (1.75)$$

Відповідно, об'ємний ККД

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{реал}}}{Q_{\text{геом}}} = 1 - \frac{Q_{\ell}}{S_c p_g n}. \quad (1.76)$$

Для оцінки типу течії вводимо узагальнене число Рейнольдса для щілини

$$R_{e\delta} = \frac{\rho \bar{v} \delta}{\mu_{\text{ef}}}. \quad (1.77)$$

1.6 Обґрунтування напрямів підвищення ефективності штукатурних агрегатів

Аналіз конструктивних схем сучасних штукатурних агрегатів показує, що ефективність їх функціонування значною мірою визначається параметрами насосного вузла, умовами транспортування будівельних розчинів трубопровідними системами та узгодженням режимів роботи приводу з реологічними характеристиками робочого середовища. Однією з основних причин зниження продуктивності агрегатів є пульсаційний характер подачі матеріалу, підвищені втрати тиску в системі транспортування, а також інтенсивне зношування робочих органів гвинтових насосів під час перекачування розчинів із твердими включеннями.

Важливим напрямом підвищення ефективності штукатурних агрегатів є удосконалення конструкції гвинтового вузла шляхом обґрунтування раціональних геометричних параметрів ротора і статора, що забезпечує зменшення внутрішніх витоків, підвищення герметичності робочих камер та зниження енергетичних втрат під час транспортування матеріалу. Застосування багатозаходних профілів гвинтів дозволяє збільшити об'єм подачі за один оберт і зменшити амплітуду коливань витрати, що сприяє підвищенню рівномірності подачі розчину до робочої зони нанесення.

Підвищення ефективності роботи штукатурних агрегатів є використання гідравлічного приводу, який забезпечує безступеневе регулювання частоти обертання гвинтового робочого органу залежно від фізико–механічних характеристик будівельного розчину та умов транспортування. Це дозволяє підтримувати раціональні режими подачі матеріалу, зменшувати динамічні навантаження на елементи насосного вузла та підвищувати ресурс його роботи.

Крім того, важливим напрямом удосконалення є врахування реологічних характеристик будівельних розчинів під час вибору конструктивних і режимних параметрів насосного обладнання. Узгодження параметрів подачі з ефективною в'язкістю середовища, гранулометричним складом заповнювача та умовами руху суміші трубопроводом забезпечує зменшення втрат тиску та підвищення стабільності роботи агрегату.

Таким чином, підвищення ефективності штукатурних агрегатів досягається за рахунок комплексного удосконалення конструкції гвинтового насоса, застосування регульованого гідравлічного приводу та узгодження параметрів роботи обладнання з реологічними характеристиками перекачуваних будівельних розчинів, що створює передумови для підвищення продуктивності технологічних процесів механізованого нанесення матеріалів у будівництві.

1.7 Висновки до розділу 1

1. Виконано аналіз конструктивних схем сучасних штукатурних агрегатів, призначених для механізованої подачі будівельних розчинів, а також досліджено особливості функціонування насосного обладнання, що застосовується у складі таких технологічних систем. Встановлено, що ефективність роботи штукатурних агрегатів визначається сукупною дією конструктивних параметрів насосного вузла, характеристик трубопровідної системи подачі та фізико–механічних властивостей перекачуваних будівельних розчинів.

2. Проведено аналіз конструкцій поршневих розчинонасосів показав, що їх використання супроводжується нерівномірністю подачі матеріалу, наявністю

пульсацій витрати та підвищеними динамічними навантаженнями на елементи технологічної системи. Крім того, встановлено, що різкі зміни напрямку руху потоку в клапанних вузлах можуть призводити до розшарування будівельних розчинів і накопичення дрібного заповнювача у робочих камерах, що знижує надійність роботи насосного обладнання та обмежує можливості його застосування для транспортування сумішей зі змінними реологічними характеристиками.

3. Встановлено, що гвинтові насоси безперервної дії забезпечують більш рівномірне переміщення будівельних розчинів трубопровідними системами, зменшення пульсацій подачі та можливість транспортування середовищ із підвищеною в'язкістю і наявністю твердих включень. Це визначає доцільність їх застосування у складі сучасних штукатурних агрегатів як основного елемента системи подачі матеріалу до робочої зони нанесення.

4. Встановлено, що ефективність їх роботи значною мірою залежить від геометричних параметрів ротора і статора, кількості заходів гвинта, кроку спіралі, амплітуди профілю та умов контакту робочих поверхонь. Зміна зазначених параметрів впливає на герметичність робочих камер, величину внутрішніх витоків, втрати тиску в насосі та рівномірність подачі матеріалу, що визначає необхідність обґрунтування раціональних параметрів гвинтового вузла з урахуванням умов експлуатації штукатурних агрегатів.

5. Показано, що істотний вплив на параметри процесу транспортування будівельних розчинів мають їх реологічні характеристики, зокрема ефективна в'язкість, граничне напруження зсуву та гранулометричний склад заповнювача. Встановлено, що зміна зазначених характеристик призводить до збільшення втрат тиску в трубопровідній системі подачі, зміни режимів роботи насосного обладнання та зростання навантажень на елементи гвинтового вузла, що необхідно враховувати під час розроблення математичних моделей процесу перекачування будівельних розчинів.

6. Встановлено, що одним із ефективних напрямів підвищення експлуатаційних характеристик штукатурних агрегатів є застосування гідравлічного приводу насосного вузла, який забезпечує безступеневе регулювання

частоти обертання гвинтового робочого органу залежно від властивостей перекачуваного середовища та умов транспортування матеріалу трубопровідними системами. Це дозволяє підтримувати раціональні режими подачі розчину, зменшувати динамічні навантаження на елементи насосного обладнання та підвищувати довговічність його роботи.

7. Встановлено, що підвищення ефективності функціонування штукатурних агрегатів може бути досягнуто шляхом удосконалення конструкції гвинтового вузла, зменшення внутрішніх витоків матеріалу між робочими камерами, підвищення герметичності контактних поверхонь ротора і статора, а також узгодження конструктивних параметрів насосного обладнання з реологічними характеристиками будівельних розчинів.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА ПОКРАЩЕНИМ ГВИНТОВИМ ВУЗЛОМ

2.1 Конструктивна схема та принцип роботи штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та покращеним гвинтовим вузлом

Розвиток сучасних технологій оздоблювальних робіт у будівництві потребує вдосконалення механізмів нанесення штукатурних та шпаклювальних розчинів. Одним з напрямів підвищення ефективності таких машин є застосування гідравлічного приводу у поєднанні з гвинтовим насосом, який забезпечує рівномірну подачу в'язких матеріалів [112,113,114].

На рисунку 2.1 зображено принципову схему штукатурного агрегату з гідравлічним приводом.

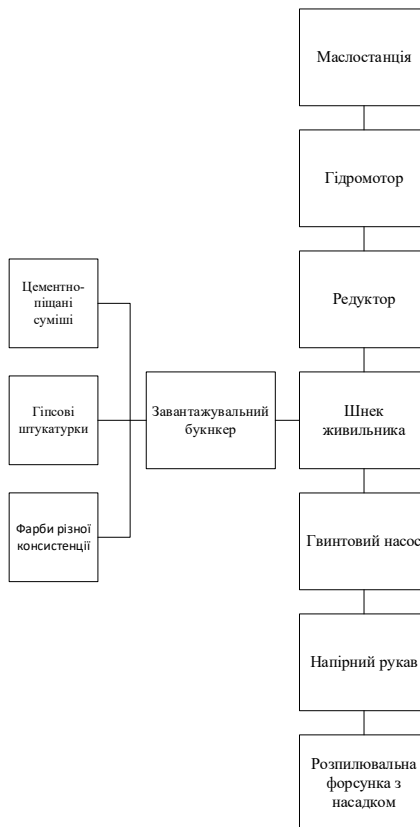


Рисунок 2.1 – Принципова схема штукатурного агрегату з гідравлічним приводом

Штукатурний агрегат являє собою комплексну установку, що включає бункер для приготування або завантаження розчину, гвинтовий насос, систему гідроприводу, трубопровідну лінію подачі та форсунку або розпилювач. Принцип його дії ґрунтується на перетворенні енергії робочої рідини у гідросистемі на механічну роботу гвинтового робочого органу, який переміщує розчин із бункера у шланг під певним тиском.

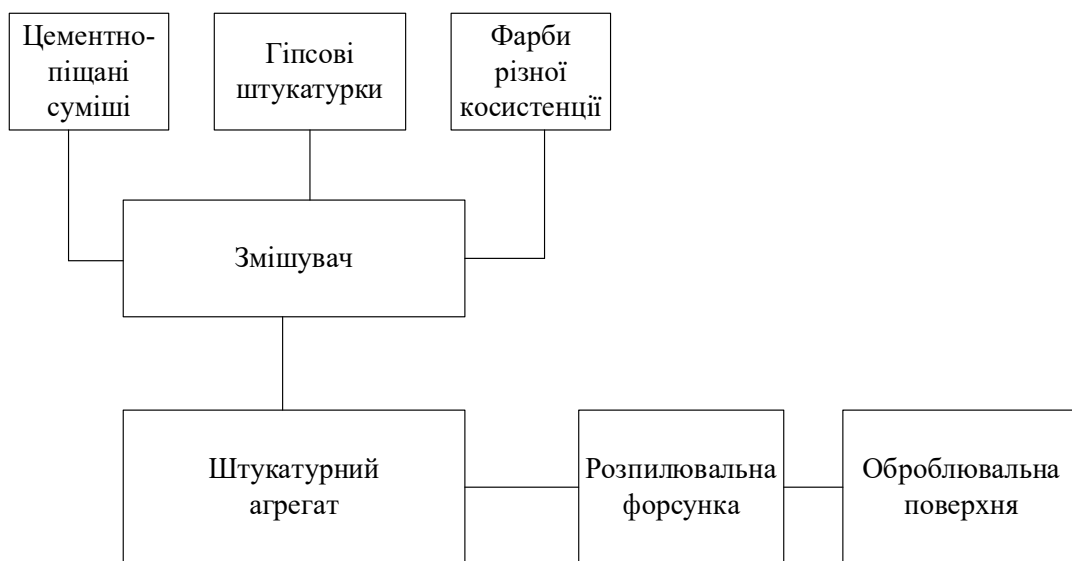


Рисунок 2.2 – Структурна схема організації робіт в умовах будівельного майданчика при виконанні оздоблення поверхонь будівельними сумішами

На схемі (рис.2.2) представлено структурно–функціональну організацію технологічного процесу приготування, транспортування та нанесення будівельної суміші в складі механізованого технологічного комплексу. Початковим етапом процесу є подача вихідних компонентів у змішувальний вузол, де здійснюється їх інтенсивне перемішування до досягнення необхідних реологічних характеристик матеріалу. Далі підготовлена суміш надходить у приймальний бункер насосного агрегату, з якого транспортується трубопровідною системою до робочого органа нанесення.

Переміщення матеріалу трубопроводом відбувається під дією перепаду тиску, створюваного насосною установкою, при цьому параметри потоку визначаються фізико–механічними властивостями суміші та геометричними

характеристиками транспортуючої системи. На завершальному етапі суміш подається через формувальний або розподільчий пристрій до робочої поверхні, де забезпечується її рівномірне нанесення або пошарове укладання відповідно до технологічних вимог виконання будівельних робіт.

Представлена схема відображає взаємозв'язок між основними елементами технологічного комплексу та дозволяє оцінити вплив конструктивних і режимних параметрів змішувального, транспортуючого та формувального обладнання на продуктивність процесу і якість сформованого шару матеріалу.

У традиційних електромеханічних установках момент обертання передається від електродвигуна через редуктор. Такий підхід обмежує можливість плавного регулювання швидкості подачі та створює ризик перевантаження. Тому пропонується новий штукатурний агрегат з гідравлічним приводом, який оснащено гвинтовим вузлом з покращеними геометричними параметрами (рис. 2.3).

Застосування гідравлічного приводу усуває зазначені недоліки, оскільки дозволяє реалізувати безступеневе регулювання швидкості обертання гвинта за рахунок зміни витрати робочої рідини в гідромоторі, що забезпечує підтримання сталого тиску подачі розчину, адаптацію до різної консистенції матеріалу та зменшення пульсацій.

У вдосконаленому варіанті гвинтового вузла реалізовано оптимізовану геометрію гвинта з багатозаходним профілем, що дозволяє збільшити об'єм подачі на один оберт та знизити втрати тиску в каналах.

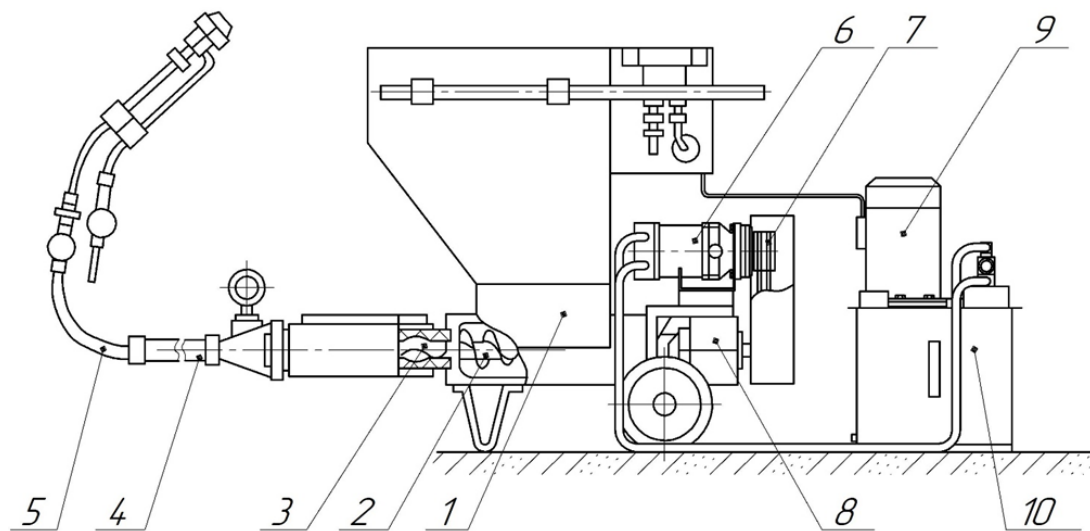


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та гвинтовим вузлом зі зміненою геометрією гвинта

1 – завантажувальний бункер; 2 – живильник; 3 – гвинтовий насос; 4 – напірний рукав; 5 – вудочка; 6 гідромотор; 7 – клинопасова передача; 8 – редуктор; 9 – електродвигун маслостанції 10 – маслостанція.

Робота вдосконаленого штукатурного агрегату описана нижче. Завантажувальний бункер 1, розташований у верхній частині агрегату, слугує для завантаження суміші, яка за допомогою шнекового живильника 2 подається у гвинтовий насос 3. Гвинтовий насос створює тиск, необхідний для транспортування суміші через напірний рукав 4 до вудочки 5, яка здійснює нанесення матеріалу на поверхню. Для забезпечення обертання шнека з відповідною швидкістю використовується гідромотор 6, кінематично з'єднаний із клинопасовою передачею 7 та редуктором 8. Гідромотор приводиться в дію гідравлічною маслостанцією 10, яка через систему трубопроводів подає масло під тиском. Електродвигун 9, інтегрований у систему, забезпечує роботу маслостанції та компонентів агрегату.

На рисунку 2.4 представлено схему гідравлічну штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та покращеним гвинтовим вузлом

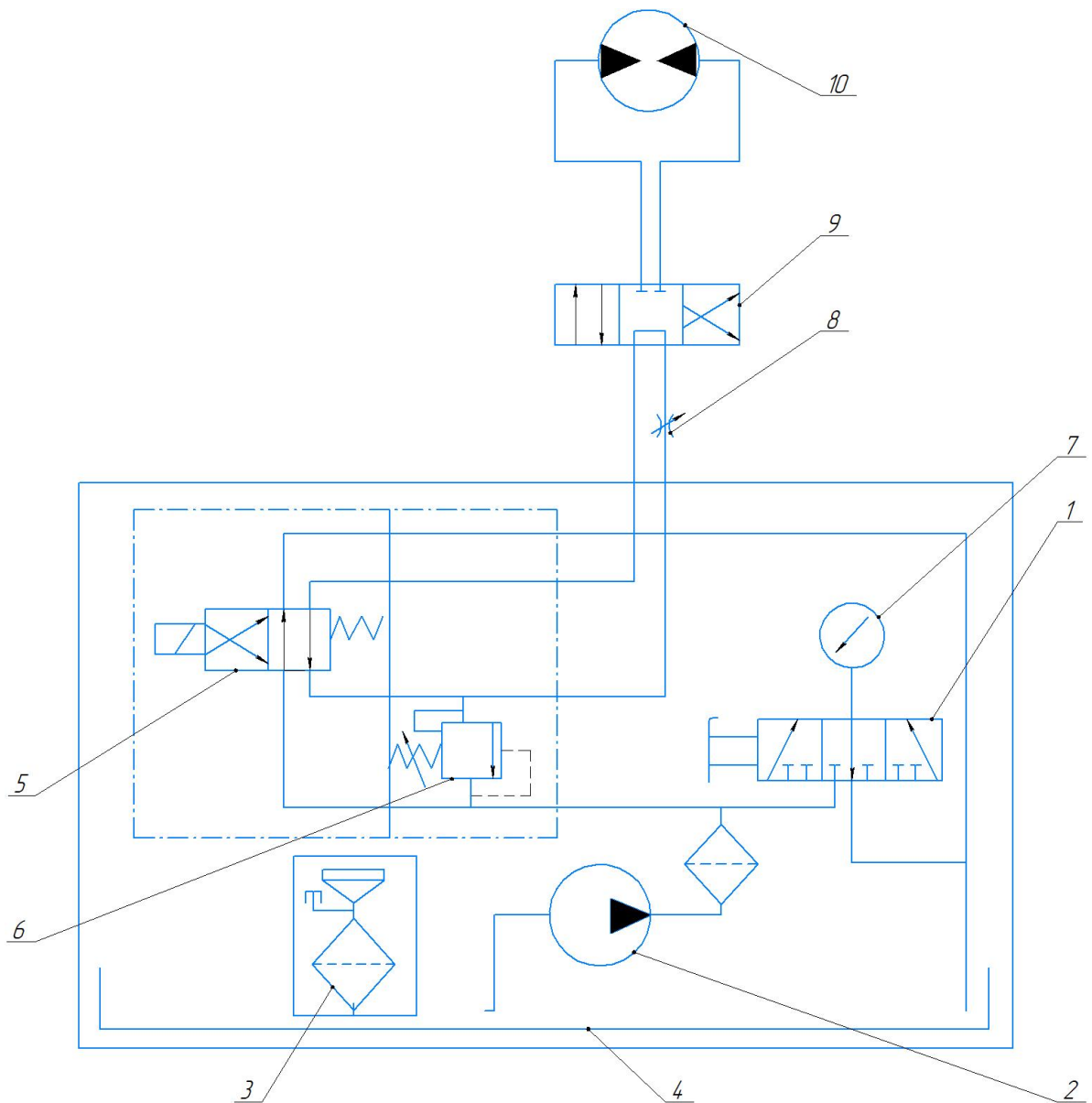


Рисунок 2.4 – Схема гідравлічна штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та покращеним гвинтовим вузлом

1 – золотник манометра; 2 – гідронасос маслостанції; 3 – фільтр; 4 – масляний бак;
 5 – розподільник запобіжного клапана; 6 – запобіжний клапан; 7 – манометр;
 8 – дросель; 9 – гідророзподільник; 10 – гідромотор

Після завантаження готового або попередньо приготованого розчину у бункер він під дією сили тяжіння та додаткового транспортуючого впливу шнека потрапляє у приймальну камеру гвинтового насоса. Робочий орган насоса – ротор (гвинт) – приводиться в обертання від гідромотора, який отримує енергію від насосної

станції через систему гідророзподільника. При обертанні ротора в еластомерному статорі утворюються замкнені об'єми, що послідовно переміщують розчин у напрямку нагнітання.

Конструктивне виконання насоса забезпечує поступальний рух матеріалу без пульсацій, що є особливо важливим для якісного нанесення штукатурних сумішей.

Плавне регулювання частоти обертання гвинта здійснюється зміною витрати робочої рідини у гідросистемі, що дозволяє оператору задавати оптимальний режим подачі залежно від типу розчину та товщини шару, який наноситься.

Ротор гвинтового вузла удосконаленої конструкції (рис. 2.5) порівняно з прототипом має модифіковану геометрію поверхні гребня, що забезпечує підвищення герметичності робочих камер, зменшення зворотних витоків та втрат тиску.

Зміна форми та кута нахилу гребня забезпечує збільшення об'єму подачі за один оберт і підвищення рівномірності тиску в системі. Додаткові ущільнення та підшипникові опори зменшують зношування еластомерних поверхонь, що сприяє збільшенню ресурсу вузла.

Гідравлічний привід агрегату в цьому випадку дозволяє не лише передавати потужність із високим ККД, а й реалізовувати зворотний режим руху – очищення насоса після завершення роботи, а також у випадку аварійного спрацювання при заклинюванні ротора. Це значно спрощує технічне обслуговування машини. Крім того, гідросистема оснащується запобіжним клапаном, який захищає систему від перевантажень та убезпечує від надмірного тиску відносно встановленого.

На рисунку 2.5 показано ротор гвинтового насоса штукатурного агрегату, у якому реалізовано змінену геометрію профілю та конструктивні особливості з метою підвищення рівномірності подачі розчину та зниження навантаження на еластомерний статор.

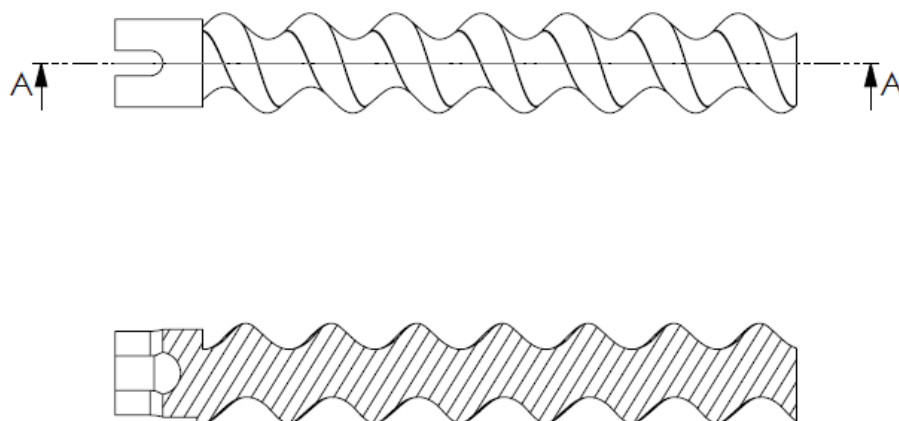


Рисунок 2.5 – Конструктивна схема ротора гвинтового вузла

На відміну від конструкції-прототипу, що застосовується в агрегатах типу СО-150, удосконалений гвинт має збільшений крок спіралі та змінену амплітуду профілю, що забезпечує плавніше переміщення робочих камер уздовж осі. У стандартному гвинті СО-150 профіль одноходовий із відносно малим кроком, тому при збільшенні в'язкості розчину виникають пульсації подачі та локальні перевантаження в місцях контакту з гумовим статором.

Пропонується застосування гвинта, що формує кілька паралельних гвинтових каналів транспортування суміші, що дозволяє збільшити об'єм подачі на один оберт ротора до 1,3–1,4 раза, зменшити нерівномірність тиску та підвищити рівномірність подачі. Крім того, такий профіль знижує осьову силу, яка діє на опори, що позитивно впливає на довговічність підшипникового вузла.

Поперечний переріз (зона А-А) демонструє симетричний контур, що забезпечує сталість об'єму камер при обертанні. Така форма мінімізує внутрішні втрати і сприяє збереженню структури розчину, що особливо важливо для дрібнодисперсних та модифікованих сумішей.

2.2 Математичне моделювання процесу перекачування штукатурного розчину покращеним гвинтовим вузлом з урахуванням гідравлічного приводу

2.2.1 Вплив кута підйому гребеня гвинта на продуктивність роботи гвинтового насосу

Гвинтовий вузол є основним робочим органом насосів для перекачування в'язких будівельних розчинів, зокрема штукатурних, шпаклювальних і цементно–піщаних сумішей. Ефективність його роботи визначається не лише властивостями матеріалу, а передусім геометричними параметрами пари «ротор–статор».

Раціональне співвідношення розмірів цих елементів забезпечує необхідну подачу, стабільність тиску, мінімальні пульсації потоку та зносостійкість.

Ротор гвинтового насоса має форму гвинтової поверхні, що обертається всередині еластомерного статора, профіль якого є оберненою копією ротора, зміщеною на півкроку по осі. Основними геометричними параметрами вузла є: діаметр ротора D_r , діаметр статора D_s , крок гвинта S , ексцентриситет e , довжина робочої частини L , амплітуда профілю a , кількість заходів z , а також натяг δ між поверхнями контакту. Зміна будь–якого з цих параметрів безпосередньо впливає на кінематику руху суміші та енергетичні характеристики процесу.

Розглянемо гвинтовий ротор діаметром D_r , який має крок гвинтової лінії S (осьова відстань між сусідніми витками). Кут підйому гребеня гвинта α – це кут між гвинтовою лінією і площиною, перпендикулярною до осі ротора.

Виходячи з цього

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{S}{\pi D_r}. \quad (2.1)$$

Звідси отримаємо

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{S}{\pi D_r}\right). \quad (2.2)$$

Теоретичну продуктивність гвинтового насосу виражаємо як функцію кута α приймаючи при цьому наступні додаткові геометричні параметри насоса, а саме z – кількість заходів гвинта, z_g – кількість гребнів (паралельних гвинтових доріжок), A_0 – базова ефективна площа поперечного перерізу робочої камери (без урахування нахилу), n – частота обертання ротора, об/с.

Під впливом кута підйому гребня реальний переносний об'єм однієї камери трохи збільшується, бо «кишеня» витягується уздовж осі. Це опишемо простим коригуючим множником

$$A_{ef}(\alpha) = A_0(1 + \beta \sin \alpha), \quad (2.3)$$

де β – невеликий безрозмірний коефіцієнт (порядку 0,1–0,2), що характеризує, наскільки нахил гребня збільшує ефективний об'єм камери.

Тоді об'єм, переміщуваний за один оберт ротора буде визначатися за наступною залежністю

$$V_{rev}(\alpha) = z z_g A_{ef}(\alpha) S. \quad (2.4)$$

Підставляємо S через кут α і отримаємо

$$S = \pi D_r \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.5)$$

Підставивши (2.5) у (2.4) отримаємо

$$V_{rev}(\alpha) = z z_g A_0 (1 + \beta \sin \alpha) \pi D_r \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.6)$$

Теоретична подача насоса (без урахування витоків) при частоті обертання n може визначатися з наступної формули

$$Q_{теор}(\alpha) = V_{rev}(\alpha) n = K_1 \operatorname{tg} \alpha (1 + \beta \sin \alpha), \quad (2.7)$$

при цьому введемо константу K_1 яка визначається наступним чином

$$K_1 = z z_g A_0 \pi D_r n. \quad (2.8)$$

Цей вираз показує, що теоретична продуктивність зростає зі збільшенням кута α (через $\operatorname{tg} \alpha$) та додатково коригується членом $(1 + \beta \sin \alpha)$ при збільшенні робочого об'єму – чим більший нахил, тим більший ефективний перенос на оберт.

На відміну від стандартного ротора, який має один гребінь, у покращеному гвинті їх декілька. У реальних умовах робоча камера зменшується через наступні геометричні параметри це такі, як натяг між ротором і статором δ , пружну деформацію еластомеру статора, ексцентриситет ротора e . Враховуючи ці фактори, ефективна площа описується як

$$A_{\text{ef}} = \kappa \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_r^2) \left(1 - \frac{e}{e_{\text{max}}}\right) \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{\text{max}}}\right) (1 + \beta \sin \alpha), \quad (2.9)$$

де κ – коефіцієнт форми (0,8–1);

D_s, D_r – діаметри статора і ротора.

З урахуванням (2.8) та (2.9) теоретична подача набуде вигляду

$$Q_{\text{теор}} = z z_g n S \kappa \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_r^2) \left(1 - \frac{e}{e_{\text{max}}}\right) \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{\text{max}}}\right) (1 + \beta \sin \alpha). \quad (2.10)$$

Витоки рідини через щілини між ротором і статором описуються узагальненим рівнянням Пуазейля для неньютонівських рідин

$$q_{\text{вит}} = \frac{b^3}{12 \mu l_\sigma} \Delta p, \quad (2.11)$$

де b – середня висота зазору, мм;

μ – динамічна в'язкість розчину, Па·с;

l_σ – довжина ущільнення, мм;

Δp – перепад тиску, Па.

Для нашої моделі цей вираз запишемо з урахуванням кута нахилу і кількості гребнів

$$q_{\text{вит}} = \frac{b^3}{12 \mu l_\sigma} \Delta p \left[1 + \xi_1 \tan^2 \alpha + \xi_2 \left(\frac{1}{z_g} \right) \right], \quad (2.12)$$

де ξ_1, ξ_2 – емпіричні коефіцієнти впливу;

$\xi_1 \approx 0,01 - 0,03$ – показує зростання витоків при збільшенні кута нахилу;

$\xi_2 \approx 0,1 - 0,2$ – враховує зменшення пульсацій при збільшенні кількості

гребнів.

З урахуванням (2.12) реальна подача визначається з урахуванням втрат

$$Q = Q_{теор} - z_g q_{вит} . \quad (2.13)$$

Після підстановки (2.12) отримаємо

$$Q = Q_{теор} - \frac{z_g b^3 \Delta p}{12 \mu l_\sigma} \left[1 + \xi_1 \operatorname{tg}^2 \alpha + \xi_2 \frac{1}{z_g} \right]. \quad (2.14)$$

Збільшення кроку S збільшує α , тобто робить гвинт «пологішим» і збільшує осьову швидкість переміщення суміші, збільшення діаметра ротора D_r зменшує α , тобто лінія стає більш «крутою», а швидкість осьового транспортування знижується, Зміна кількості заходів z ефективний кут нахилу гребнів може бути виражений як

$$\operatorname{tg} \alpha_{ef} = \frac{zS}{\pi D_r} . \quad (2.15)$$

Це враховує випадки, коли гвинт має два або більше паралельних канали. Для опису точок поверхні гвинта в циліндричних координатах запишемо систему рівнянь, що дасть нам змогу описати параметричну форму гвинтової лінії

$$\begin{cases} r = \frac{D_r}{2}, \\ \theta = \text{кут обертання (рад)}, \\ z = \frac{S}{2\pi} \theta, \end{cases} \quad (2.16)$$

а вектор дотичної до лінії має компоненти

$$\vec{t} = \left(-r \sin \theta, r \cos \theta, \frac{S}{2\pi} \right). \quad (2.17)$$

Тоді кут нахилу між віссю Z та дотичною можна визначити з наступної залежності

$$\cos \alpha = \frac{S / (2\pi)}{\sqrt{r^2 + \left(\frac{S}{2\pi} \right)^2}}, \quad (2.18)$$

звідки підтверджується формула (2.1)

Розглядаючи оптимальний кут підйому гребня, за якого продуктивність максимальна (для заданих діаметрів, в'язкості, тиску та частоти обертання) оптимальний кут α_{opt} визначаємо з умови екстремуму

$$\left. \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} \right|_{\alpha=\alpha_{opt}} = 0. \quad (2.19)$$

Знайдемо похідну. Зручно спочатку записати модель у компактному вигляді

$$Q(\alpha) = K_1 \operatorname{tg} \alpha (1 + \beta \sin \alpha) - k_0 \Delta p - k_0 \Delta p \xi \operatorname{tg}^2 \alpha. \quad (2.20)$$

Диференціюємо перший доданок за α

$$\frac{d}{d\alpha} [\operatorname{tg} \alpha (1 + \beta \sin \alpha)] = \frac{1 + \beta \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \cdot \beta \cos \alpha. \quad (2.21)$$

Другий витоковий доданок дає

$$\frac{d}{d\alpha} [-k_0 \Delta p \xi \operatorname{tg}^2 \alpha] = -2k_0 \Delta p \xi \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{\cos^2 \alpha}. \quad (2.22)$$

Отже

$$\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} = K_1 \left[\frac{1 + \beta \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \beta \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha \right] - 2k_0 \Delta p \xi \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos^2 \alpha}. \quad (2.23)$$

Прирівнюємо обидві частини рівнянь

$$K_1 \left[\frac{1 + \beta \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} + \beta \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha \right] = 2k_0 \Delta p \xi \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos^2 \alpha}. \quad (2.24)$$

Домножимо обидві частини на $\cos^2 \alpha$

$$K_1 [1 + \beta \sin \alpha + \beta \operatorname{tg} \alpha \cos^3 \alpha] = 2k_0 \Delta p \xi \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.25)$$

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$, маємо

$$K_1 [1 + \beta \sin \alpha + \beta \sin \alpha \cos^2 \alpha] = 2k_0 \Delta p \xi \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}. \quad (2.26)$$

Поділимо обидві частини на K_1 і введемо безрозмірний параметр витоків

$$\Lambda = \frac{2k_0 \Delta p \xi}{K_1} = \frac{2k_0 \Delta p \xi}{z z_g A_0 \pi D_r n}. \quad (2.27)$$

Тоді рівняння для оптимального кута набуває вигляду

$$\alpha_{opt} = \arctan \left(t \div 1 + \beta \frac{t(t^2 + 2)}{(1 + t^2)^{3/2}} = \Lambda t \right) \quad (2.28)$$

Розв'язуючи це рівняння чисельно відносно α , отримуємо α_{opt} – кут підйому гребня покращеного гвинта, який забезпечує максимальну реальну подачу при заданих діаметрах, частоті обертання, в'язкості розчину і перепаді тиску.

На рисунку 2.6 подано графік залежності нормованої продуктивності гвинтового насоса від кута підйому гребня у діапазоні 10...40°. Видно, що при малих кутах (близько 10...15°) значення Q_{norm} є низькими, що пояснюється недостатнім осьовим переміщенням робочих камер і, відповідно, малим теоретичним об'ємом подачі. У міру збільшення кута підйому гребня до 20...25° продуктивність зростає майже лінійно, оскільки позитивний вплив геометричного чинника $G(\alpha)$ суттєво переважає над додатковими втратами від гідропривода і витоків.

Подальше збільшення кута до значень порядку 30° призводить до досягнення максимуму кривої $Q_{norm}(\alpha)$. У цій області спостерігається найбільш сприятливий баланс між зростанням теоретичної подачі, ще помірним падінням частоти обертання гвинта через навантаження гідросистеми та відносно прийнятним рівнем витоків у парі «ротор – статор». При збільшенні α понад 30...32° нормована продуктивність починає знижуватися, що зумовлено різким зростанням витоків (член з $\tan^2 \alpha$) та інтенсивнішим падінням частоти обертання гвинта через досягнення високих значень тиску в напірній лінії.

Чисельне визначення максимуму показує, що для прийнятих значень коефіцієнтів оптимальний кут підйому гребня покращеного гвинта розташовується приблизно в околі $\alpha_{opt} \approx 30^\circ$. Отже, саме цей діапазон значень кута забезпечує максимальну реальну продуктивність насоса при заданих характеристиках гідропривода та допустимих витках.

Таблиця 2.1 – Значення продуктивності залежно від кута підйому гребня

Кут α (град)	G_α	Q_α	$Q_{\text{норм}}$
15	0.278352	-0.071196	0.000000
20	0.382643	-0.013649	0.479066
25	0.495868	0.028824	0.832647
30	0.620652	0.048927	1.000000
35	0.760451	0.034349	0.878640

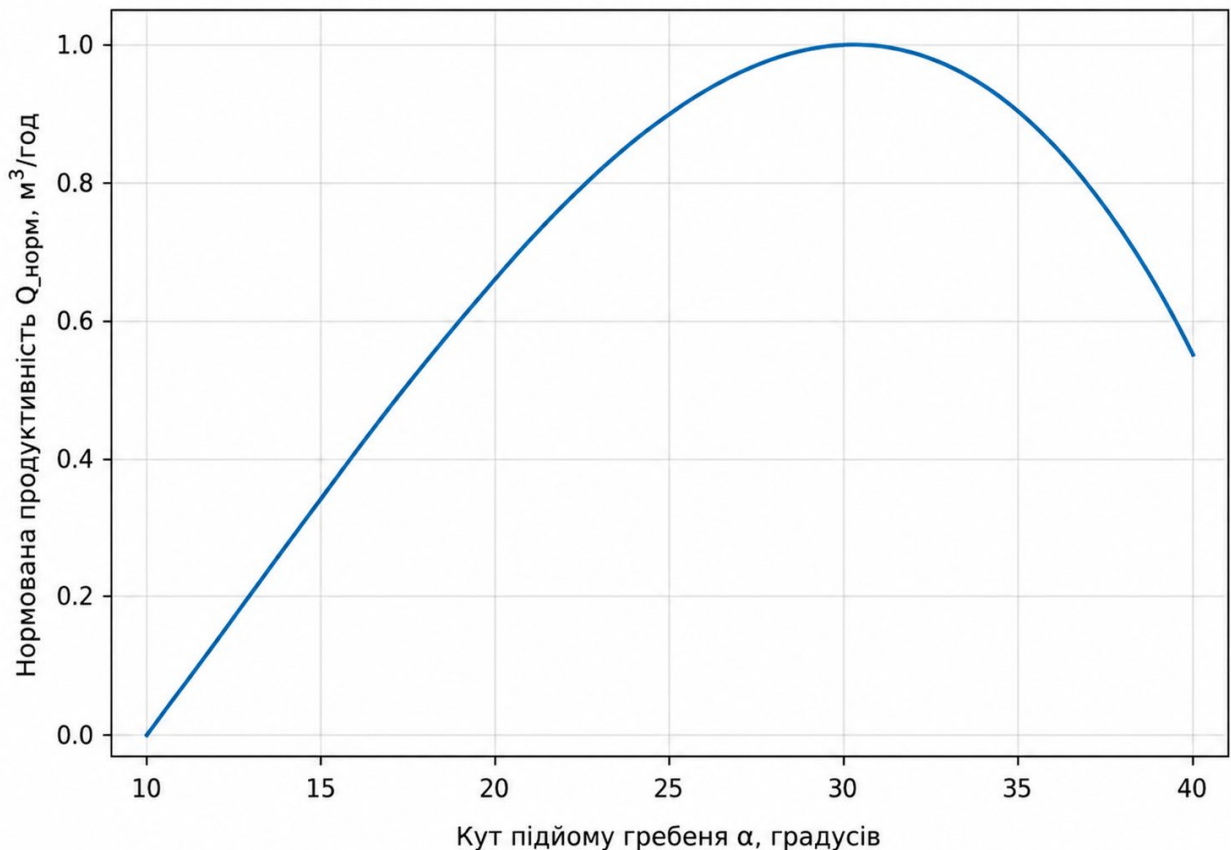


Рисунок 2.6 – Графік залежності нормованої продуктивності гвинтового насоса від кута підйому гребня у діапазоні 10...40°

Отриманий результат добре узгоджується з інженерними рекомендаціями щодо проектування гвинтових насосів для перекачування пластичних штукатурних розчинів, де оптимальні кути підйому гребнів, як правило, знаходяться у межах 25...32°.

В даному випадку числова реалізація математичної моделі підтверджує наявність раціональної продуктивності за кутом підйому гребня та демонструє

придатність запропонованого підходу для подальшої параметричної оптимізації геометрії покращеного гвинтового вузла з урахуванням характеристик гідравлічного привода.

2.2.2 Вплив кількості витків гвинта зі зміненою геометрією на продуктивність роботи гвинтового насосу з урахуванням впливу гідроприводу

У гвинтових насосах, які працюють за принципом прогресивної порожнини, кількість витків позначає число гвинтових гребнів, що одночасно формують і транспортують окремі робочі камери, переміщуючи матеріал уздовж осі ротора. З точки зору фізичного змісту, цей параметр визначає рівень паралельності процесу переміщення рідини в межах одного оберту та впливає одразу на декілька ключових аспектів роботи вузла: продуктивність, герметизацію, рівномірність подачі та навантаження на приводний механізм.

Газорідинні та густі матеріали, такі як штукатурні розчини, транспортуються в гвинтовому насосі за рахунок періодичного утворення замкнених об'ємів між ротором і статором. Для одно–заходного гвинта в кожний момент часу формується лише одна гвинтова камера, тоді як двох– або тризаходні ротори забезпечують формування двох чи трьох одночасних транспортних потоків відповідно. Таким чином, кількість витків визначає загальну кількість незалежних каналів переміщення, які працюють паралельно один одному.

Це зумовлює збільшення теоретичного об'єму рідини, що переміщується за один оберт, оскільки до базового геометричного об'єму однієї камери додаються додаткові канали, еквівалентні пружно–дискретним елементам нагнітальної системи подачі матеріалу.

Фізично кількість витків можна трактувати як аналог структурної мультиплікації потоку. Збільшення числа заходів призводить до утворення більшої кількості циклів переміщення матеріалу, що накладаються у просторі та часі, забезпечуючи збільшення сумарної подачі, зменшення амплітуди коливань витрати,

а також підвищення рівномірності режиму процесу переміщення робочого середовища.

Для штукатурних насосів, де важливо забезпечити рівномірний притиск розчину до поверхні при розпиленні або укладанні, цей ефект є критично важливим. Більша кількість витків забезпечує знижену пульсаційність і рівномірність гідравлічного потоку, що позитивно впливає на якість нанесення матеріалу.

Збільшення числа витків також впливає на гідродинамічні умови в робочій щілині, змінюючи довжину та геометрію ущільнюючих зон. Більша кількість витків формує довший і складніший шлях для потенційних витоків, що в загальному випадку покращує герметизацію вузла. Це забезпечує зростання об'ємного коефіцієнта корисної дії, особливо для в'язких матеріалів.

З іншого боку, збільшення кількості витків зумовлює зростання навантаження на гідропривод, оскільки більша подача супроводжується підвищенням тиску в напірній лінії. Підвищення тиску викликає зростання гідравлічних втрат у шлангах, фітингах та розпилювальній форсунці. У реальних умовах це призводить до зменшення частоти обертання гідромотора через збільшене гідравлічне навантаження, тим самим обмежуючи реальний приріст продуктивності. Таким чином, з точки зору фізики, кількість витків виступає балансуєчим параметром між збільшенням теоретичної подачі та обмеженням з боку енергетичних можливостей приводу.

Кількість витків гвинта є фізичним параметром, що має багатовимірний зміст: він визначає об'ємну продуктивність, рівень пульсаційності, ступінь герметичності, гідравлічні втрати, а також ефективність взаємодії гвинтового вузла з гідроприводом. Відповідно, оптимальний вибір кількості заходів у покращеному гвинтовому насосі для перекачування штукатурних розчинів повинен враховувати не лише бажану подачу, але й динаміку тиску, характеристики в'язкопластичного матеріалу, структуру робочої камери та можливості гідравлічного приводу.

Розглянемо покращений гвинтовий вузол штукатурного насоса, у якому ротор має Z витків (заходів). Під «кількістю витків» надалі будемо розуміти саме кількість

одночасно працюючих гвинтових каналів, тобто число заходів гвинта, що паралельно транспортують розчин.

Крім цього, вздовж довжини L робочої частини ротора розміщується певна кількість повних кроків S . Введемо параметр

$$\nu = \frac{L}{S}. \quad (2.29)$$

Цей параметр характеризує кількість кроків уздовж довжини ротора. Тоді загальна кількість одночасно заповнених робочих камер

$$N_{\text{кам}} = z\nu. \quad (2.30)$$

Чим більше z , тим більше камер одночасно переміщують розчин, але одночасно зростає гідравлічний опір і навантаження на гідропривод.

Теоретичний об'єм, що переноситься за один оберт ротора, для гвинта з z заходами

$$V_{\text{rev}}(z) = zA_{\text{еф}}S. \quad (2.31)$$

Теоретична подача при частоті обертання ротора n

$$Q_{\text{теор}}(z) = V_{\text{rev}}(z)n = zA_{\text{еф}}Sn. \quad (2.32)$$

Введемо геометричний коефіцієнт

$$K_Q = A_{\text{еф}}S, \quad (2.33)$$

тоді теоретична подача прийме вигляд наступного рівняння

$$Q_{\text{теор}}(z) = zK_Q n. \quad (2.34)$$

Цей вираз чітко показує нам, що якщо n фіксована, то теоретична подача зростає пропорційно кількості витків z .

Реальна подача буде менша за теоретичну через витоки в парі «ротор–статор». Для опису витоків скористаємося узагальненою лінійною моделлю

$$q_{\text{вум}}(z) = k_L(z)\Delta p(z)(1 + k_\alpha \text{tg}^2 \alpha), \quad (2.35)$$

де $\Delta p(z)$ – перепад тиску на насосі;

k_α – коефіцієнт зростання витоків при великих кутах підйому гребня;

$k_L(z)$ – узагальнений коефіцієнт витоків, що залежить від кількості витків гвинта.

Зі збільшенням числа витків z зростає довжина ущільнюючих зон, ускладнюється шлях витoku, тому ефективна «провідність» щілин зменшується. Це зручно описати степеневою залежністю

$$k_L(z) = \frac{k_{L0}}{z^\gamma}, \quad (2.36)$$

де k_{L0} – базовий коефіцієнт витоків для одно–заходного гвинта;

γ – показник ступеня (як правило, γ лежить у діапазоні від 0,5 до 1 і визначається експериментально)

Тоді сумарні витки

$$q_{\text{sum}}(z) = \frac{k_{L0}}{z^\gamma} \Delta p(z) (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha). \quad (2.37)$$

Гвинтовий насос приводиться в дію гідромотором з робочим об'ємом V_m . Номінальна частота обертання ротора при малому навантаженні

$$n_0 = \frac{\eta_{v,h} Q_{h0}}{V_m}, \quad (2.38)$$

де $\eta_{v,h}$ – об'ємний ККД гідромотора;

Q_{h0} – номінальна подача гідронасоса.

При зростанні навантаження (тобто тиску в гідролінії) реальна частота обертання зменшується. Цю залежність стисло запишемо у вигляді

$$n(z, \Delta p) = n_0 \left(1 - k_H \frac{\Delta p(z)}{p_{ep}} \right), \quad (2.39)$$

де k_H – коефіцієнт чутливості гідропривода до навантаження;

p_{ep} – граничний тиск (тиск спрацювання запобіжного клапана), Па.

Перепад тиску на насосі пов'язаний із подачею через втрати у напірному тракці (шланг, арматура, механічна форсунка) можна визначити з наступної залежності

$$\Delta p(z) = k_R Q^2(z), \quad (2.40)$$

де k_R – гідравлічний опір тракту, який визначається довжиною L шланга, діаметром d , коефіцієнтом тертя і місцевими опорами.

Знаючи теоретичну подачу насоса та витрати можна отримати реальну подачу з урахуванням цих параметрів

$$Q(z) = Q_{\text{теор}}(z) - q_{\text{вум}}(z). \quad (2.41)$$

Підставивши вирази (2.34) і (2.37) в (2.41) одержуємо

$$Q(z) = zK_Q n(z, \Delta p) - \frac{k_{L0}}{z^\gamma} \Delta p(z) (1 + k_\alpha \text{tg}^2 \alpha). \quad (2.42)$$

З урахуванням (2.39) та (2.40) отримаємо

$$Q(z) = zK_Q n_0 \left(1 - k_H \frac{k_R Q^2(z)}{p_{\text{сп}}} \right) - \frac{k_{L0}}{z^\gamma} k_R Q^2(z) (1 + k_\alpha \text{tg}^2 \alpha). \quad (2.43)$$

Для подальшого аналізу введемо узагальнені коефіцієнти

$$K_1 = K_Q n_0. \quad (2.44)$$

$$K_H = k_H \frac{k_R}{p_{\text{сп}}}. \quad (2.45)$$

$$K_L = k_{L0} k_R (1 + k_\alpha \text{tg}^2 \alpha). \quad (2.46)$$

Тоді модель реальної подачі з урахуванням (2.44), (2.45), (2.46) запишеться в наступній формі

$$Q(z) = zK_1 (1 - K_H Q^2(z)) - \frac{K_L}{z^\gamma} Q^2(z). \quad (2.47)$$

У таблиці 2.2 і рисунку 2.7 наведено нормовані значення продуктивності $Q_{\text{норм}}(z)$ для різної кількості витків гвинта z .

Таблиця 2.2 – Нормовані значення продуктивності $Q_{\text{норм}}(z)$ для різної кількості витків гвинта z

Кількість витків z	$Q(z)$	$Q_{\text{норм}}(z)$
1	0.6160	0.3510
2	0.0887	0.0505
3	0.0000	0.0000
4	1.7552	1.0000

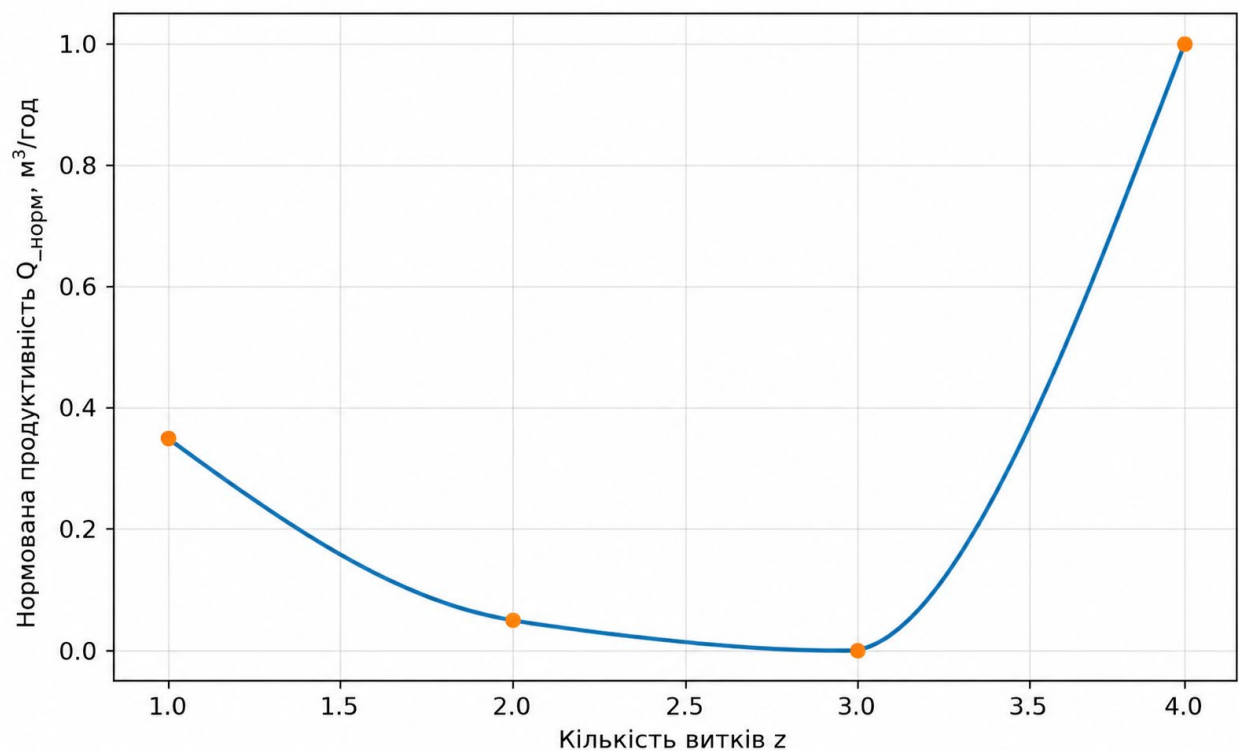


Рисунок 2.7 – Графічне зображення нормовані значення продуктивності $Q_{\text{норм}}(z)$ для різної кількості витків гвинта z

Отримані результати підтверджують, що продуктивність гвинтового насоса визначається не лише геометричними параметрами робочого органа, а й можливістю адаптації режимів його роботи до властивостей будівельних розчинів і рідин. Використання гідравлічного приводу забезпечує плавну зміну частоти обертання гвинта, що дає змогу підтримувати ефективний режим перекачування за різних умов експлуатації. Це створює передумови для підвищення продуктивності насоса, покращення його енергоефективності та більш повного використання потенціалу конструкції зі зміненою геометрією гвинта.

2.2.3 Вплив частоти обертання гвинта на продуктивність роботи гвинтового насоса з урахуванням впливу гідроприводу

У традиційних електричних або механічних приводах частота обертання задається зовнішнім джерелом і може вважатися незалежною величиною. Однак у гвинтовому штукатурному агрегаті, обладнаних гідравлічним приводом, частота обертання набуває змінного характеру та визначається взаємодією моменту, який розвиває гідромотор, і моменту опору в гвинтовому насосі.

При сталих геометричних параметрах гвинтового вузла, кількості витків, куті нахилу гребня, кроці гвинта та ефективній площі робочої камери, теоретичний об'єм розчину, що переноситься за один оберт ротора, є величиною сталою.

Збільшення частоти обертання безпосередньо збільшує продуктивність агрегату. Проте реальна робота гвинтового насоса у складі гідропривода виявляється значно складнішою, оскільки частота обертання змінюється під впливом тиску та навантаження, що створюються самим насосом.

У гідравлічному приводі частота обертання визначається витратою гідрорідини та тиском у системі. При малих навантаженнях гідромотор може забезпечити номінальну частоту обертання n_0 , однак зі зростанням тиску його реальна частота зменшується.

Введемо додаткові коефіцієнти, які будуть описувати втрати саме у гвинтовому вузлі, а не в гідроприводі, а саме k_{M1} – коефіцієнт механічних або моментних втрат (тертя в підшипниках, ущільненнях), момент втрат пропорційний n ; k_{M2} – коефіцієнт гідродинамічних втрат у розчині всередині вузла, момент втрат пропорційний n^2 (турбулентні, в'язкі та об'ємні ефекти при обертанні); K_M – коефіцієнт моменту навантаження від перекачування розчину (чим більша подача Q , тим більший момент на гвинті).

Тоді момент навантаження на вал гвинтового насоса з урахуванням цих коефіцієнтів запишемо як

$$M_{наз}(Q, n) = K_M Q + k_{M1} n + k_{M2} n^2, \quad (2.48)$$

де $K_M Q$ – «корисний» момент, який відповідає за створення тиску і переміщення розчину;

$k_{M1} n$ – момент втрат на сухому/напівсухому терті (підшипники, ущільнення);

$k_{M2} n^2$ – момент втрат на в'язких та гідродинамічних опорах усередині розчину.

Момент, який може розвинути гідромотор в нашому випадку матиме вигляд

$$M_{зид} = \frac{p_h V_m}{2\pi} \eta_m, \quad (2.49)$$

де p_h – тиск у гідролінії, Па;

V_m – робочий об'єм гідромотора, мм³;

η_m – механічний ККД гідромотора.

У стаціонарному режимі маємо рівновагу моментів

$$M_{зид} = M_{наз}. \quad (2.50)$$

Представимо, що тиск у гідролінії практично дорівнює перепаду тиску на насосі (відкинемо локальні втрати в інших гілках)

$$p_h \approx \Delta p. \quad (2.51)$$

Як і раніше, перепад тиску на гвинтовому насосі задається гідравлічним опором напірного тракту

$$\Delta p(Q) = k_R Q^2. \quad (2.52)$$

Підставимо (2.52) у (2.49) і отримаємо

$$M_{зид}(Q) = \frac{k_R Q^2 V_m}{2\pi} \eta_m. \quad (2.53)$$

Запишемо рівняння рівноваги моментів

$$\frac{k_R Q^2 V_m}{2\pi} \eta_m = K_M Q + k_{M1} n + k_{M2} n^2. \quad (2.54)$$

В даному випадку витoki запишемо наступним чином

$$q_{вум}(Q) = k_L \Delta p(Q) (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha) = k_L k_R Q^2 (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha). \quad (2.55)$$

Отже

$$Q = V_{rev} n - k_L k_R Q^2 (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha). \quad (2.56)$$

Отримуємо систему рівнянь

$$\begin{cases} \frac{k_R Q^2 V_m \eta_m}{2\pi} = K_M Q + k_{M1} n + k_{M2} n^2, \\ Q = V_{rev} n - k_L k_R Q^2 (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha). \end{cases} \quad (2.57)$$

З другого рівняння отримаємо

$$Q + k_L k_R Q^2 (1 + k_\alpha \operatorname{tg}^2 \alpha) = V_{rev} n. \quad (2.58)$$

Для невеликих витоків (або при першому наближенні) можна вважати, що доданок з Q^2 малий, тоді

$$Q \approx V_{rev} n. \quad (2.59)$$

Підставимо таке наближення в перше рівняння моментів, щоб отримати явну залежність частоти

$$\frac{k_R (V_{rev} n)^2 V_m \eta_m}{2\pi} \approx K_M (V_{rev} n) + k_{M1} n + k_{M2} n^2. \quad (2.60)$$

Розкриємо дужки

$$\frac{k_R V_{rev}^2 V_m \eta_m}{2\pi} n^2 = K_M V_{rev} n + k_{M1} n + k_{M2} n^2. \quad (2.61)$$

Згрупуємо члени по степенях n

$$\left(\frac{k_R V_{rev}^2 V_m \eta_m}{2\pi} - k_{M2} \right) n^2 - (K_M V_{rev} + k_{M1}) n = 0 \quad (2.62)$$

Після введення нових коефіцієнтів ми бачимо, що частота обертання n у гвинтовому насосі з гідроприводом не є незалежною – вона визначається балансом моментів, що більша подача й опір тракту, то більший момент потрібен, і тим сильніше «гальмується» гвинт.

Отримана система рівнянь (2.57) описує реальну поведінку насоса, працюючого на гідроприводі. Саме ця система відображає той факт, що частота обертання гвинта залежить не лише від налаштувань гідропривода, але й від

характеру перекачуваного матеріалу, втрат у гвинтовому вузлі, геометрії ротора та гідравлічного опору тракту.

Аналіз цієї системи показує, що зі збільшенням номінальної частоти обертання продуктивність зростає лише в межах низьких і середніх швидкостей.

На високих частотах зростання тиску та моменту опору призводить до різкого пригнічення частоти обертання, збільшення втрат та появи режиму насичення, коли додаткове збільшення частоти майже не дає приросту подачі. Таким чином, частота обертання гвинта у гідроприводному штукатурному насосі є параметром, що не просто впливає на продуктивність, а визначає її разом з гідравлічними та механічними характеристиками всієї системи.

Таблиця 2.3 – Нормовані значення продуктивності для різної частоти обертання гвинта

Частота обертання n , об/хв	Q	Q/Q_{max}
20	0,492	0,280
30	0,756	0,431
40	1,018	0,580
50	1,264	0,720
60	1,474	0,840

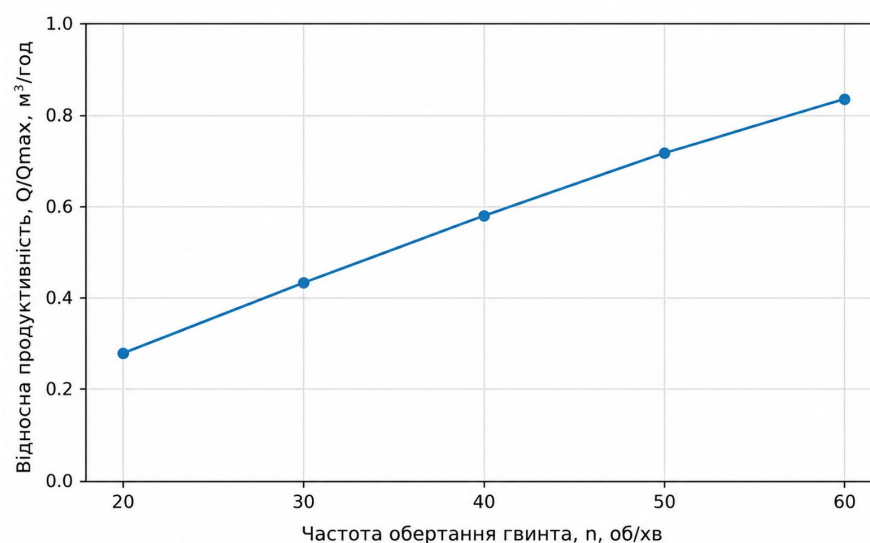


Рисунок 2.8 – Залежність відносної продуктивності гвинтового насоса від частоти обертання гвинта.

2.3 Математичне моделювання впливу реологічних властивостей розчинів на продуктивність гвинтового насоса зі зміненою геометрією гвинта

Робота гвинтового насоса зі зміненими геометричними параметрами гвинта доцільно розглядати як результат взаємодії трьох груп факторів – геометричних параметрів робочого органа, реологічних властивостей перекачуваного розчину та гідравлічного опору нагнітальної лінії. На відміну від класичних підходів, у запропонованій моделі вводяться додаткові коефіцієнти корекції, які дозволяють врахувати вплив модифікованої геометрії та неньютонівської поведінки будівельних розчинів на подачу, тиск, потужність та енерговитрату насоса.

Базова геометрія робочої камери характеризується площею поперечного перерізу A_0 та осьовим кроком транспортування S_0 , що відповідають прототипу гвинта без модифікацій. Зміна діаметра, кроку, ексцентриситету, кута підйому гвинтової лінії, а також особливості форми профілю робочої порожнини приводять до корекції ефективного об'єму, що переміщується за один оберт. Для опису цих ефектів вводяться коефіцієнти K_V , K_S , $K_{зан}$.

Еквівалентний об'єм робочої камери, що переміщується за один оберт гвинта з модифікованою геометрією, запишемо у вигляді

$$V_{ob} = K_V \cdot K_{зан} \cdot A_0 \cdot S_0 \cdot K_S, \quad (2.63)$$

де K_V – коефіцієнт, що характеризує зміну корисного об'єму камери порівняно з базовою геометрією;

K_S – коефіцієнт, що характеризує зміну ефективного кроку транспортування внаслідок зміни кута підйому гвинтової лінії та форми порожнини;

$K_{зан}$ – коефіцієнт фактичного заповнення робочої камери розчином, що залежить як від геометрії, так і від реології матеріалу (ступінь дозаповнення при всмоктуванні).

З урахуванням частоти обертання гвинта f та введення коефіцієнта k_0 , який описує кінематичну нерівномірність транспортування (неоднорідність локальної

швидкості переміщення у межах одного оберту), теоретична (ідеальна) подача насоса визначається як

$$Q_{id} = \kappa_Q \cdot V_{об} \cdot f. \quad (2.64)$$

Підставивши (2.63) в (2.64) отримаємо

$$Q_{id} = \kappa_Q \cdot \kappa_V \cdot \kappa_{zap} \cdot \kappa_S \cdot A_0 \cdot S_0 \cdot f. \quad (2.65)$$

Реологічні властивості будівельного розчину описуються модифікованою моделлю Гершеля–Балклі, що враховує граничну напругу зсуву та степеневу залежність від швидкості деформації яку можна записати в наступному вигляді

$$\tau = \tau_0 + k_R \cdot (\dot{\gamma}_{екв})^{n_R}. \quad (2.66)$$

Для будівельних розчинів рівняння (2.66) доповнимо наступними поправками: вплив структурної релаксації, частоти зсуву на структуру частинок, гранулометрії заповнювача, водоцементного відношення

Тоді рівняння (2.66) набуде вигляду

$$\tau = \tau_0^* + k_R \cdot (\dot{\gamma}_{екв})^{n_R}, \quad (2.67)$$

де τ_0^* – ефективна гранична напруга, з урахуванням тиксотропії;

k_R – узагальнений реологічний коефіцієнт;

n_R – ефективний степеневий показник (враховує руйнування структури);

$\dot{\gamma}_{екв}$ – еквівалентна швидкість зсуву.

Визначимо ефективну (апаратну) в'язкість

$$\mu_{эф} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}_{екв}}. \quad (2.68)$$

Підставимо τ і отримаємо ефективну в'язкість неньютонівської рідини в робочій камері, яку можна визначити як відношення напруги зсуву до швидкості зсуву

$$\mu_{эф} = \frac{\tau_0^*}{\dot{\gamma}_{екв}} + k_R \cdot (\dot{\gamma}_{екв})^{(n_R-1)}. \quad (2.69)$$

З урахуванням

$$\dot{\gamma}_{екв} = \kappa_\gamma \cdot f. \quad (2.70)$$

Отримаємо

$$\mu_{\text{еф}} = \frac{\tau_0}{\kappa_\gamma \cdot f} + k_R \cdot (\kappa_\gamma \cdot f)^{(n_R-1)}. \quad (2.71)$$

Внутрішні витоки через зазори у парі ротор–статор та торцеві ущільнення значною мірою залежать як від геометрії, так і від реологічних властивостей розчину. Для опису витоків вводиться базовий коефіцієнт витоків ξ_L та геометричний коефіцієнт щільності $\kappa_{\text{Щ}}$, який відображає вплив форми і розмірів зазорів при змінній геометрії гвинта. Об'ємна витрата, що втрачається на внутрішні витоки, записується у вигляді

$$Q_{\text{вит}} = \xi_L \cdot \kappa_{\text{Щ}} \cdot \frac{\Delta p}{\mu_{\text{еф}}}, \quad (2.72)$$

де Δp – перепад тиску на насосі, Па;

$\mu_{\text{еф}}$ – ефективна в'язкість розчину, Па·с.

Тоді реальна подача насоса визначається як різниця між ідеальною подачею та витоками

$$Q_{\text{реал}} = Q_{\text{ід}} - Q_{\text{вит}}. \quad (2.73)$$

Підставляємо (2.65) і (2.72) в (2.73) та отримуємо

$$Q_{\text{реал}} = \kappa_Q \cdot \kappa_V \cdot \kappa_{\text{зан}} \cdot \kappa_S \cdot A_0 \cdot S_0 \cdot f - \xi_L \cdot \kappa_{\text{Щ}} \cdot \frac{\Delta p}{\mu_{\text{еф}}}. \quad (2.74)$$

Отримане співвідношення явно пов'язує реальну подачу з реологічними властивостями, частотою обертання та геометричними коефіцієнтами.

Гідравлічний опір нагнітальної лінії розглядається через поняття еквівалентного каналу довжиною $L_{\text{екв}}$ та умовним радіусом $R_{\text{екв}}$, для якого вводиться узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору λ_R , що враховує відхилення реальної конфігурації трубопроводу від гладкої прямої труби. Для неньютонівської рідини типу Гершель–Балклі перепад тиску можна подати у наступному вигляді

$$\Delta p = \lambda_R [\tau_0 + k_R (\dot{\gamma}_{\text{лін}})^{n_R}] L_{\text{екв}}. \quad (2.75)$$

де $\dot{\gamma}_{\text{лін}}$ – еквівалентна швидкість зсуву в нагнітальній лінії, яка пов'язується з реальною подачею через коефіцієнт κ_{QR}

Звідси

$$\dot{\gamma}_{\text{лін}} = \kappa_{QR} \cdot Q_{\text{реал}}. \quad (2.76)$$

Після підстановки одержуємо зв'язок тиску з подачею через реологічні параметри та геометрію трубопроводу

$$\Delta p = \lambda_R \cdot [\tau_0 + k_R \cdot (\kappa_{QR} \cdot Q_{\text{реал}})^{n_R}] \cdot L_{\text{екв}}. \quad (2.77)$$

Таким чином, для опису стаціонарного режиму роботи гвинтового насоса зі зміненими геометричними параметрами гвинта з урахуванням реології перекачуваного розчину формується замкнена система рівнянь

$$\begin{cases} Q_{\text{реал}} = \kappa_Q \cdot \kappa_V \cdot \kappa_{\text{зан}} \cdot \kappa_S \cdot A_0 \cdot S_0 \cdot f - \xi_L \cdot \kappa_{\text{ш}} \cdot \frac{\Delta p}{\mu_{\text{еф}}} \\ \mu_{\text{еф}} = \frac{\tau_0}{\kappa_\gamma \cdot f} + k_R \cdot (\kappa_\gamma \cdot f)^{(n_R-1)} \\ \Delta p = \lambda_R \cdot [\tau_0 + k_R \cdot (\kappa_{QR} \cdot Q_{\text{реал}})^{n_R}] \cdot L_{\text{екв}} \end{cases}. \quad (2.78)$$

Гідравлічна потужність, яку розвиває насос, визначається добутком тиску на подачу

$$N_{\text{гид}} = \Delta p \cdot Q_{\text{реал}}. \quad (2.79)$$

З урахуванням сукупного ККД системи «гідропривод – насос» η_Σ , що включає об'ємні, механічні та гідравлічні втрати, потужність на валу насоса становить

$$N_{\text{вал}} = \frac{\Delta p \cdot Q_{\text{реал}}}{\eta_\Sigma}. \quad (2.80)$$

При цьому доцільно представити η_Σ як добуток базових значень ККД та функцій, що враховують вплив реології та геометрії

$$\eta_\Sigma = \eta_{ob0} \cdot \eta_{m0} \cdot \eta_{g0} \cdot \phi_{ob} \cdot \phi_m \cdot \phi_g.$$

Питома енерговитрата на перекачування одиниці об'єму розчину визначається як

$$e_V = \frac{N_{вал}}{Q_{реал}} = \frac{\Delta p}{\eta_{\Sigma}}. \quad (2.81)$$

Таким чином, енергоефективність гвинтового насоса зі зміненою геометрією гвинта стає функцією реологічних параметрів перекачуваного розчину, частоти обертання та комплексу геометричних і коригувальних коефіцієнтів.

2.4 Дослідження впливу реологічних властивостей розчинів на роботу гвинтового насоса зі зміненою геометрією гвинта при перекачуванні рідин різної густини

Реологічні властивості будівельних матеріалів визначають характер їхнього руху у робочих порожнинах гвинтового насоса, інтенсивність внутрішніх витоків, величину втрат тиску та енерговитрату приводу. Для цементних розчинів і фарб характерною є неньютонівська поведінка з наявністю граничної напруги зсуву, залежністю в'язкості від швидкості деформації, часову зміну ефективної в'язкості та суттєвим впливом густини на структуру потоку. У зв'язку з цим побудова математичної моделі повинна враховувати параметри реології, залежність цих параметрів від густини, а також режим витікання у каналах та зазорах насосної системи.

Для подальшого аналізу доцільно розглянути два характерні типи неньютонівських матеріалів: цементний (або цементно–піщаний) розчин та густу фарбу.

Розглянемо модель Гершеля–Балклі з урахуванням густини. Ця модель відображає поєднання пластичної складової та степеневий залежності напруги від швидкості деформації, що є характерним для дисперсних будівельних систем. Залежність параметрів $\tau_0(\rho)$, $\kappa_R(\rho)$ та $n_R(\rho)$ від густини ρ дозволяє кількісно врахувати зміну структурно–механічних властивостей внаслідок зміни складу, водовмісту, гранулометрії та ступеня структурованості розчину.

Збільшення густини призводить до посилення внутрішніх когезійних зв'язків та підвищення опору течії.

Напруга зсуву будівельного розчину описується залежністю

$$\tau = \tau_0(\rho) + k_R(\rho) \cdot \dot{\gamma}^{n_R(\rho)}, \quad (2.82)$$

де $\tau_0(\rho)$ – границя текучості (мінімальна напруга, за якої розчин переходить у стан течії);

$k_R(\rho)$ – консистенційний коефіцієнт;

$n_R(\rho)$ – показник неньютонівської поведінки ($n < 1$ – псевдопластичний, $n \approx 1$ – квазіньютонівський, $n > 1$ – дилатантний характер).

Залежність цих параметрів від густини можна описати, наприклад, степеневими або лінійними співвідношеннями

$$\tau_0(\rho) = \tau_{0ref} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^{a_\tau}, \quad (2.83)$$

$$k(\rho) = k_{ref} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^{a_k}, \quad (2.84)$$

$$n(\rho) = n_{ref} + a_n \cdot (\rho - \rho_{ref}), \quad (2.85)$$

де τ_{0ref} , k_{ref} , n_{ref} – значення параметрів при деякій еталонній густині;

ρ_{ref} , a_τ , a_k , a_n – коефіцієнти чутливості до зміни густини.

Зі збільшенням ρ зазвичай зростають $\tau_0(\rho)$ та $k_R(\rho)$ через збільшення частки твердих частинок і контактних взаємодій у системі. Така постановка забезпечує безпосереднє включення густини в реологічну модель, причому густина впливає не лише на інерційні члени рівнянь руху, а й на ефективну в'язкість, поріг текучості та характер неньютонівської поведінки.

Для аналізу течії в робочих порожнинах гвинтового насоса вводиться поняття еквівалентної (ефективної) в'язкості μ_{ef} , що пов'язує дотичну напругу і швидкість зсуву

$$\mu_{\text{эф}}(\dot{\gamma}, \rho) = \frac{\tau(\dot{\gamma}, \rho)}{\dot{\gamma}} = \frac{\tau_0(\rho)}{\dot{\gamma}} + k(\rho) \cdot [\dot{\gamma}]^{n(\rho)-1}. \quad (2.86)$$

При малих $\dot{\gamma}$ внесок $\frac{\tau_0(\rho)}{\dot{\gamma}}$ домінує, що відповідає наявності «жорсткої» пластичної складової і формуванню квазітвердої пробки; при більших $\dot{\gamma}$ зростає роль степеневого члена $k(\rho) \cdot [\dot{\gamma}]^{n(\rho)-1}$.

Для класифікації режиму течії використовується узагальнене число Рейнольдса для степеневих рідин

$$Re_g = \frac{\rho \cdot v_m^{2-n(\rho)} \cdot D_h^{n(\rho)}}{k(\rho) \cdot C_n}, \quad (2.87)$$

де v_m – середня швидкість у гідравлічному перерізі;

A_h, D_h – гідравлічний діаметр каналу (або еквівалентний діаметр порожнини);

C_n – коефіцієнт, що враховує форму профілю швидкості при неньютонівській течії.

Додатково введемо безрозмірне число Біггема (або близький за змістом параметр), яке для модифікованої моделі можна записати як

$$Bi = \frac{\tau_0(\rho) \cdot D_h}{k(\rho) \cdot v_m^{n(\rho)}} \quad (2.88)$$

При низьких значеннях Re_g і високих Bi формується ламінарний квазіпластичний режим з вираженою пробкою у центральній частині потоку; при зростанні Re_g та зменшенні Bi пробка руйнується, і режим течії наближається до класичної ламінарної степеневі течії; при ще вищих Re_g можливий перехід до квазітурбулентного або турбулентного режиму (переважно для менш густих розчинів і фарб).

Загальний перепад тиску, який має забезпечити гвинтовий насос для подачі розчину з заданою витратою Q , описується сумою статичної, фрикційної та місцевої складових

$$\Delta p = \Delta p_{\text{стат}} + \Delta p_{\text{фрик}} + \Delta p_{\text{місц}} \quad (2.89)$$

Статичний напір визначається

$$\Delta p_{\text{стат}} = \rho \cdot g \cdot \Delta z, \quad (2.90)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Δz – різниця відміток між входом і виходом системи.

Фрикційні втрати на ділянках довжиною L описуються

$$\Delta p_{\text{фрик}} = \lambda(Re_g, Bi, geom) \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2}{2}, \quad (2.91)$$

де $\lambda(Re_g, Bi, geom)$ – коефіцієнт тертя, який залежить від режиму течії та геометрії каналу (шорсткість, конфігурація порожнини, ступінь заповнення);

v_m – середня швидкість, м/с.

Місцеві втрати на поворотах, переходах перерізу, штуцерах, з'єднаннях враховуються через

$$\Delta p_{\text{міст}} = \sum \zeta_i \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2}{2}, \quad (2.92)$$

де ζ_i – коефіцієнти місцевих опорів, що залежать від конкретних елементів траси.

Зі зростанням густини відбувається збільшення як статичної, так і фрикційної складової, що вимагає від насоса більшого перепаду тиску, а отже і більшого крутного моменту та потужності гідропривода для підтримання тієї ж подачі.

Гвинтовий насос у складі штукатурного або розчиноподаючого агрегату, як правило, приводиться в дію гідромотором, який живиться від насосної станції високого тиску. Потужність, що подається гідроприводом на вал насоса, визначається як

$$P_{\text{вал}} = \eta_h \cdot p_h \cdot Q_h, \quad (2.93)$$

де η_h – загальний ККД гідропривода, що включає гідравлічні та механічні втрати;

p_h – тиск у гідролінії живлення гідромотора, Па;

Q_h – витрата робочої рідини, м³/год.

Необхідний крутний момент для подолання гідравлічного опору і забезпечення перепаду тиску Δp при заданому V_0 можна наближено записати як

$$M = \frac{\Delta p \cdot V_0}{2\pi\eta_m}, \quad (2.94)$$

де η_m – механічний ККД власне насоса, що враховує втрати на тертя в підшипниках, ущільненнях та деформацію еластомерного статора.

Зростання Δp , обумовлене збільшенням густини і реологічних параметрів $\tau_0(\rho)$, $k(\rho)$, приводить до пропорційного збільшення M , що при фіксованій потужності $P_{вал}$ гідропривода зменшує допустиму частоту обертання n . Таким чином, реологічні властивості будівельного розчину через Δp та M накладають обмеження на швидкісний режим роботи насоса, а отже, безпосередньо впливають на його продуктивність.

Таблиця 2.4 – Вплив густини будівельного розчину на реологічні характеристики та енергетичні показники роботи гвинтового насоса

Густина ρ , кг/м ³	τ_0 , Па	k , Па·с ⁿ	Δp , МПа	N, кВт
50	8	1,2	0,18	0,52
150	12	1,7	0,31	0,76
250	17	2,4	0,48	1,05
350	23	3,2	0,69	1,42
450	30	4,1	0,95	1,88
550	38	5,2	1,26	2,43

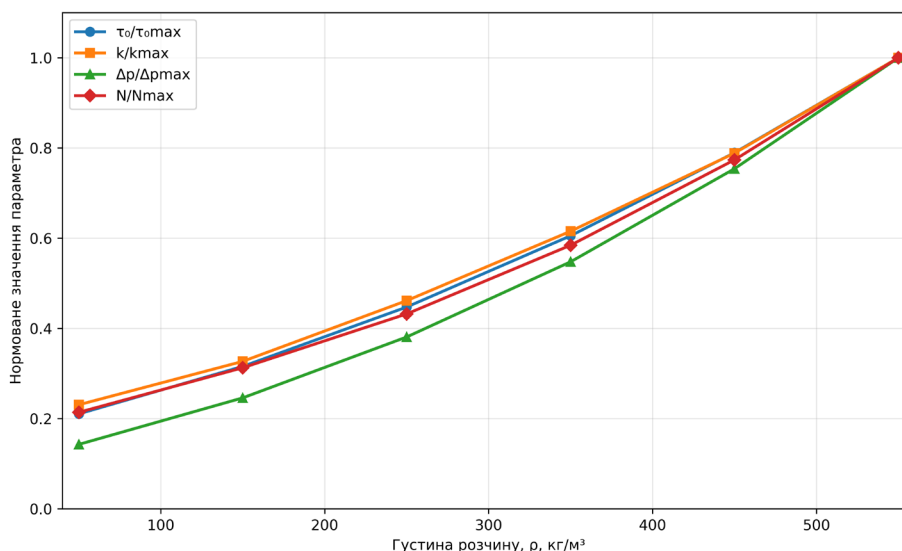


Рисунок 2.9 – Узагальнена залежність нормованих реологічних та енергетичних параметрів гвинтового насоса від густини розчину.

2.5 Визначення теоретичної енергоефективності гвинтового насоса

Одним із важливих показників роботи гвинтового насоса є його енергоефективність, яка характеризує здатність насосного обладнання забезпечувати необхідну продуктивність при мінімальних витратах енергії. Для насосів, що використовуються для перекачування будівельних розчинів, питання енергоефективності має особливе значення, оскільки перекачуване середовище характеризується підвищеною в'язкістю, наявністю твердих частинок та складною реологічною поведінкою.

Теоретична гідравлічна потужність, необхідна для транспортування будівельного розчину, визначається залежністю

$$N_T = \Delta p \cdot Q, \quad (2.95)$$

де N_T – теоретична гідравлічна потужність, Вт;

Δp – перепад тиску, створюваний насосом, Па;

Q – об'ємна продуктивність насоса, м³/с.

Фактична потужність приводу перевищує теоретичну через наявність механічних, гідравлічних та об'ємних втрат. Загальний коефіцієнт корисної дії насоса визначається співвідношенням

$$\eta = \frac{N_T}{N_{np}}, \quad (2.96)$$

де η – загальний коефіцієнт корисної дії насоса;

N_{np} – потужність, що підводиться до вала насоса, Вт.

Для оцінювання енергетичної ефективності процесу перекачування будівельних розчинів доцільно використовувати показник питомих енерговитрат

$$E = \frac{N_{np}}{Q}, \quad (2.97)$$

де E – питомі енерговитрати на транспортування одиниці об'єму матеріалу, кВт·год/м³

Зі збільшенням густини та ефективної в'язкості будівельного розчину зростають втрати тиску в насосі та трубопровідній системі, що призводить до збільшення необхідної потужності приводу і зниження енергоефективності насосної установки.

Для кількісної оцінки ефективності роботи гвинтового насоса введемо коефіцієнт енергетичної ефективності

$$K_e = \frac{Q}{N_{np}}, \quad (2.98)$$

де K_e – коефіцієнт енергетичної ефективності насоса, м³/(год·кВт)

Даний показник характеризує об'єм матеріалу, який може бути перекачаний насосом за одиницю витраченої потужності. Чим більше значення K_e , тим ефективніше використовується енергія приводу.

Аналіз залежностей (2.95)–(2.98) показує, що максимальна енергоефективність досягається при раціональному поєднанні геометричних параметрів гвинтової

пари, частоти обертання ротора та реологічних характеристик перекачуваного середовища. Зростання густини розчину супроводжується збільшенням необхідного крутного моменту та навантаження на гідропривід, що призводить до зменшення коефіцієнта енергетичної ефективності.

Визначення теоретичної енергоефективності гвинтового насоса дозволяє оцінити вплив конструктивних і режимних параметрів на енергетичні витрати процесу перекачування та обґрунтувати раціональні режими роботи насосного обладнання при транспортуванні будівельних розчинів різної густини.

Таблиця 2.5 – Розрахункові значення коефіцієнта енергетичної ефективності гвинтового насоса при перекачуванні розчинів різної густини

Густина ρ, кг/м³	Продуктивність Q, м³/год	Потужність N, кВт	Коефіцієнт енергетичної ефективності K_e, м³/(год·кВт)
1050	1,75	0,52	3,37
1150	1,72	0,76	2,26
1250	1,68	1,05	1,60
1350	1,62	1,42	1,14
1450	1,55	1,88	0,82
1550	1,47	2,43	0,60

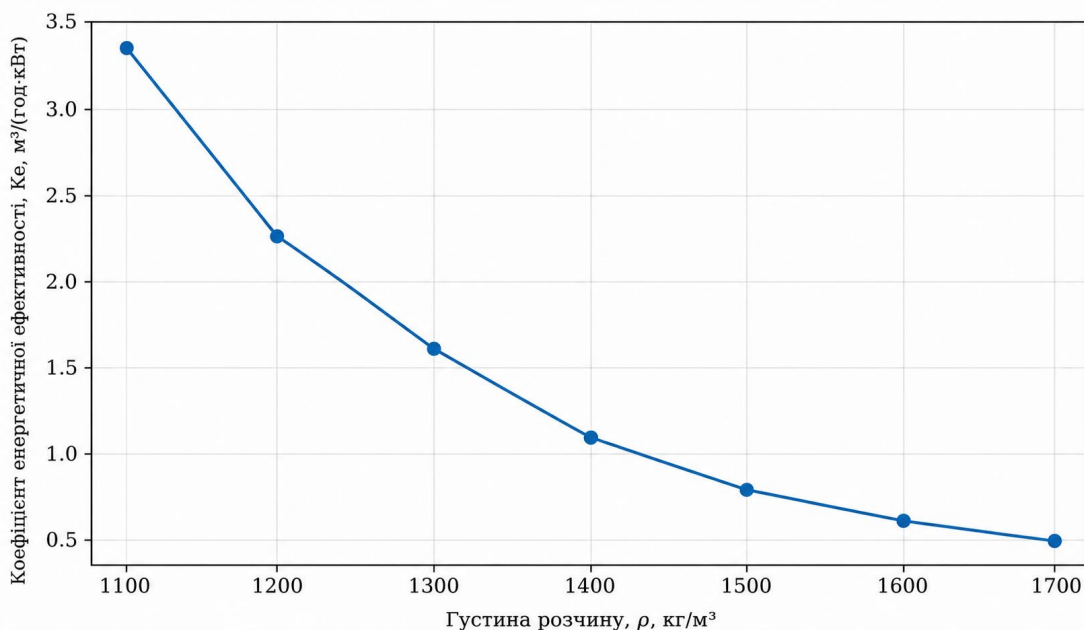


Рисунок 2.13 – Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності гвинтового насоса від густини будівельного розчину

З аналізу отриманої залежності видно, що зі збільшенням густини будівельного розчину коефіцієнт енергетичної ефективності гвинтового насоса зменшується. Це пояснюється зростанням втрат тиску в робочих порожнинах насоса та трубопровідній системі, а також збільшенням необхідної потужності приводу для забезпечення заданої подачі матеріалу. Найвищі значення коефіцієнта енергетичної ефективності спостерігаються при перекачуванні малов'язких середовищ з густиною до 1050 кг/м³. При подальшому збільшенні густини інтенсивність зниження показника зростає, що свідчить про необхідність оптимізації геометричних параметрів гвинтової пари та режимів роботи приводу для забезпечення раціонального енергоспоживання.

2.6 Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору

Ефективність роботи таких машин значною мірою визначається параметрами руху матеріалу в проточній частині системи подачі, зокрема у вихідних насадках,

які формують структуру струменя, швидкість витікання та рівномірність розподілу розчину на робочій поверхні.

Будівельні розчини належать до складних багатокомпонентних середовищ із вираженими реологічними властивостями, які істотно відрізняються від характеристик ньютонівських рідин. Їх поведінка під час руху через насадки визначається не лише перепадом тиску, а й густиною, пластичною в'язкістю, порогом текучості та структурною неоднорідністю суміші. У зв'язку з цим форма вихідного отвору насадка суттєво впливає на швидкісні характеристики потоку, величину гідравлічних втрат та стабільність процесу транспортування матеріалу.

У процесі роботи штукатурних агрегатів застосовуються насадки різної геометричної форми: круглі, щілинні, конічні, конфузорні та прямокутні. Кожен із цих типів забезпечує різні умови формування струменя будівельного розчину та впливає на параметри витрати матеріалу. Проте на сьогодні відсутні узагальнені математичні моделі, які дозволяли б оцінити вплив форми вихідного отвору насадка на характеристики потоку будівельних розчинів із різними фізико-механічними властивостями.

Врахування впливу геометрії насадків на параметри перекачування в умовах змінної густини та реологічних характеристик середовища, характерно для сучасних технологій приготування та транспортування будівельних сумішей. Це обумовлює необхідність розроблення математичної моделі процесу руху будівельних розчинів через насадки різної форми з урахуванням їх конструктивних параметрів і властивостей робочого середовища.

Сучасні технології виконання будівельних робіт передбачають широке застосування механізованих способів транспортування та нанесення будівельних розчинів із використанням штукатурних агрегатів, розчинонасосів, установок та інших машин безперервної дії. Ефективність функціонування таких технічних систем значною мірою визначається стабільністю процесу подачі матеріалу та параметрами формування струменя на виході з транспортуючих елементів обладнання. Одним із ключових елементів, що впливають на ці характеристики, є

вихідний насадок, геометрія якого визначає структуру потоку, швидкість витікання середовища, втрати тиску та рівномірність розподілу матеріалу.

Будівельні розчини належать до складних багатокомпонентних дисперсних середовищ із вираженими в'язкопластичними властивостями, які суттєво відрізняються від характеристик ньютонівських рідин. Їх реологічна поведінка залежить від густини, концентрації твердої фази, водоцементного відношення, температури та швидкості деформації. У процесі проходження через насадки різної форми вихідного отвору ці властивості визначають характер зміни швидкісного поля потоку, величину місцевих гідравлічних втрат та умови формування струменя. Форма вихідного отвору насадка істотно впливає на ефективність транспортування матеріалу та якість виконання технологічних операцій нанесення будівельних сумішей.

У практиці експлуатації штукатурних станцій та розчинонасосів застосовуються насадки різної геометричної конфігурації: круглі, щілинні, прямокутні, конічні, конфузорні та дифузорні. Кожен із зазначених типів забезпечує різні умови формування струменя та характеризується відмінними значеннями коефіцієнтів місцевого опору, швидкості витікання середовища та енергетичних витрат на транспортування матеріалу. Проте вибір геометричних параметрів насадків у більшості випадків здійснюється на основі експериментального досвіду або спрощених інженерних залежностей без урахування комплексного впливу фізико–механічних характеристик будівельних розчинів.

Недостатнє врахування впливу геометрії насадка на параметри течії призводить до підвищених втрат тиску, нерівномірності подачі матеріалу та зниження ефективності роботи транспортуючих систем.

Аналіз наявних наукових досліджень показує, що більшість математичних моделей процесу транспортування будівельних розчинів орієнтована переважно на опис руху середовища в трубопроводах постійного поперечного перерізу та не враховує особливостей течії в елементах зі змінною геометрією вихідного каналу. Разом із тим відсутні узагальнені залежності, які дозволяють оцінити вплив форми

вихідного отвору насадка на витратні характеристики потоку з урахуванням реологічних властивостей середовища.

У зв'язку з цим виникає необхідність розроблення математичної моделі процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору, яка дозволить встановити взаємозв'язок між геометричними параметрами насадки, фізико-механічними характеристиками робочого середовища та основними гідродинамічними параметрами потоку.

Реалізація такого підходу забезпечить підвищення ефективності роботи розчинонасосного обладнання та створить передумови для обґрунтованого вибору конструктивних параметрів вихідних насадків залежно від технологічних умов їх застосування.

У сучасних штукатурних агрегатах і розчинонасосах застосовуються насадки різної геометричної форми (рис.2.14), серед яких найбільш поширеними є круглі, щілинні, прямокутні, конфузорні та дифузорні.

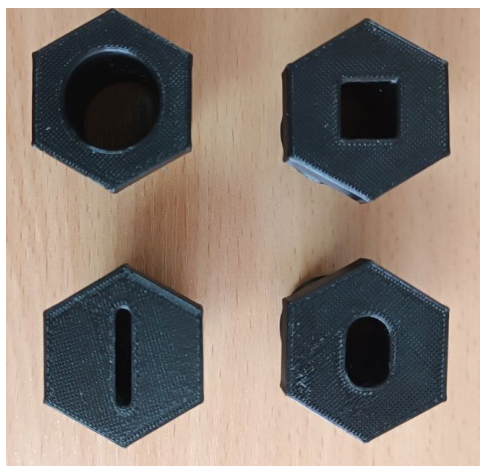


Рисунок 2.14 – Види насадок з різною формою вихідного отвору

Круглі насадки забезпечують формування осесиметричного струменя з рівномірним розподілом швидкостей у поперечному перерізі потоку та характеризуються мінімальними втратами напору під час транспортування середовища. Вони є універсальними та широко використовуються для подачі цементних і гіпсових розчинів різної густини.

Щілинні насадки формують плоский струмінь матеріалу, що забезпечує рівномірніше нанесення будівельного розчину на поверхню під час виконання опоряджувальних робіт. Така геометрія дозволяє підвищити якість формування шару покриття, однак супроводжується збільшенням гідравлічного опору через нерівномірність розподілу швидкостей у поперечному перерізі каналу.

Конфузорні насадки сприяють прискоренню потоку за рахунок поступового зменшення площі поперечного перерізу каналу, що забезпечує перетворення потенціальної енергії тиску в кінетичну енергію руху середовища. Це дозволяє підвищити дальність транспортування будівельного розчину та покращити умови його нанесення на поверхню конструкцій. Використання конфузорних насадків є особливо ефективним під час транспортування розчинів підвищеної густини.

Процес перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору є складним багатофакторним процесом, у якому одночасно проявляються гідродинамічні, реологічні та структурно–механічні властивості середовища.

На відміну від класичного витікання ньютонівських рідин через отвори постійного перерізу, у випадку будівельних розчинів рух потоку визначається не лише перепадом тиску і площею вихідного отвору, а й порогом текучості, пластичною в'язкістю, структурною перебудовою суміші, її густиною, а також геометричною формою насадка.

В даному випадку витрату рідини можна визначити як

$$Q = A_e v_e, \quad (2.99)$$

де Q – витрата середовища, м³/с;

A_e – еквівалентна площа живого перерізу потоку на виході з насадка, м²;

v_e – еквівалентна швидкість витікання, м/с.

Введемо залежність

$$A_e = A_0 k_f k_s, \quad (2.100)$$

де A_0 – геометрична площа вихідного отвору насадка, м²;

k_f – коефіцієнт форми вихідного отвору, який враховує вплив геометрії насадка на ефективність використання перерізу;

k_s – коефіцієнт структурної суцільності потоку, який враховує наявність застійних зон, локального розшарування та неоднорідності суміші.

Коефіцієнт k_f пропонується визначати як функцію геометрії вихідного отвору

$$k_f = \frac{4\pi A_0}{P^2} k_\alpha, \quad (2.101)$$

де P – змочуваний периметр вихідного отвору, м;

k_α – коефіцієнт поздовжньої трансформації потоку, який враховує конічність, конфузорність або дифузорність насадка.

Перший множник у формулі (2.100) характеризує ступінь відхилення форми отвору від круглої, а k_α враховує вплив зміни площі вздовж довжини насадка. Для циліндричного насадка $k_\alpha = 1$, для конфузорного $k_\alpha > 1$, для дифузорного $k_\alpha < 1$.

Еквівалентну швидкість потоку на виході запропоновано визначати з урахуванням не лише перепаду тиску, але й здатності суміші до течії

$$v_e = k_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta p - \Delta p_\tau - \Delta p_\mu - \Delta p_{str})}, \quad (2.102)$$

де k_d – коефіцієнт динамічної адаптації потоку, що враховує вплив пульсацій подачі та перебудову швидкісного профілю;

ρ – густина середовища, кг/м³;

Δp – загальний перепад тиску на насадку, Па;

Δp_τ – складова втрат тиску на подолання порогу текучості, Па;

Δp_μ – складова втрат тиску, пов’язана з в’язкісним тертям, Па;

Δp_{str} – складова втрат тиску на структурну перебудову суміші, Па.

Для будівельних розчинів, що проявляють в’язкопластичні властивості, подолання порогу текучості є обов’язковою умовою початку руху. Тому вводимо вираз

$$\Delta p_\tau = k_y \tau_0 \frac{L_n}{d_e}, \quad (2.103)$$

де k_y – коефіцієнт подолання текучості, який враховує, наскільки форма насадка сприяє або перешкоджає запуску течії;

τ_0 – поріг текучості середовища, Па;

L_n – довжина насадка, м;

d_e – еквівалентний гідравлічний діаметр вихідного каналу, м.

На відміну від стандартного підходу, коефіцієнт k_y у моделі дозволяє врахувати, що для щілинних, прямокутних та складнопрофільних насадків запуск течії відбувається в інших умовах, ніж для круглих.

В’язкісну складову втрат тиску пропонується визначати через узагальнену ефективну в’язкість

$$\Delta p_\mu = k_\mu \mu_e \frac{L_n v_e}{d_e^2}, \quad (2.104)$$

де k_μ – коефіцієнт в’язкісної чутливості насадка, який враховує вплив форми каналу на інтенсивність зсувних деформацій;

μ_e – ефективна в’язкість середовища, Па·с.

Для опису реологічних властивостей суміші доцільно використовувати модифіковану модель Гершеля–Балклі, але доповнити її структурним множником

$$\tau = \tau_0 + K (\dot{\gamma})^n k_r, \quad (2.105)$$

де τ – напруження зсуву, Па;

K – консистентний коефіцієнт, Па·сⁿ;

$\dot{\gamma}$ – швидкість зсуву, с^{-1} ;

n – показник течії;

k_r – коефіцієнт реологічної перебудови, що враховує руйнування або відновлення структури суміші в зоні насадку.

Ефективну в'язкість при цьому визначаємо як

$$\mu_e = \frac{\tau_0}{\dot{\gamma} + \varepsilon} + K(\dot{\gamma})^{n-1} k_r, \quad (2.106)$$

де ε – малий параметр, що запобігає математичній невизначеності при малих швидкостях зсуву.

Для будівельних розчинів важливо врахувати, що при проходженні через насадок відбувається часткове руйнування внутрішньої структури, а отже, і зміна ефективної в'язкості. Тому коефіцієнт k_r можна подати як

$$k_r = 1 - k_{th}(1 - e^{-b\dot{\gamma}}), \quad (2.107)$$

де k_{th} – коефіцієнт, який характеризує зменшення внутрішнього опору суміші під дією зсуву;

b – параметр інтенсивності структурної перебудови.

Тоді структурні втрати тиску, пов'язані не з класичним тертям, а саме з руйнуванням і перебудовою внутрішньої структури суміші, пропонується описати виразом

$$\Delta p_{str} = k_{str} \rho \left(\frac{v_e^2}{2} \right) (1 - k_r), \quad (2.108)$$

де k_{str} – коефіцієнт структурних втрат, який відображає енерговитрати на зміну внутрішнього стану середовища.

Таким чином, підставивши (2.101), (2.102), (2.103), (2.104), (2.105), (2.106) у загальний вираз (2.100), отримаємо узагальнену модель витрати

$$Q = A_0 k_f k_s k_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[\Delta p - k_y \tau_0 \frac{L_n}{d_e} - k_\mu \mu_e \frac{L_n}{d_e^2} v_e - k_{str} \rho \left(\frac{v_e^2}{2} \right) (1 - k_r) \right]}. \quad (2.109)$$

Ця залежність є нелінійною, оскільки швидкість v_e входить як безпосередньо, так і опосередковано через ефективну в'язкість μ_e та коефіцієнт реологічної перебудови k_r . Саме це і відображає реальну поведінку будівельних розчинів, для яких зміна геометрії насадка призводить не лише до локальної зміни швидкості, а й до перебудови всієї структури потоку.

Для практичного використання моделі доцільно ввести ще один узагальнений критерій – коефіцієнт насадкової ефективності

$$K_n = \frac{Q}{N} = \frac{Q}{\Delta p Q} = \frac{1}{\Delta p}, \quad (2.110)$$

у простому вигляді, а для порівняння геометрій краще застосувати модифікований критерій

$$K_{ne} = \frac{Q k_s k_r}{\Delta p}, \quad (2.111)$$

де K_{ne} – коефіцієнт ефективності насадка, який одночасно враховує продуктивність, структурну суцільність потоку та реологічну стабільність середовища.

Чим більше значення K_{ne} , тим раціональнішою є форма насадка для конкретного типу будівельного розчину. Це дозволяє не просто оцінювати витрату, а й підбирати геометрію вихідного отвору за комплексним критерієм.

Запропонована система дозволяє описати процес витікання будівельних розчинів через насадки як поєднання геометричного, гідродинамічного та реологічного перетворення потоку.

Саме це робить модель значно ширшою за класичні залежності для ньютонівських рідин або спрощені схеми Бінгама.

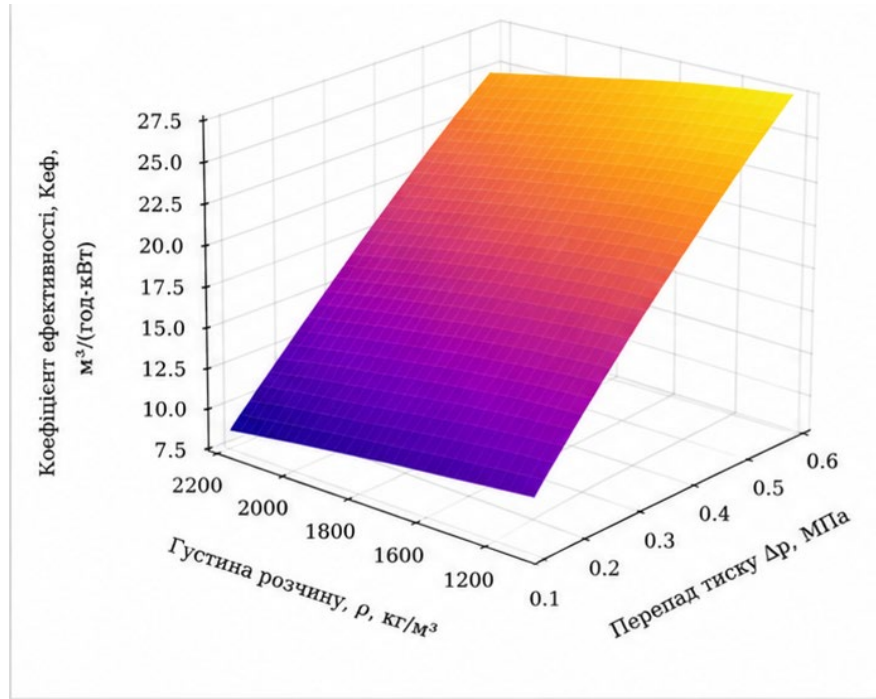


Рисунок 2.15 – Поверхня зміни витрати будівельного розчину залежно від перепаду тиску та густини середовища для штукатурного агрегату.

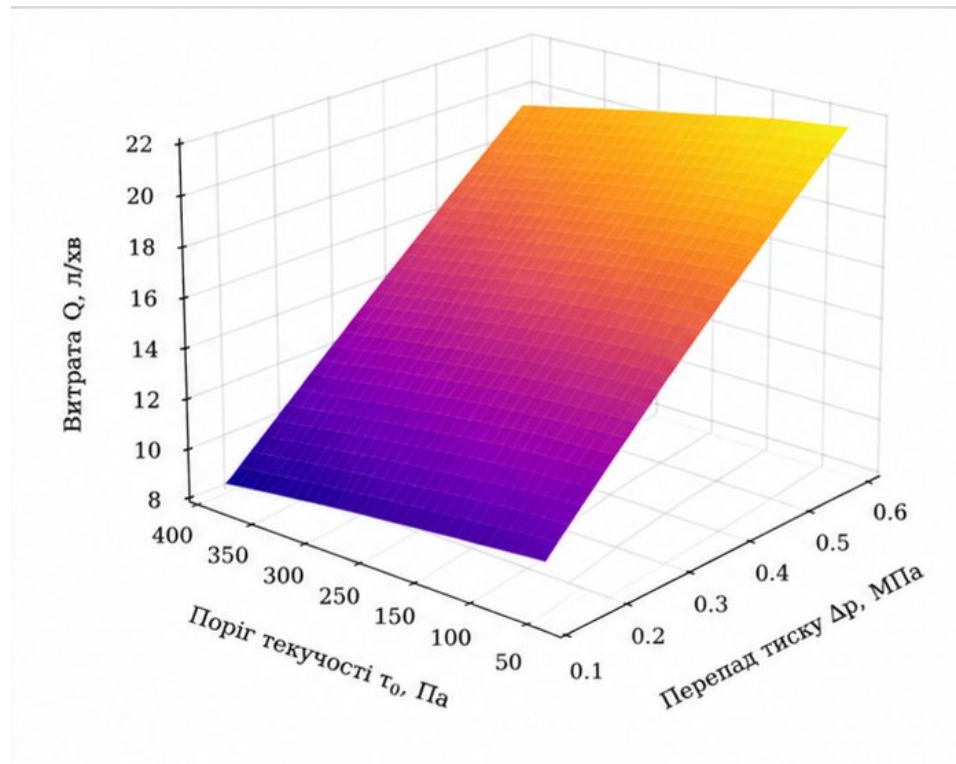


Рисунок 2.16 – Поверхня зміни витрати будівельного розчину залежно від перепаду тиску та порогу текучості

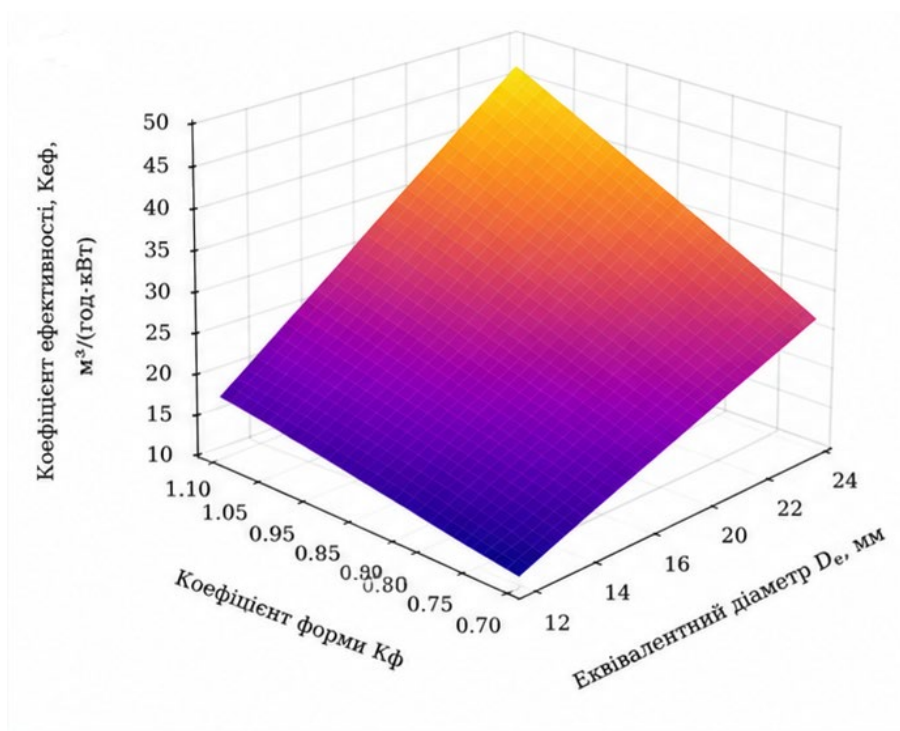


Рисунок 2.17 – Поверхня впливу еквівалентного діаметра насадка та коефіцієнта форми вихідного отвору на витрату матеріалу

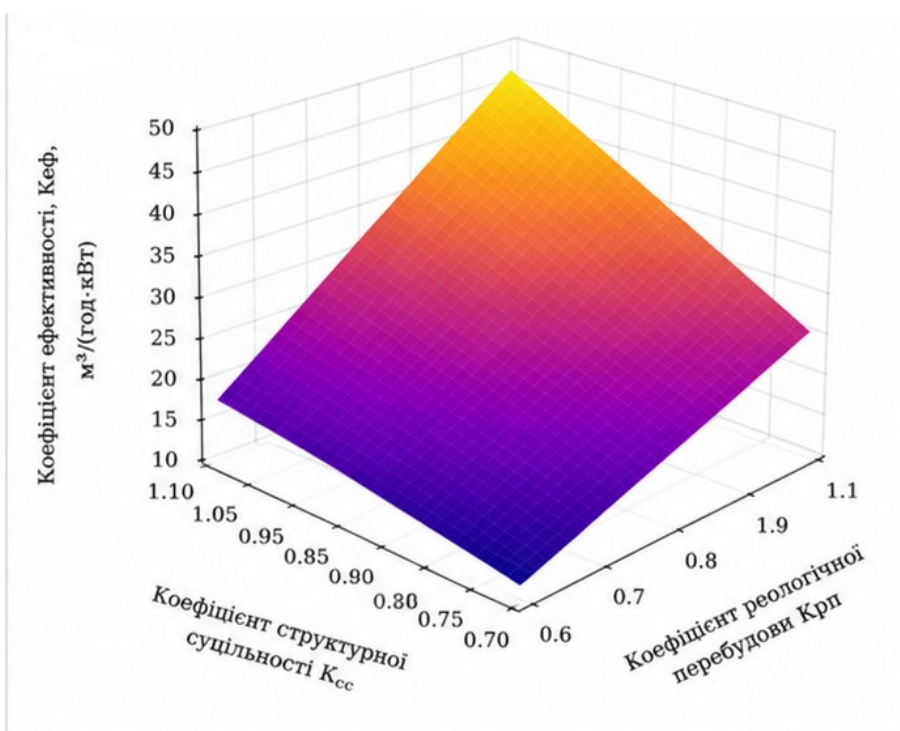


Рисунок 2.18 – Поверхня зміни узагальненого коефіцієнта ефективності насадка залежно від коефіцієнта реологічної перебудови та коефіцієнта структурної суцільності потоку.

На рисунку 2.15 отримано поверхню залежності витрати будівельного розчину від перепаду тиску та густини середовища показує, що визначальним фактором інтенсифікації процесу транспортування є збільшення перепаду тиску на вихідному насадку. При зростанні перепаду тиску в діапазоні 0,05–0,60 МПа спостерігається нелінійне підвищення витрати матеріалу, що пояснюється квадратичною залежністю швидкості витікання від енергетичних параметрів потоку.

Водночас збільшення густини середовища в інтервалі 1200–2200 кг/м³ призводить до зменшення витрати матеріалу через підвищення інерційного опору руху потоку в каналі насадка. Особливо помітний вплив густини проявляється при роботі з цементними розчинами підвищеної концентрації, для яких характерне зростання енерговитрат на транспортування.

Отримані результати підтверджують доцільність урахування густини будівельної суміші під час вибору режимів роботи штукатурного агрегату та геометричних параметрів вихідного насадка, що дозволяє підвищити ефективність процесу перекачування матеріалу.

Рисунок 2.16 показує залежності витрати матеріалу від перепаду тиску та порогу текучості, демонструє суттєвий вплив реологічних характеристик будівельних розчинів на параметри їх транспортування через насадки змінної геометрії. Встановлено, що зі збільшенням порогу текучості в діапазоні 50–400 Па спостерігається поступове зменшення витрати матеріалу, що пояснюється необхідністю додаткових енергетичних витрат на подолання структурної міцності середовища.

При цьому підвищення перепаду тиску дозволяє компенсувати негативний вплив високого порогу текучості, забезпечуючи рівномірний режим транспортування навіть для густих штукатурних і цементних розчинів. Особливо інтенсивне зростання витрати спостерігається в області середніх значень порогу текучості, що відповідає найбільш поширеним будівельним сумішам, які застосовуються в опоряджувальних роботах.

Аналіз поверхні залежності витрати матеріалу (рис.2.17) від еквівалентного діаметра вихідного отвору та коефіцієнта форми насадка показує, що геометричні параметри проточної частини істотно впливають на продуктивність процесу транспортування будівельних сумішей. Збільшення еквівалентного діаметра насадка в межах 12–25 мм забезпечує суттєве підвищення витрати матеріалу завдяки зменшенню гідравлічного опору потоку.

Одночасно зі збільшенням коефіцієнта форми вихідного отвору, який характеризує ступінь оптимізації геометрії насадка, спостерігається додаткове зростання витрати матеріалу, що пояснюється покращенням умов формування швидкісного профілю потоку та зменшенням локальних втрат тиску.

Отримані результати свідчать про доцільність застосування конфузорних насадків або насадків із раціонально сформованою геометрією вихідного каналу для підвищення ефективності роботи штукатурних агрегатів.

Побудована поверхня (рис.2.18) залежності узагальненого коефіцієнта ефективності насадка від коефіцієнта реологічної перебудови та коефіцієнта структурної суцільності потоку дозволяє комплексно оцінити вплив внутрішньої структури будівельного розчину на параметри його транспортування через вихідні насадки.

Встановлено, що зі збільшенням коефіцієнта реологічної перебудови потоку спостерігається підвищення ефективності насадка, що пов'язано зі зменшенням ефективної в'язкості середовища в зоні інтенсивних зсувних деформацій. Одночасно зростання коефіцієнта структурної суцільності потоку сприяє більш рівномірному розподілу швидкостей у поперечному перерізі струменя та зменшенню локальних енергетичних втрат.

2.7 Комп'ютерне моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору

Для аналізу процесів транспортування будівельних розчинів використано методи чисельного моделювання (рис. 2.19-2.22) течії в'язкопластичних середовищ

у каналах складної геометричної форми. Моделювання проводилося для насадок із круглим, квадратним, прямокутним та щілинним вихідними отворами за однакових початкових умов подачі матеріалу. При цьому враховувалися реологічні характеристики будівельних розчинів, отримані на попередніх етапах дослідження.

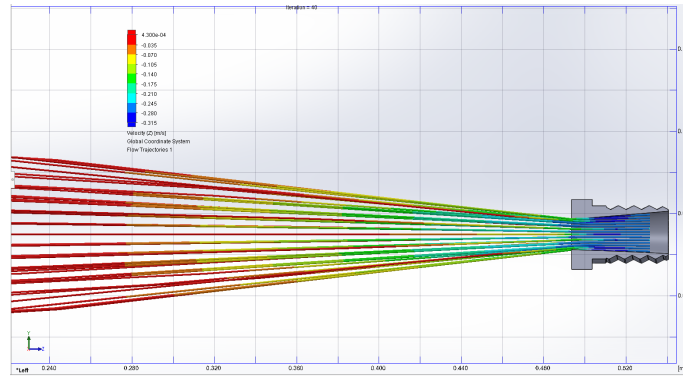


Рисунок 2.19 – Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору (збільшений отвір і густий розчин)

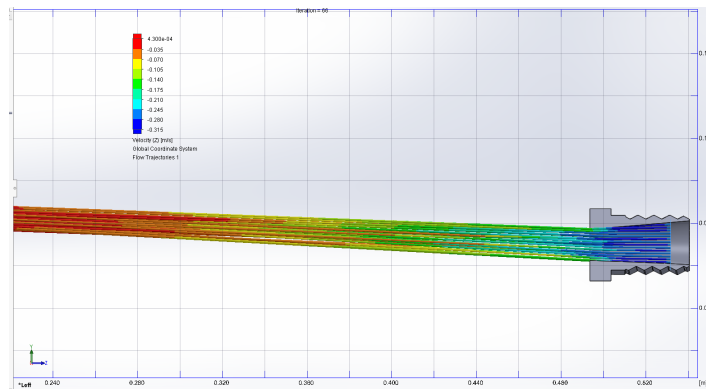


Рисунок 2.20 – Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору (збільшений отвір і рідкий розчин)

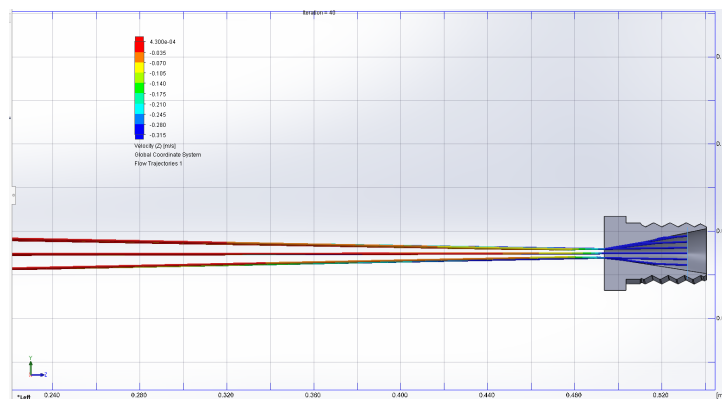


Рисунок 2.21 – Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору (вузький отвір і густий розчин)

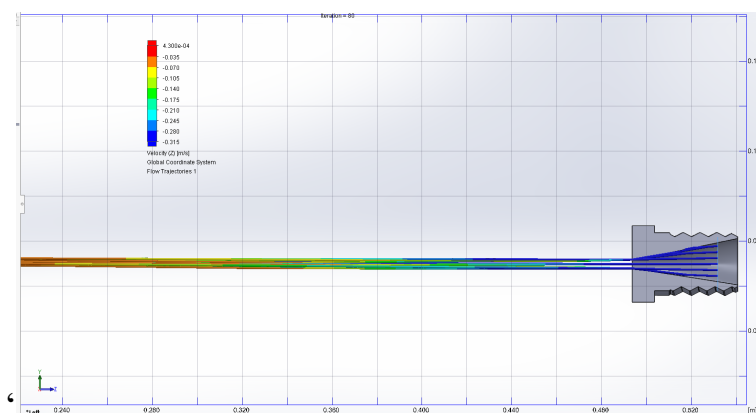


Рисунок 2.22 – Моделювання процесу перекачування будівельних розчинів та рідин через насадки з різною формою вихідного отвору (вузький отвір і рідкий розчин)

У процесі моделювання прийнято такі основні припущення:

- потік розчину є неперервним;
- температура середовища залишається сталою протягом усього процесу;
- стінки насадки вважаються абсолютно жорсткими та нерухомими;
- вплив зовнішніх факторів на процес витікання не враховується;
- реологічні властивості матеріалу описуються моделлю Гершеля–Балклі.

На вхідній ділянці моделі задавалася постійна витрата розчину, що відповідає робочим режимам гвинтового насоса. У результаті розрахунку визначалися поля швидкостей, розподіл тиску та втрати напору в межах досліджуваних насадок.

Результати комп'ютерного моделювання дозволили встановити найбільш раціональну форму вихідного отвору з точки зору забезпечення рівномірності потоку та мінімізації гідравлічних втрат. Очікується, що насадки з плавною зміною геометрії та мінімальною кількістю зон локального опору забезпечуватимуть найбільшу швидкість витікання при найменших енерговтратах.

2.8 Обґрунтування раціональних параметрів гвинтового насоса безперервної дії

Аналіз закономірностей процесу транспортування будівельних розчинів у робочих камерах гвинтового насоса безперервної дії показує, що ефективність його функціонування значною мірою визначається геометричними параметрами гвинтового робочого органу, умовами руху середовища в трубопровідній системі подачі та узгодженням режимів роботи приводу з реологічними характеристиками перекачуваного матеріалу. При цьому істотний вплив на величину фактичної подачі насоса мають внутрішні витоки між робочими камерами, втрати тиску в зоні контакту ротора і статора, а також зміна геометрії ущільнювальних поверхонь унаслідок їх поступового зношування під час експлуатації. Зазначені фактори призводять до зниження коефіцієнта корисної дії насосного вузла та погіршення рівномірності транспортування будівельного розчину трубопровідними магістралями.

Встановлено, що одним із основних напрямів підвищення ефективності роботи гвинтового насоса є удосконалення геометричних параметрів гвинтового робочого органу шляхом обґрунтування раціональних значень кроку спіралі, числа заходів гвинта, довжини робочої частини ротора та амплітуди профілю його контактної поверхні. Зміна зазначених параметрів дозволяє збільшити об'єм замкнених робочих камер, підвищити герметичність зон контакту ротора і статора та зменшити величину внутрішніх витоків матеріалу між сусідніми камерами. У результаті цього забезпечується підвищення стабільності подачі будівельного розчину та зменшення енергетичних витрат на його транспортування трубопровідною системою.

Застосування багатозаходних профілів гвинтових робочих органів, забезпечують формування більшої кількості транспортних камер уздовж осі насоса та сприяють підвищенню рівномірності переміщення середовища. Збільшення числа заходів гвинта дозволяє підвищити теоретичний об'єм подачі за один оберт

ротора, а також зменшити амплітуду коливань витрати матеріалу в процесі його транспортування. Це забезпечує більш стабільний режим роботи насосного обладнання та знижує динамічні навантаження на елементи трубопровідної системи подачі.

Суттєвим фактором, що впливає на ефективність функціонування гвинтового насоса, є реологічні характеристики будівельних розчинів, зокрема ефективна в'язкість середовища, граничне напруження зсуву та наявність твердих включень у його структурі. Зміна зазначених параметрів призводить до відповідної зміни умов течії матеріалу в робочих камерах насоса та трубопровідній системі подачі, що супроводжується збільшенням втрат тиску та зменшенням фактичної продуктивності насосного обладнання. Урахування впливу реологічних характеристик будівельних розчинів під час побудови математичної моделі процесу їх транспортування дозволяє уточнити залежності між конструктивними параметрами гвинтового вузла та режимами роботи насоса, що створює передумови для підвищення точності визначення його робочих характеристик.

Важливим напрямом удосконалення параметрів гвинтового насоса є врахування зміни геометричних параметрів контактних поверхонь ротора і статора внаслідок їх зношування під час тривалої експлуатації. Збільшення зазорів між робочими поверхнями призводить до зростання внутрішніх витоків матеріалу та зниження фактичної подачі насоса, що обумовлює необхідність урахування цього явища під час розроблення математичних моделей процесу транспортування будівельних розчинів. Уведення відповідних поправочних коефіцієнтів до розрахункових залежностей дозволяє більш точно оцінювати робочі параметри насосного обладнання в реальних умовах його використання.

Суттєвим резервом підвищення ефективності роботи гвинтового насоса безперервної дії є застосування гідравлічного приводу, який забезпечує можливість безступеневого регулювання частоти обертання гвинтового робочого органу залежно від реологічних характеристик перекачуваного середовища та умов його транспортування трубопровідною системою. Використання регульованого гідроприводу дозволяє підтримувати раціональні режими подачі матеріалу,

зменшувати динамічні навантаження на елементи насосного вузла та забезпечувати підвищення ресурсу його роботи в умовах змінних технологічних параметрів процесу транспортування будівельних розчинів.

Крім того, важливим напрямом удосконалення параметрів гвинтового насоса є узгодження конструктивних характеристик робочого органу з умовами руху матеріалу в трубопровідній системі подачі. Раціональний вибір діаметра трубопроводу, довжини транспортної магістралі та режимів роботи насосного обладнання дозволяє зменшити втрати тиску під час переміщення середовища та підвищити стабільність функціонування технологічної системи подачі будівельних розчинів у складі штукатурних агрегатів.

Таким чином, підвищення ефективності роботи гвинтового насоса безперервної дії досягається шляхом комплексного врахування геометричних параметрів гвинтового робочого органу, реологічних характеристик будівельних розчинів та режимів роботи гідравлічного приводу під час побудови математичної моделі процесу транспортування середовища. Отримані результати створюють теоретичні передумови для подальшого обґрунтування конструктивних і режимних параметрів насосного обладнання та підвищення ефективності його використання у складі штукатурних агрегатів.

2.7 Висновки до розділу 2

1. Розроблено конструктивну схему штукатурного агрегату, виконано теоретичне дослідження робочого процесу гвинтового насоса безперервної дії, призначеного для транспортування будівельних розчинів у складі штукатурних агрегатів, та розроблено математичну модель процесу подачі матеріалу з урахуванням конструктивних параметрів гвинтового вузла, реологічних характеристик середовища, режимів роботи гідравлічного приводу та умов формування потоку в трубопровідній системі і вихідній насадці.

2. Встановлено закономірності переміщення будівельного розчину в замкнених робочих камерах, утворених поверхнями ротора і статора, що дозволило

сформувати розрахункову схему процесу транспортування матеріалу вздовж осі насоса та визначити вплив геометричних параметрів гвинтової пари на величину подачі, перепад тиску і втрати енергії в насосному вузлі.

3. Розроблено математичну модель транспортування будівельних розчинів у робочій камері гвинтового насоса, яка враховує геометрію гвинтового робочого органу, частоту його обертання, внутрішні витоки через зазори між контактними поверхнями, а також гідродинамічні характеристики потоку. Отримані аналітичні залежності дозволяють визначати продуктивність насоса, перепад тиску та коефіцієнт подачі залежно від конструктивних і режимних параметрів насосного обладнання.

4. Встановлено вплив реологічних характеристик будівельних розчинів, зокрема ефективної в'язкості, граничного напруження зсуву та наявності твердих включень, на параметри процесу їх транспортування гвинтовим насосом і трубопровідною системою подачі. Показано, що зміна цих характеристик призводить до відповідної зміни втрат тиску в робочих камерах насоса та елементах транспортної магістралі, що необхідно враховувати під час визначення робочих параметрів насосного обладнання.

5. Отримано залежності, які встановлюють взаємозв'язок між геометричними параметрами гвинтової пари, частотою обертання ротора та продуктивністю насоса, що дозволяє обґрунтовувати раціональні параметри гвинтового робочого органу для забезпечення рівномірної подачі будівельного розчину без пульсацій та зниження енергетичних витрат на його транспортування.

6. Досліджено вплив режимів роботи гідравлічного приводу на робочі характеристики гвинтового насоса та встановлено закономірності зміни витрати матеріалу і перепаду тиску залежно від частоти обертання гвинтового робочого органу.

7. Показано, що застосування гідравлічного приводу забезпечує можливість узгодження параметрів подачі з реологічними характеристиками будівельних розчинів і дозволяє підвищити рівномірність функціонування насосного обладнання в умовах змінних технологічних навантажень.

8. Виконано теоретичний аналіз процесу руху будівельного розчину у вихідних каналах і екструзійних насадках штукатурного агрегату та встановлено вплив геометричних параметрів вихідного отвору на структуру потоку матеріалу, величину локальних втрат тиску та рівномірність формування струменя. Показано, що форма і розміри вихідної насадки визначають характер розподілу швидкостей у потоці та умови формування шару матеріалу під час його нанесення на поверхню.

9. Отримано аналітичні залежності, які описують взаємозв'язок між параметрами подачі гвинтового насоса, геометрією вихідної насадки та перепадом тиску на вихідному перерізі, що дозволяє узгоджувати режими роботи насосного обладнання з параметрами формування потоку будівельного розчину під час його транспортування і нанесення.

10. Сформовано теоретичні основи визначення конструктивних і режимних параметрів гвинтового насоса безперервної дії з урахуванням реологічних характеристик будівельних розчинів та геометричних параметрів вихідних насадок, що створює наукову основу для подальшого експериментального дослідження процесів транспортування і нанесення матеріалу та перевірки адекватності розробленої математичної моделі.

10. Результати комп'ютерного моделювання дозволяють встановити найбільш раціональну форму вихідного отвору з точки зору забезпечення рівномірності потоку та мінімізації гідравлічних втрат.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ, ОСНАЩЕНОГО ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА ГВИНТОВИМ НАСОСОМ ЗІ ЗМІНЕНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ ГВИНТА

3.1 Програма досліджень

Програма експериментальних досліджень роботи штукатурного агрегату, оснащеного гідравлічним приводом та гвинтовим насосом зі зміненою геометрією гвинта, розроблена з урахуванням поставленої мети та сформульованих задач теоретичних і експериментальних досліджень. Вона передбачає послідовне проведення комплексу дослідів, спрямованих на встановлення кількісних закономірностей впливу геометричних параметрів гвинта, режимів роботи гідроприводу та реологічних характеристик будівельних розчинів різної густини на продуктивність, тиск та енергоємність роботи модернізованого штукатурного агрегату.

На першому етапі передбачено підготовку і налагодження експериментального стенду, до складу якого входять прототип штукатурного агрегату, гідропривід з гідромотором, змінні гвинтові робочі органи з різною геометрією, а також засоби вимірювання подачі, тиску, енергоспоживання та параметрів гідросистеми. На цьому етапі здійснюють перевірку справності вузлів, випробування гідросистеми на герметичність, а також відпрацювання безпечних режимів запуску та зупинки агрегату.

Другий етап передбачає підготовку робочих середовищ для досліджень та визначення їхніх реологічних характеристик. Формують серії будівельних розчинів (цементно–піщаних, гіпсових, фарбових чи інших) з різною густиною та структурно–механічними властивостями. Для кожного типу розчину визначають густину, граничну напругу зсуву та ефективну в'язкість за модифікованою моделлю типу Гершеля–Балклі або іншою прийнятою моделлю, що дозволяє кількісно

описати їхню реологічну поведінку. Отримані параметри надалі використовують як вихідні дані при аналізі впливу реологічних властивостей на роботу насоса та гідроприводу.

На третьому етапі реалізується основний масив експериментів з варіюванням режимних та конструктивних параметрів. Послідовно змінюють частоту обертання гвинта, яка задається параметрами гідроприводу (тиском і подачею робочої рідини на гідромотор, положеннями регулювальної апаратури), а також геометричні параметри гвинта: крок, діаметр, глибину западини, кут нахилу гвинтової лінії. Для кожної комбінації параметрів та для кожного типу будівельного розчину проводять серію дослідів із фіксацією подачі насоса, тиску на його виході, споживаної потужності гідроприводу, а також візуально та інструментально оцінюють стабільність подачі та якість нанесення розчину на основу.

Четвертий етап програми спрямований на дослідження енергоємності робочого процесу та ефективності взаємодії «гідропривід – гвинтовий насос – будівельний розчин». На цьому етапі аналізується зміну енергоспоживання агрегату при переході між різними режимами роботи, визначається питома витрата енергії на одиницю подачі розчину, встановлюється раціональне поєднання реологічних параметрів розчину, геометрії гвинта і режимів гідроприводу, за яких забезпечується необхідний рівень продуктивності та тиску при мінімальній енергоємності процесу. Окремо розглядають вплив реологічних властивостей розчинів різної густини на пульсації тиску та рівномірність подачі.

П'ятий етап передбачає статистичну обробку та узагальнення експериментальних результатів. Для цього програма досліджень включає побудову матриць експерименту відповідно до обраного плану, обчислення середніх значень вимірюваних параметрів, оцінку похибок і довірчих інтервалів, перевірку гіпотез щодо значущості впливу окремих факторів. На основі результатів обробки виконують регресійний аналіз з побудовою емпіричних та напівемпіричних залежностей, що описують вплив геометрії гвинта, режимів гідроприводу та реологічних параметрів розчинів на продуктивність, тиск і енергоємність роботи штукатурного агрегату.

Завершальний етап програми передбачає зіставлення отриманих експериментальних залежностей із результатами теоретичних досліджень роботи універсального гвинтового насоса з гідравлічним приводом, аналіз відхилень та їхніх можливих причин, а також формулювання практичних рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів гвинтового насоса зі зміненою геометрією гвинта та режимів функціонування гідроприводу в складі штукатурного агрегату.

3.2 Характеристика обладнання та матеріалів для проведення досліджень

3.2.1 Експериментальне обладнання

Експериментальні дослідження робочих процесів модернізованого штукатурного агрегату (рис.3.1) виконувалися із застосуванням спеціально створеного лабораторного стенду, конструкція якого дає змогу відтворювати реальні умови подачі будівельних розчинів та контролювати вплив геометричних, гідравлічних і реологічних параметрів на функціонування гвинтового насоса.

Основою стенду є модернізований агрегат, в конструкцію якого інтегровано гідравлічний привід із незалежним регулюванням частоти обертання гвинта, а також встановлено змінні робочі органи у вигляді гвинтів різної геометрії, що дозволяє оцінювати вплив конструктивних особливостей на продуктивність та енергоємність процесу.

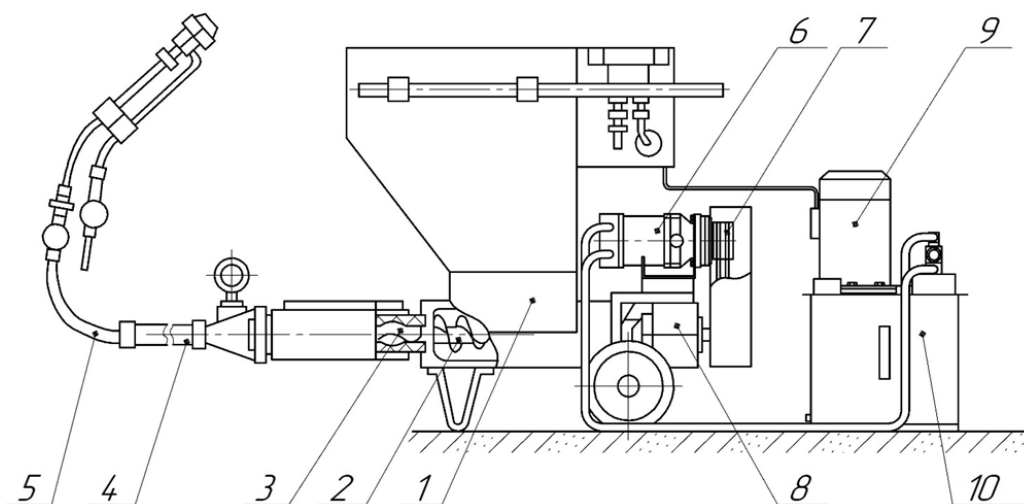


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема штукатурного агрегату з гідравлічним приводом та гвинтовим вузлом зі зміненою геометрією гвинта

1 – завантажувальний бункер; 2 – живильник; 3 – гвинтовий насос; 4 – напірний рукав; 5 – вудочка; 6 гідромотор; 7 – клинопасова передача; 8 – редуктор; 9 – електродвигун маслостанції 10 – маслостанція.

Шпаклювальний агрегат, який містить у своєму складі завантажувальний бункер, шнековий живильник, гвинтовий насос із приводом, напірний рукав, вудочку, гідромотор, клинопасову передачу та редуктор, додатково агрегат оснащено маслостанцією, яка забезпечує привід шнека через гідравлічну систему, що дозволяє плавно регулювати частоту обертання шнека шляхом зміни параметрів гідравлічного потоку.

Головним елементом експериментального комплексу є гвинтовий насос зі зміненою геометрією гвинта. Робочий гвинт виконано з удосконаленою геометрією робочої поверхні, яка характеризується зміненим кроком гвинтової лінії, діаметром, глибиною западини та кутом нахилу профілю гребеня.

Це дає змогу реалізувати порівняльні дослідження впливу геометричних параметрів на об'ємну подачу, ступінь ущільнення розчину в камерах та стабільність тиску. Гвинтовий вузол встановлюється в базу штукатурного агрегату, що зберігає умови експлуатації близькими до реальних та забезпечує коректність порівняння різних варіантів конструкції.

Для приводу гвинта використано гідравлічний мотор (рис. 3.2) аксіально–поршневого типу, підключений до автономної гідросистеми. Гідропривід містить масляний бак, шестеренний насос, блок фільтрації, запобіжний та редуційний клапани, а також дросель або гідрорегулятор потоку, який забезпечує плавне регулювання частоти обертання гвинта в широкому діапазоні. Гідравлічний мотор під'єднано через клинопасову передачу на вал редуктора штукатурного агрегату. Регулювання частоти та напрямку обертання гвинтового насоса виконували за допомогою стандартного дроселя та регулятора потоку робочої рідини. Частоту обертання гвинта визначали за допомогою електронного тахометра

Для вимірювання тиску у системі використовують манометричні датчики, встановлені на вихідному патрубку гвинтового насоса, що забезпечує можливість фіксації змінних компонентів тиску та проведення аналізу пульсацій, характерних для гвинтових насосів при роботі з будівельними розчинами різної реології.

Для контролю споживаної потужності гідроприводу був розроблений електронний вимірювальний модуль (рис. 3.3), що реєстрував миттєву споживану потужність.

Реологічні властивості будівельних розчинів визначали за допомогою ротаційного віскозиметра, який забезпечував побудову кривих зсувних напружень і визначення параметрів моделі Гершеля–Балклі: граничного напруження зсуву, коефіцієнта консистенції. Для підготовки робочих середовищ використовували бетонозмішувач, що забезпечував відтворення технологічних умов змішування та однорідність робочої суміші перед подачею у насос.

До складу допоміжного обладнання входили ємності для зберігання та підготовки розчину, система подавання води для регулювання густини розчинів, набори сит та лопаток для контролю гранулометричного складу заповнювача.

Для візуальної оцінки якості нанесення штукатурного шару використовували контрольні стінові панелі та розмічальні мітки для фіксації товщини нанесеного шару, що забезпечувало можливість порівняння рівномірності та стабільності подачі при різних режимах роботи насоса.

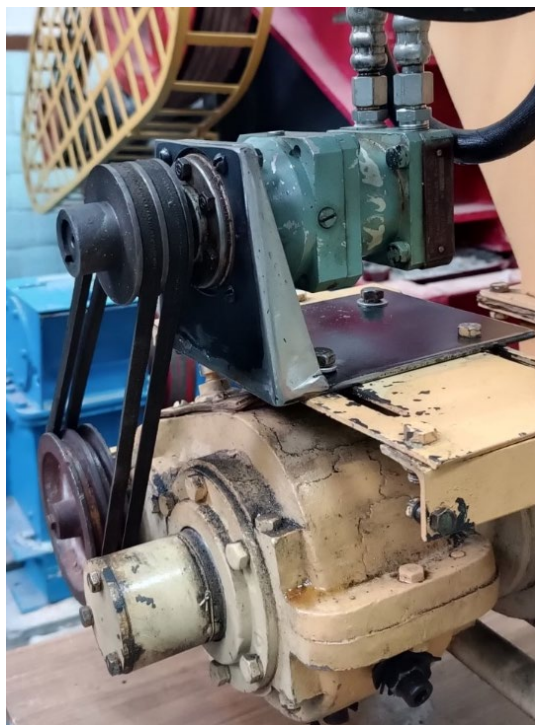


Рисунок 3.2 – Гідравлічний мотор аксіально–поршневого типу



Рисунок 3.3 – Електронний вимірювальний модуль

Експериментальне обладнання забезпечувало можливість комплексної реєстрації основних параметрів роботи штукатурного агрегату: подачі, тиску, енергоємності, частоти обертання гвинта, реологічних властивостей розчину та якості нанесення. Комплексне використання гідравлічного приводу, вимірювальної апаратури та змінних робочих органів дає змогу об'єктивного порівняння різних режимів та конструкцій гвинтового насоса, що дозволяє формувати кількісні залежності та рекомендації щодо оптимізації конструкції та режимів експлуатації модернізованого агрегату.

3.2.2 Матеріали для проведення експериментальних досліджень

У межах експериментальних досліджень робочих процесів прототипу штукатурного агрегату було використано три основні типи будівельних матеріалів (таб.3.1), що відрізняються за своїми структурно–реологічними властивостями та характером взаємодії з гвинтовим насосом: цементно–піщаний будівельний розчин,

гіпсова штукатурка та воднодисперсійні фарби різної густини. Вибір саме цих матеріалів зумовлений їх широким застосуванням у технологіях опорядження будівельних поверхонь, суттєвими відмінностями у реологічній поведінці та вимогами до стабільності подачі під час транспортування та нанесення.

Першу групу матеріалів становив цементно–піщаний розчин, підготовлений відповідно до вимог ДСТУ Б В.2.7–23–95 «Будівельні розчини. Загальні технічні умови» [103] та ДСТУ Б В.2.7–46:2010 «Будівельні матеріали. Цементи загальнобудівельного призначення. Технічні умови» [107]. В якості в'язучого використовували цемент портландцементного типу марки СЕМ І 42.5R.

Заповнювачем служив кварцовий пісок фракції 0–2,5 мм, що відповідає ДСТУ Б В.2.7–32:2010 «Будівельні матеріали. Пісок для будівельних робіт. Методи випробувань» [105]. Водоцементне відношення та співвідношення «цемент / пісок» встановлювали залежно від серії експериментів та варіювали у межах, визначених нормативом для розчинів марок М50–М150. Підготовлений розчин відзначався часозалежною зміною ефективної в'язкості під дією зсувних деформацій, наявністю граничної напруги зсуву та підвищеною ефективною в'язкістю, що суттєво впливає на його рух у робочих камерах гвинтового насоса та на збільшення навантаження на гідропривід.

Другою групою робочих матеріалів слугувала гіпсова штукатурка, склад та властивості якої регламентуються ДСТУ Б В.2.7–126:2011 «Будівельні матеріали. Суміші будівельні сухі модифіковані. Загальні технічні умови». та ДСТУ Б В.2.7–82:2010 «Будівельні матеріали. В'язучі гіпсові. Технічні умови» [107]. Суху суміш для отримання гіпсової штукатурки складали гіпсове в'язуче ($\text{CaSO}_4 \cdot 0,5\text{H}_2\text{O}$), мінеральні наповнювачі (вапнякове борошно, подрібнений доломіт, кварцовий пісок), полімерні модифікатори, стабілізатори та регулятори часу тужавіння. При введенні води суха суміш формувала пластичний робочий розчин із меншою граничною напругою зсуву порівняно з цементними складами, проте з вищою чутливістю до зміни швидкості деформації, що суттєво позначається на рівномірності подачі та на пульсаціях тиску в гвинтовому насосі. Гіпсовий розчин

має дрібнодисперсну структуру та демонструє більшу однорідність, що важливо для точності оцінки впливу геометрії гвинта на формування подачі.

Третю групу матеріалів склали воднодисперсійні фарби різної густини, приготовлені відповідно до вимог ДСТУ EN 13300:2012 «Фарби та лаки. Воднодисперсійні лакофарбові матеріали та системи покриттів для внутрішніх стін і стель. Класифікація (EN 13300:2001, IDT)»[108]. До складу досліджуваних фарб входили акрилові або стирол–акрилові сополімерні дисперсії як плівкоутворювальна основа, пігменти (переважно діоксид титану), мінеральні наповнювачі (кальцит, доломіт, тальк), диспергатори, загусники, коалесценти, антипіноутворювачі та стабілізуючі добавки. Густина фарби варіювалася шляхом зміни вмісту наповнювача та кількості загусника, що давало можливість отримувати матеріали з різною ефективною в'язкістю та структурною міцністю.

Таблиця 3.1 – Орієнтовний компонентний склад матеріалів

Матеріал	Компонент	Вміст, мас. %
Цементно–піщаний розчин	Портландцемент	18–25
	Кварцовий пісок	70–78
	Вода	7–12
Гіпсова штукатурка (суха)	Гіпсове в'язуче	50–70
	Мінеральні наповнювачі	25–45
	Модифікатори	0,2–1,0
	Регулятори тужавіння	0,05–0,3
Гіпсова штукатурка (розчин)	Суха суміш	60–70
	Вода	30–40
Фарба низької густини	Полімерна дисперсія	20–30
	Пігменти	10–20
	Наповнювачі	5–15
	Вода	35–50
	Добавки	1–5
Фарба середньої густини	Полімерна дисперсія	20–30
	Пігменти	15–25
	Наповнювачі	15–25
	Вода	25–40
	Добавки	1–5

Продовження таблиці 3.1

Фарба високої густини	Полімерна дисперсія	18–28
	Пігменти	15–25
	Наповнювачі	25–40
	Вода	15–30
	Добавки	2–7

3.2.3 Інструменти і прилади

У ході експериментальних досліджень було застосовано комплекс вимірювальних приладів та лабораторного обладнання, що забезпечує реєстрацію основних параметрів роботи насосної та гідравлічної системи, вимірювання реологічних характеристик будівельних розчинів та оцінку якісних показників нанесення матеріалів. Використаний комплекс приладів дозволяє забезпечити високу точність вимірювань, відтворюваність результатів та можливість подальшої статистичної обробки отриманих даних.

Для підготовки робочих сумішей використовували лабораторний міксер із примусовим змішуванням ІКА RW 28 Digital ДСТУ EN 61010–2–051 [109-111], що забезпечував однорідність складу. Контроль гранулометричного складу виконували за допомогою набору сит ЗС–1 за ДСТУ Б В.2.7–32:2010 розмірами 5, 2, 0.5 мм, а контроль вологості та дозування компонентів – вагами високої точності RADWAG WLC 60/C2/K ДСТУ EN 45501:2017.

Частоту обертання гвинта реєстрували оптичним тахометром, встановленим на валу адаптера гідромотора UNI–T UT372 ДСТУ EN 61010–1:2014.

Для визначення нормальної густоти та рухливості розчинних сумішей використовували конус Будцніл ДСТУ Б В.2.7–239:2010.

Окрім того для контролю якості проведення досліджень використовувалися інші стандартні контрольно–вимірювальні прилади.

Для фіксації якості нанесення шару розчину використовували гладкі стінові панелі та еталонні гребінчасті шаблони, що дозволяли оцінювати рівномірність, товщину та якість сформованого шару. Також застосовували стандартні будівельні

інструменти: лопатки, шпателі, кельми, мірні ємності, набори інструменту для локального перемішування.

3.2.4 Методика проведення експериментальних досліджень

Методика проведення експериментальних досліджень була побудована таким чином, щоб забезпечити відтворюваність результатів, високу точність вимірювань та можливість комплексної оцінки впливу геометрії гвинта, параметрів гідроприводу та реологічних властивостей будівельних матеріалів на роботу штукатурного агрегату.

Виконавши підготовку будівельних матеріалів відповідно до вимог ДСТУ. Цементно–піщаний розчин готували у міксері ІКА RW 28 Digital, забезпечуючи дотримання рецептури та водоцементного відношення, встановленого для даної серії дослідів.

Пісок просіювали на лабораторних ситах ЗС–1 відповідно до ДСТУ Б В.2.7–32:2010. Гіпсову штукатурку готували шляхом змішування сухої суміші з водою у співвідношенні, рекомендованому виробником, контролюючи консистенцію за допомогою конуса згідно з ДСТУ Б В.2.7–93:2008 [109-111].

Фарби різної густини готували шляхом модифікації кількості наповнювачів і загусників, а їх реологічні параметри визначали на віскозиметрі, що дозволяло встановити граничну напругу зсуву та ефективну в'язкість, необхідні для інтерпретації результатів досліджень.

Після підготовки експериментального стенду перевіряли працездатність гідравлічної системи, герметичність з'єднань, справність гідромотора та насосної частини. Встановлювали гвинт зі зміненою геометрією, забезпечуючи точне центрування робочого органа у статорі. Датчики тиску закріплювали у вихідному патрубку насоса та в гідролінії перед гідромотором. Оптичний тахометр UNI–T UT372 (рис. 3.4) налаштовували на реєстрацію частоти обертання гвинта, а ультразвуковий витратомір UFM–01 – на вимірювання продуктивності. Всі вимірювальні прилади підключали до багатоканального реєстратора, який

забезпечував синхронний запис тиску, частоти обертання та витрат із частотою дискретизації 200–500 Гц, що необхідно для аналізу динамічних параметрів та пульсацій тиску.



а)

б)

Рисунок 3.4 – Підготовка апаратної частини до проведення експериментальних досліджень:

- а) завантаження будівельного розчину до лабораторного станду;
- б) вимірювання частоти обертання оптичним тахометром

Провівши вихідне калібрування системи вимірювань перевіряли нульові значення датчиків тиску та витратомірів, визначали похибку ваг, та провели тестування стабільність тахометра. Для гідравлічної системи встановлювали вихідний тиск насоса і граничні значення запобіжного клапана, щоб уникнути перевантаження гвинта під час роботи з густими матеріалами.

Основною метою експериментів передбачалося проведення серійних випробувань із варіюванням частоти обертання гвинта, геометричних параметрів гвинтової лінії та реологічних властивостей матеріалів. Перед кожним дослідом штукатурний агрегат працював у холостому режимі протягом 10–15 с для рівномірності гідравлічних параметрів та заповнення камер насоса. Після цього вмикали синхронний запис даних і подавали підготований матеріал у шнековий вузол лабораторного зразка штукатурного агрегату.

Під час кожного дослідів фіксували миттєві значення тиску в нагнітальній лінії, тиску в гідросистемі, частоту обертання гвинта. Для кожної комбінації параметрів реєстрація тривала 30–60 с, що дозволяло отримати достатню кількість точок для усереднення та аналізу коливань. Після завершення кожної серії

проводили очищення камери насоса та статора для уникнення змішування матеріалів із різними характеристиками.

На основі отриманих даних виконували регресійний аналіз, що дозволяв побудувати емпіричні залежності для кожного типу матеріалу та порівняти їх з теоретичними моделями.

Запропонована методика забезпечує комплексний і достовірний підхід до дослідження роботи штукатурного агрегату, оснащеного гідроприводом і гвинтовим насосом зі зміненою геометрією гвинта, та дає змогу оцінити взаємодію реологічних властивостей матеріалу з конструктивними та режимними параметрами насосного агрегату.

3.2.5 Визначення параметрів технологічного процесу перекачування будівельного розчину штукатурним агрегатом, оснащеного гідравлічним приводом та гвинтовим насосом зі зміненою геометрією гвинта

Під час проведення експериментальних досліджень визначалися параметри процесу транспортування будівельних розчинів штукатурним агрегатом, оснащеним гідравлічним приводом та гвинтовим насосом зі зміненою геометрією гвинта.

Експериментальні дослідження виконувалися з використанням планованого трифакторного експерименту. Як поверхню відгуку прийнято тиск транспортування будівельного розчину в напірному трубопроводі

$$p = f(n, \rho, H), \quad (3.1)$$

де n – частота обертання гвинтового насоса, об/хв;

ρ – густина будівельного середовища, кг/м³;

H – висота подачі будівельного розчину, м.

Вибір зазначених факторів обумовлений тим, що вони безпосередньо визначають гідродинамічні умови транспортування будівельних сумішей

трубопроводом і впливають на енергетичні показники роботи штукатурного агрегату та рівномірність його функціонування.

Для визначення закономірностей впливу режимних параметрів роботи гвинтового насоса штукатурного агрегату на тиск транспортування будівельних сумішей виконано планування трифакторного експерименту. В якості варійованих факторів прийнято частоту обертання гвинта, густину будівельного середовища та висоту подачі матеріалу. Діапазони варіювання факторів наведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Діапазони варіювання факторів

Характеристика	Кодове позначення фактора	Частота обертання гвинта, об/хв.	Густина середовища, кг/м³	Висота подачі, м
Верхній рівень	+1	60	1550	3
Нульовий рівень	0	40	1350	2
Нижній рівень	-1	20	1050	1

Матриця планування трифакторного експерименту сформована відповідно до центрального композиційного плану другого порядку та наведена у табл. 3.4. У таблиці подано кодовані та натуральні значення варійованих факторів: частоти обертання гвинтового насоса, густини будівельного середовища та висоти подачі матеріалу.

Таблиця 3.4 – Матриця планування експерименту

№ досл	X1	n, об/хв	X2	ρ , кг/м ³	X3	h, м	Y
1	-1	20	-1	50	-1	1	0,65
2	1	60	-1	50	-1	1	0,73
3	-1	20	1	550	-1	1	0,62
4	1	60	1	550	-1	1	0,68
5	-1	20	-1	50	1	3	0,84
6	1	60	-1	50	1	3	0,82
7	-1	20	1	550	1	3	0,43
8	1	60	1	550	1	3	0,34
9	-1	20	0	350	0	2	0,86
10	1	60	0	350	0	2	0,81
11	0	40	-1	50	0	2	0,91
12	0	40	1	550	0	2	0,44
13	0	40	0	350	-1	1	0,54
14	0	40	0	350	1	3	0,52
15	0	40	0	350	0	2	0,91
16	0	40	0	350	0	2	0,89
17	0	40	0	350	0	2	0,93

У результаті статистичної обробки експериментальних даних отримано регресійне рівняння другого порядку, яке описує залежність тиску транспортування будівельної суміші від частоти обертання гвинтового насоса, густини середовища та висоти подачі матеріалу. Аналіз коефіцієнтів рівняння показує, що найбільший вплив на величину тиску має частота обертання гвинта насоса, дещо менший вплив здійснюють густина середовища та висота подачі. Від’ємні значення квадратичних коефіцієнтів свідчать про наявність екстремального характеру залежності функції відгуку в області досліджуваних параметрів.

За результатами обробки експериментальних даних отримано рівняння другого порядку:

$$Y = 0,8156 - 0,0020X_1 - 0,1440X_2 - 0,0270X_3 - 0,0112X_1X_2 - 0,0313X_1X_3 - 0,1012X_2X_3 + 0,0901X_1^2 - 0,0699X_2^2 - 0,2149X_3^2 \quad (3.2)$$

Перевірку адекватності рівняння регресії виконуємо за критерієм Фішера. Для цього потрібні: дисперсія відтворюваності експерименту S_y^2 ; дисперсія адекватності моделі S_{ad}^2 ; експериментальне значення критерію F_{exp} .

У центрі плану маємо три паралельні досліді:

$$Y_{15} = 0,91, \quad Y_{16} = 0,89, \quad Y_{17} = 0,93 \quad (3.3)$$

Середнє значення:

$$\bar{Y}_0 = \frac{0,91 + 0,89 + 0,93}{3} = 0,91 \quad (3.4)$$

Дисперсія відтворюваності:

$$S_y^2 = \frac{(0,91 - 0,91)^2 + (0,89 - 0,91)^2 + (0,93 - 0,91)^2}{3 - 1} \quad (3.5)$$

Дисперсія адекватності моделі визначається за формулою

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum(Y_i - \hat{Y}_i)^2}{N - m} \quad (3.4)$$

де Y_i – експериментальні значення;

\hat{Y}_i – розрахункові за рівнянням регресії;

$N = 17$ – кількість дослідів;

$m = 10$ – кількість коефіцієнтів повної квадратичної моделі.

Після підстановки експериментальних даних матриці планування отримуємо:

$$S_{ad}^2 \approx 0,0019 \quad (3.5)$$

Розрахунок критерію Фішера

$$F_{exp} = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} \quad (3.6)$$

$$F_{exp} = \frac{0,0019}{0,0004} = 4,75 \quad (3.7)$$

Для рівня значущості

$$\alpha = 0,05 \quad (3.8)$$

і числа ступенів свободи:

$$f_1 = N - m = 7, \quad f_2 = 2 \quad (3.9)$$

табличне значення:

$$F_{tab} \approx 19,4 \quad (3.10)$$

Оскільки

$$F_{exp} < F_{tab} \quad (3.11)$$

тобто

$$4,75 < 19,4 \quad (3.12)$$

Отримане рівняння регресії відповідає експериментальним даним і може використовуватись для подальшого аналізу та побудови поверхонь відгуку.

На рисунку 3.5 показано графічні залежності коефіцієнта якості нанесення від густини середовища.

Графік залежності коефіцієнта якості нанесення від густини будівельної суміші відображає характерний нелінійний вплив структурно-механічних властивостей матеріалу на ефективність процесу формування шару під час нанесення.

Аналіз наведеної залежності показує, що зі збільшенням густини суміші коефіцієнт якості нанесення спочатку зростає. Це пояснюється підвищенням зв'язності матеріалу, зменшенням розшарування та покращенням утримання суміші на

поверхні основи. У цьому діапазоні густин забезпечується більш рівномірний розподіл матеріалу по поверхні та формування шару із заданими геометричними параметрами.

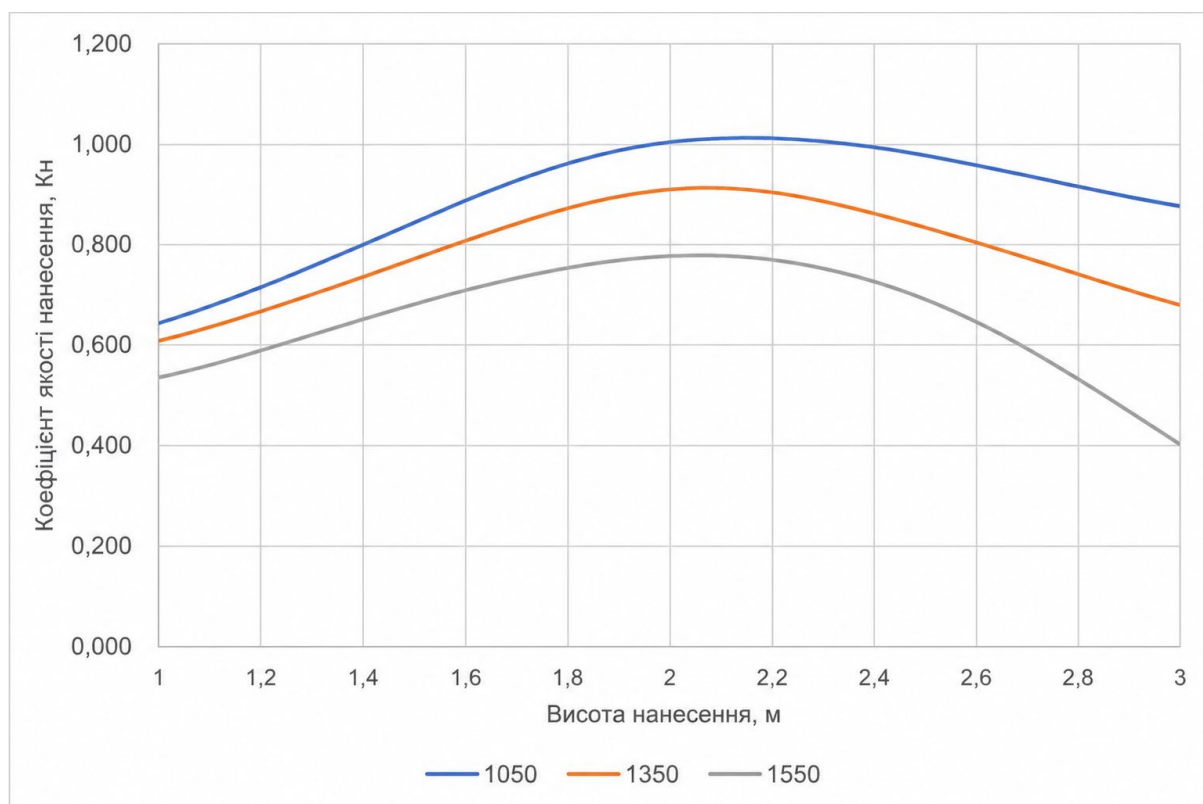


Рисунок 3.5 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання 20 об/хв

Подальше зростання значення густини суміші супроводжується поступовим зниженням коефіцієнта якості нанесення, що пов'язано зі збільшенням внутрішнього опору руху матеріалу в робочих каналах обладнання та погіршенням умов його деформації під час виходу з насадки. Унаслідок цього ускладнюється процес розрівнювання шару, зростає енергомісткість подачі та зменшується рівномірність нанесення.

Таким чином, графік має екстремальний характер із наявністю області раціональних значень густини, за яких досягається максимальний коефіцієнт якості нанесення. Це свідчить про необхідність узгодження реологічних параметрів суміші з режимами роботи технологічного обладнання для забезпечення ефективного формування покриття та підвищення продуктивності процесу нанесення.

На рисунку 3.6 наведено залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання 40 об/хв

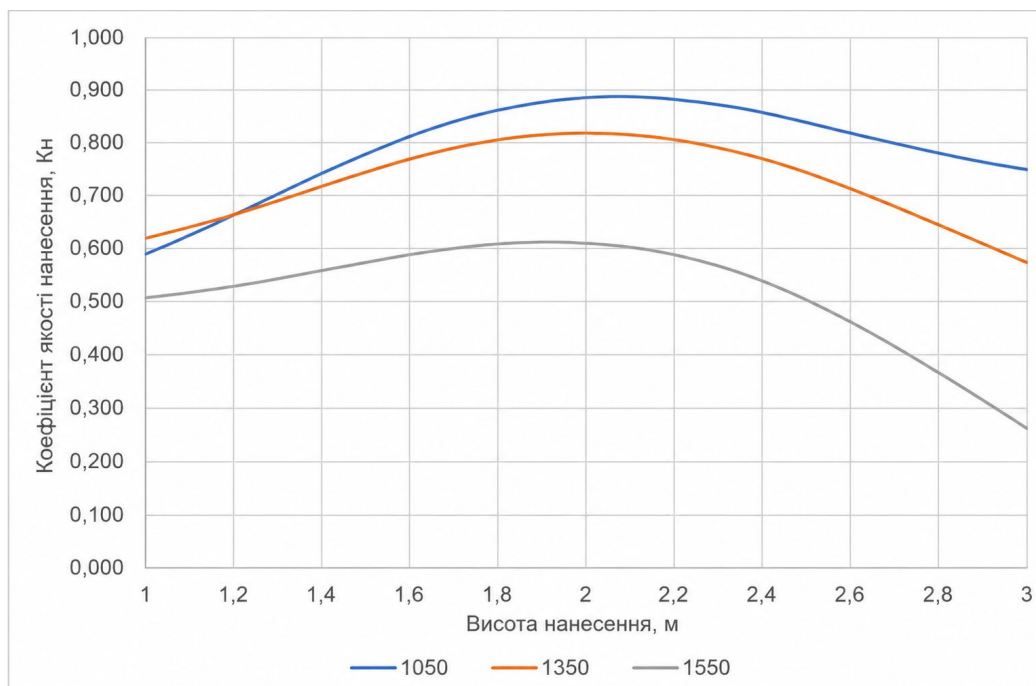


Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання 40 об/хв

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання робочого органу 40 об/хв характеризує вплив структурно-механічних властивостей матеріалу на ефективність формування шару під час його подачі та розподілу по поверхні. Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням густини середовища на початковій ділянці спостерігається зростання коефіцієнта якості нанесення. Це пояснюється підвищенням зв'язності матеріалу, зменшенням його розтікання після виходу з робочого каналу та покращенням умов формування рівномірного шару заданої товщини.

У середньому діапазоні значень густини досягається максимальне значення коефіцієнта якості нанесення, що відповідає раціональному поєднанню реологічних характеристик середовища та кінематичних параметрів робочого органу при частоті 40 об/хв. У цьому режимі забезпечується найбільш ефективно транспортування матеріалу, його рівномірний розподіл по поверхні основи та зменшення втрат суміші в процесі нанесення. Крім того, покращуються умови

взаємодії потоку матеріалу з поверхнею нанесення, що позитивно впливає на геометричні параметри сформованого шару.

Подальше збільшення густини середовища призводить до поступового зниження коефіцієнта якості нанесення. Це пов'язано зі зростанням внутрішнього опору переміщенню матеріалу в робочій зоні обладнання, підвищенням енергетичних витрат на його транспортування та ускладненням процесу формування рівномірного шару. За надмірних значень густини погіршуються умови деформації потоку під час виходу з робочого органу, що може спричинити нерівномірність розподілу матеріалу по поверхні та зниження ефективності технологічного процесу нанесення.

На рисунку 3.7 наведено залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання 60 об/хв

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання робочого органу 60 об/хв відображає вплив підвищеної інтенсивності подачі матеріалу на умови формування шару та рівномірність його розподілу по поверхні основи.

Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням значення густини середовища на початковій ділянці також спостерігається зростання коефіцієнта якості нанесення, що пов'язано зі збільшенням зв'язності суміші та покращенням умов транспортування матеріалу до зони нанесення. За таких умов середовище краще утримується на поверхні та забезпечує формування більш щільного і рівномірного шару.

У середньому діапазоні значень густини досягається максимум коефіцієнта якості нанесення, який відповідає раціональному співвідношенню між реологічними характеристиками середовища та підвищеною швидкістю роботи робочого органу.

При частоті обертання 60 об/хв інтенсифікується процес подачі матеріалу, покращується його перемішування в робочій зоні та забезпечується більш стабільне формування шару без локальних порушень суцільності покриття. Це

сприяє підвищенню рівномірності нанесення та зменшенню втрат матеріалу під час виконання технологічної операції.

Подальше збільшення густини середовища супроводжується поступовим зниженням коефіцієнта якості нанесення, що пояснюється істотним зростанням опору переміщенню матеріалу в робочих каналах обладнання при підвищеній частоті обертання. За цих умов погіршуються умови витікання суміші з робочого органу, зростає нерівномірність її розподілу по поверхні та підвищуються енергетичні витрати процесу нанесення. Крім того, надмірна густина середовища у поєднанні з високою частотою обертання може призводити до появи локальних пульсацій потоку, що негативно впливає на якість сформованого шару.

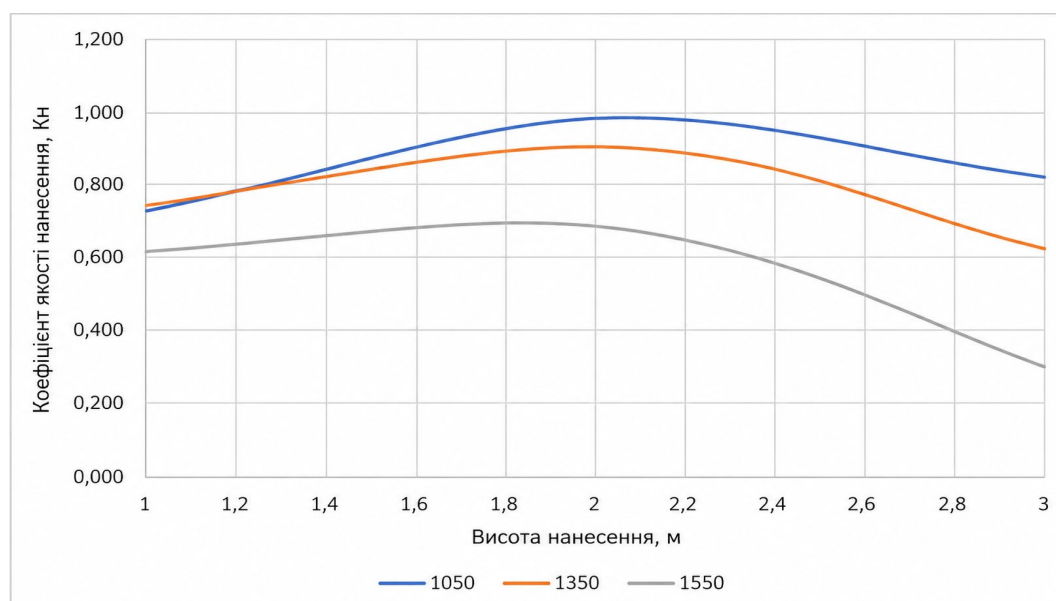


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від густини середовища при частоті обертання 60 об/хв

На рисунку 3.8 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від висоти подачі при густині 1050 кг/м³

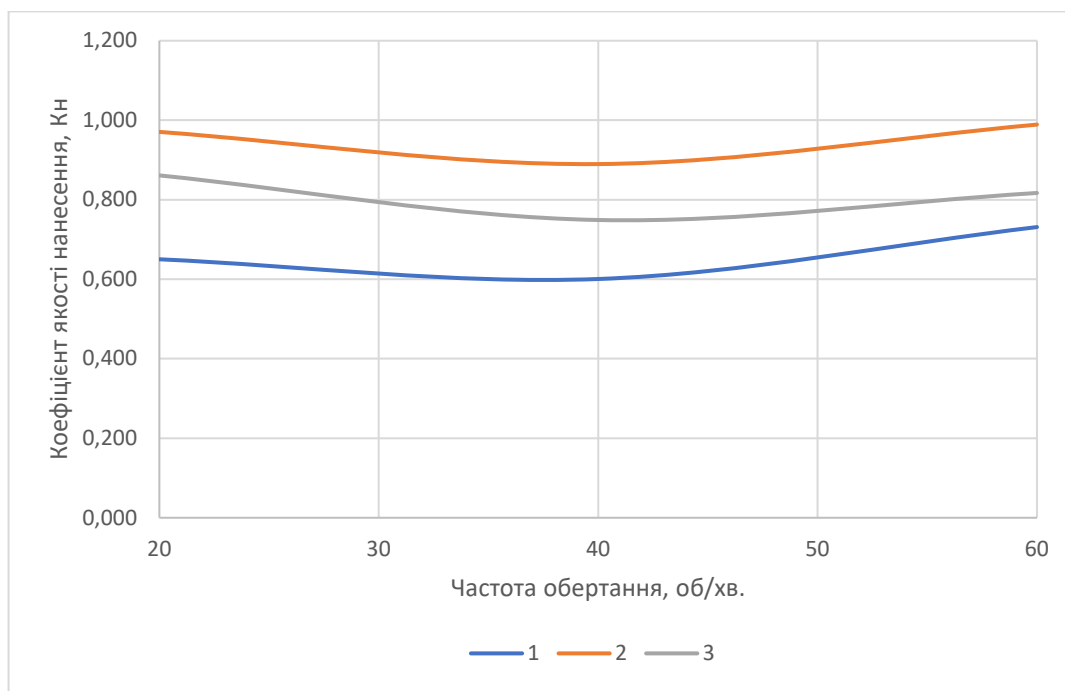


Рисунок 3.8 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі при густині 1050 кг/м^3

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі матеріалу при густині середовища 1050 кг/м^3 характеризує вплив гравітаційних і гідравлічних факторів на ефективність транспортування суміші та формування рівномірного шару на поверхні нанесення. Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням висоти подачі на початковій ділянці коефіцієнт якості нанесення змінюється незначно або поступово зменшується, що пояснюється зростанням втрат енергії потоку під час транспортування матеріалу по вертикальній ділянці системи подачі.

За відносно невеликої густини середовища (1050 кг/м^3) матеріал характеризується підвищеною рухливістю та меншою внутрішньою структурною зв'язаністю, що позитивно впливає на умови його переміщення трубопроводом. У цьому діапазоні висот подачі забезпечується достатньо рівномірний вихід потоку з робочого органу та формування шару без суттєвих порушень суцільності. Разом із тим зі збільшенням висоти транспортування зростають гідравлічні втрати тиску, що призводить до зниження інтенсивності подачі матеріалу та погіршення умов його розподілу по поверхні.

Подальше збільшення висоти подачі супроводжується більш помітним зменшенням коефіцієнта якості нанесення, що пов'язано зі зростанням опору руху середовища в транспортуючих каналах, частковим зниженням витрати матеріалу та появою нерівномірності подачі. Унаслідок цього погіршуються умови формування шару заданої товщини, збільшується ймовірність локальних розривів потоку та зменшується рівномірність нанесення матеріалу на поверхню

На рисунку 3.9 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від висоти подачі при густині 1350 кг/м^3

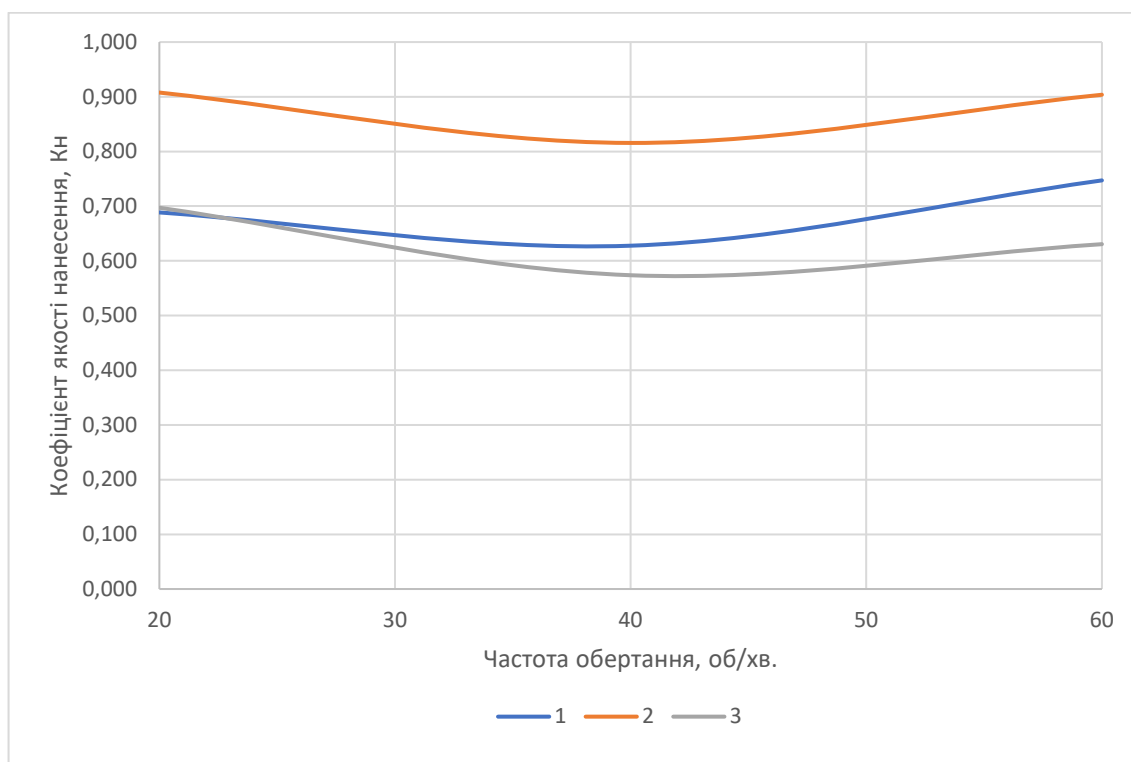


Рисунок 3.9 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі при густині 1350 кг/м^3

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі при густині середовища 1350 кг/м^3 характеризує вплив вертикального транспортування матеріалу із середніми значеннями густини на ефективність формування шару під час нанесення. Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням висоти подачі коефіцієнт якості нанесення поступово зменшується, що зумовлено зростанням гідравлічних втрат у транспортуючій системі та підвищенням енергетичних витрат на переміщення середовища.

За густини 1350 кг/м^3 середовище характеризується більшою структурною зв'язаністю порівняно з малогустими сумішами, що забезпечує кращі умови формування рівномірного шару на невеликих висотах подачі. У цьому випадку матеріал зберігає достатню рухливість для транспортування трубопроводом і водночас має підвищену здатність до утримання на поверхні нанесення, що сприяє формуванню шару з більш стабільними геометричними параметрами.

Із подальшим збільшенням висоти подачі зростає опір переміщенню матеріалу в трубопровідній системі, що призводить до зниження витрати середовища та появи нерівномірності його подачі в зону нанесення. Унаслідок цього погіршуються умови формування суцільного шару, зменшується рівномірність розподілу матеріалу по поверхні та зростає ймовірність локальних порушень структури сформованого покриття. Водночас збільшення висоти транспортування супроводжується додатковими втратами тиску, що особливо відчутно впливає на якість нанесення при роботі систем подачі з обмеженим запасом енергії.

На рисунку 3.10 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від висоти подачі при густині 1550 кг/м^3

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі при густині середовища 1550 кг/м^3 відображає особливості роботи системи нанесення за умов транспортування більш густого матеріалу, для якого суттєво зростає вплив гідравлічного опору, втрат тиску та внутрішнього опору переміщенню. Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням висоти подачі коефіцієнт якості нанесення має тенденцію до зниження, причому цей спад проявляється більш виражено, ніж для середовищ із меншою густиною.

За густини 1550 кг/м^3 матеріал характеризується підвищеною структурною зв'язаністю та більшою здатністю зберігати форму після виходу із робочого органу, що позитивно впливає на якість формування шару на невеликих висотах подачі. У початковому діапазоні висот забезпечуються достатньо сприятливі умови для рівномірного нанесення, оскільки середовище має належну щільність, добре утримується на поверхні та менше схильне до надмірного розтікання. Це створює

передумови для формування більш суцільного і геометрично впорядкованого шару.

Однак зі збільшенням висоти подачі вплив маси матеріалу та опору його руху по транспортуючих каналах істотно посилюється. Для більш густого середовища це призводить до помітного зростання втрат тиску, зменшення фактичної витрати матеріалу та погіршення рівномірності його надходження в зону нанесення.

Унаслідок цього знижуються умови для безперервного формування шару, зростає ймовірність пульсацій подачі, локального порушення суцільності покриття та відхилення товщини нанесеного шару від заданого значення

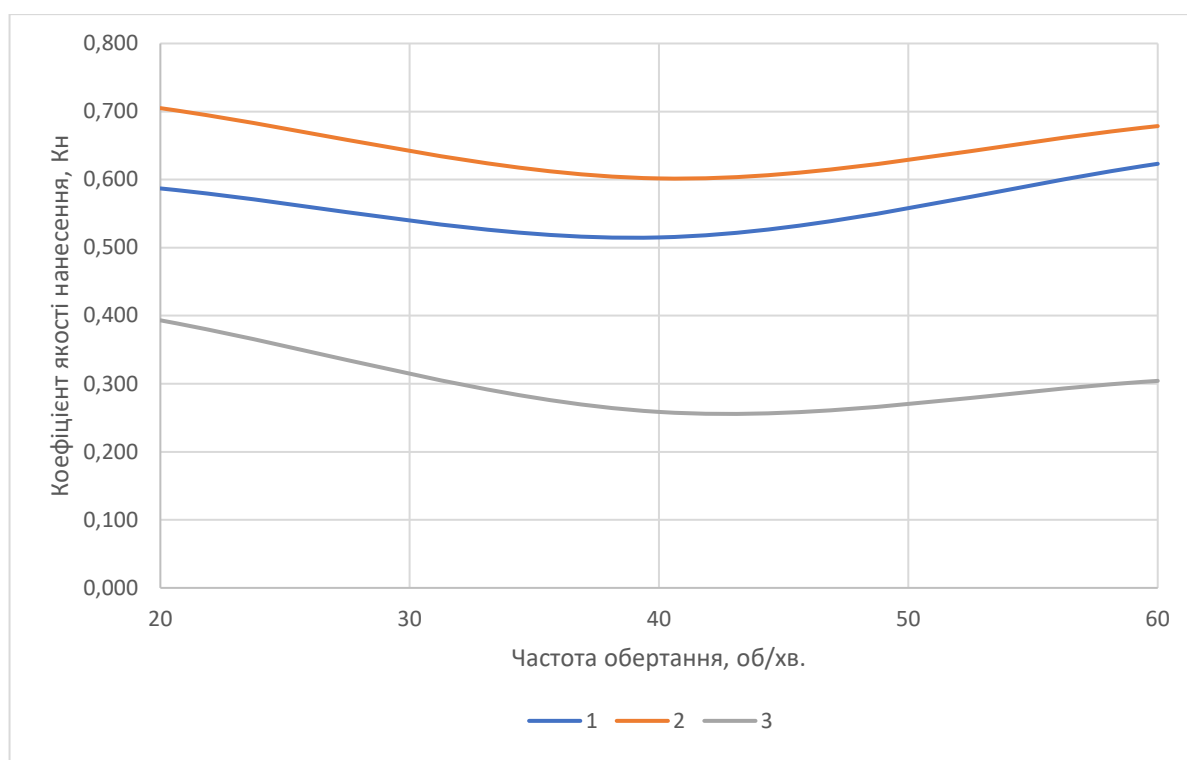


Рисунок 3.10 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти подачі при густині 1550 кг/м^3

На рисунку 3.11 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 1 м

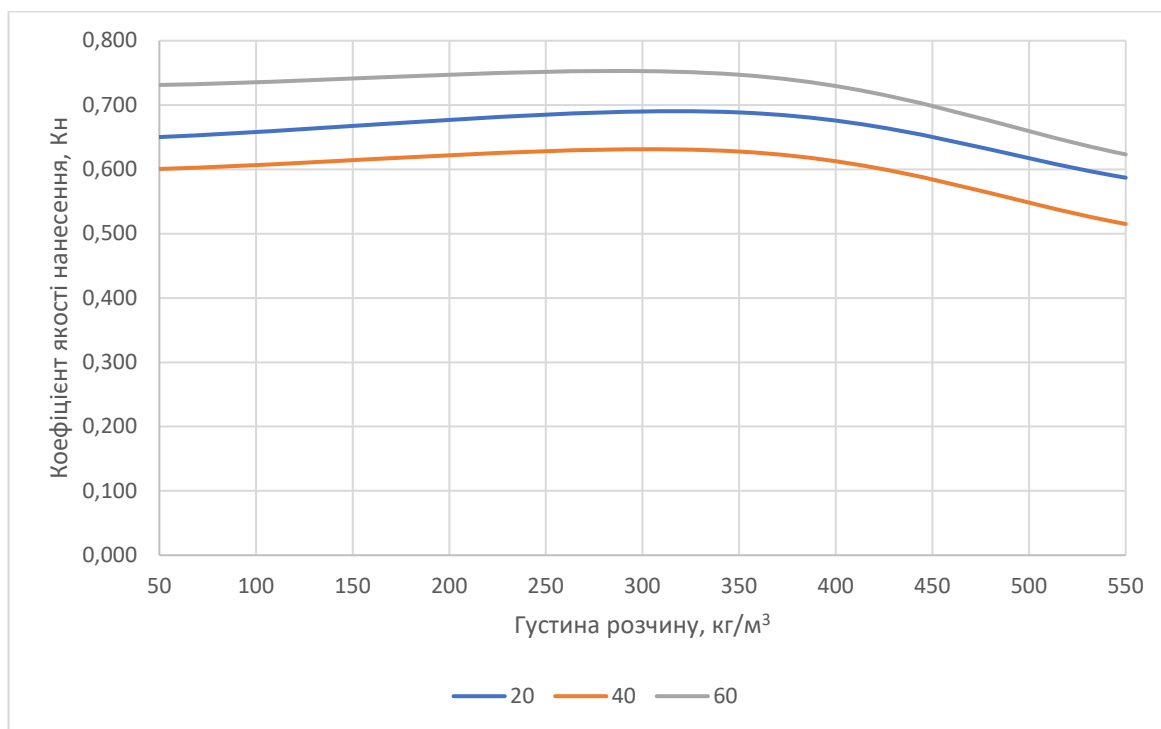


Рисунок 3.11 – Залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 1 м

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від частоти обертання робочого органу при подачі матеріалу на висоту 1 м характеризує вплив кінематичного режиму роботи обладнання на умови транспортування середовища та формування рівномірного шару на поверхні. За невеликої висоти подачі вплив гідравлічних втрат у транспортуючій системі є порівняно незначним, тому основну роль у зміні коефіцієнта нанесення відіграє саме інтенсивність роботи подаючого органу.

Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням частоти обертання на початковій ділянці коефіцієнт якості нанесення зростає. Це пояснюється тим, що підвищення частоти обертання забезпечує більш інтенсивну подачу матеріалу, покращує заповнення робочої зони та сприяє більш рівномірному надходженню суміші до поверхні нанесення. У цьому діапазоні режимів зменшується імовірність переривчастої подачі, а сформований шар характеризується кращою суцільністю та більш рівномірною товщиною.

На рисунку 3.12 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 2 м

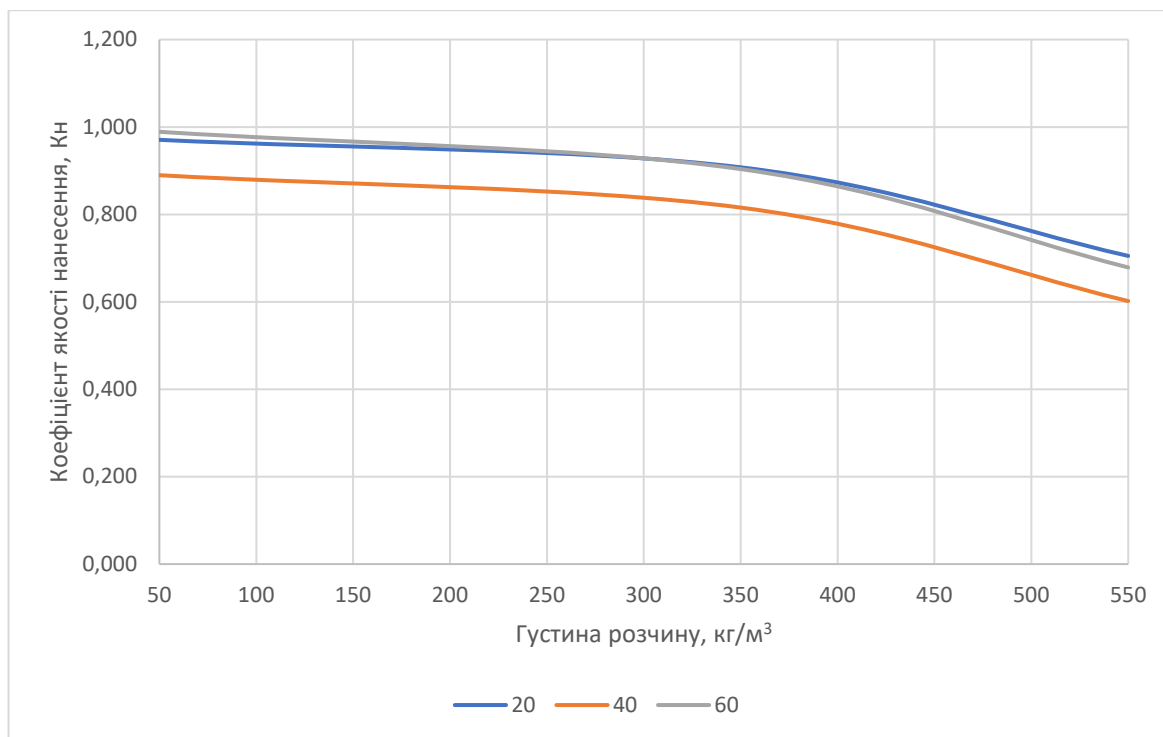


Рисунок 3.12 – Залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 2 м

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від частоти обертання робочого органу при подачі матеріалу на висоту 2 м відображає вплив кінематичних параметрів обладнання на ефективність транспортування суміші та умови формування нанесеного шару за більш складних умов подачі порівняно з висотою 1 м. Зі збільшенням висоти подачі зростають втрати тиску в системі, підвищується опір переміщенню середовища, тому роль раціонального вибору частоти обертання стає ще більш суттєвою.

Аналіз графічної залежності показує, що на початковій ділянці зі збільшенням частоти обертання коефіцієнт якості нанесення зростає. Це пояснюється тим, що підвищення частоти обертання забезпечує більш стабільну подачу матеріалу до зони нанесення, частково компенсує втрати енергії на транспортування по вертикальній ділянці та сприяє формуванню більш рівномірного потоку. У цьому діапазоні покращуються умови розподілу суміші по

поверхні, зменшується переривчастість подачі та підвищується суцільність сформованого шару.

У середньому діапазоні частот обертання досягається максимальне значення коефіцієнта якості нанесення, яке відповідає найбільш ефективному режиму роботи системи при висоті подачі 2 м. За цих умов забезпечується узгодження між інтенсивністю подачі матеріалу, опором його руху в транспортуючих каналах і здатністю суміші формувати рівномірний шар без значних локальних дефектів.

Саме в цій області частот створюються найкращі умови для поєднання достатньої продуктивності подачі та високої якості нанесення.

На рисунку 3.13 зображено графічну залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 3 м

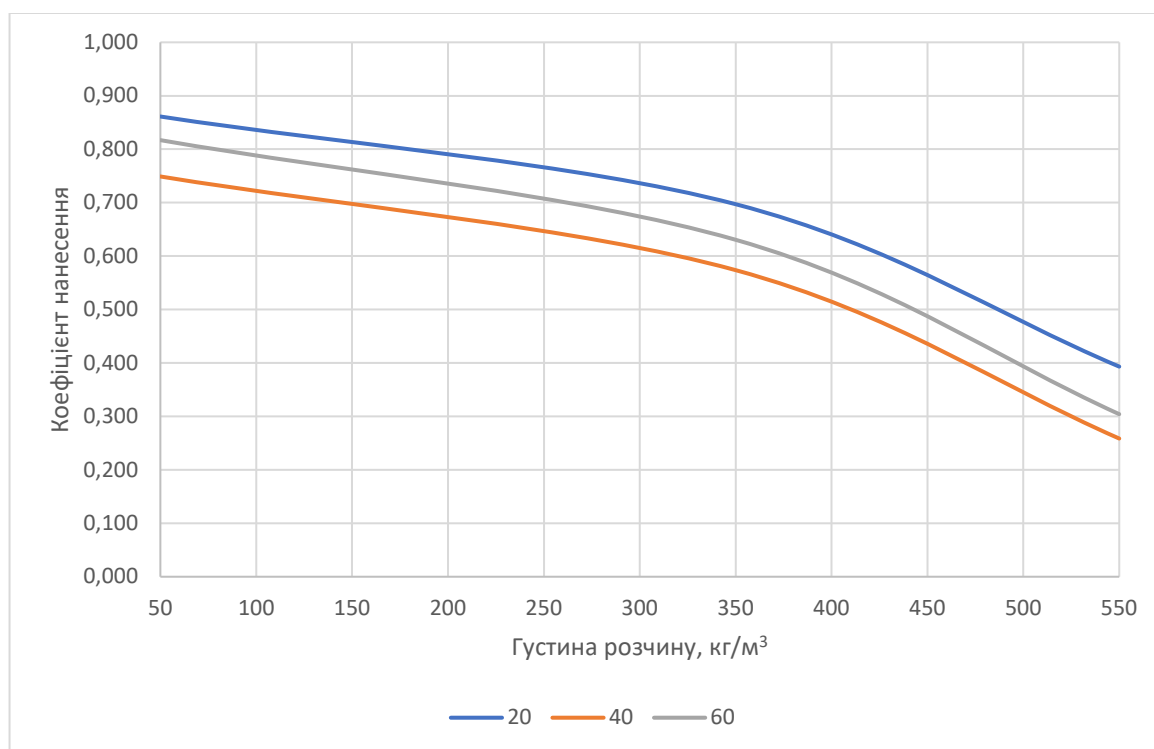


Рисунок 3.13 – Залежність коефіцієнта нанесення від частоти обертання при подачі на висоту 3 м

Розглянута залежність коефіцієнта якості нанесення від частоти обертання робочого органу при подачі матеріалу на висоту 3 м характеризує роботу системи в умовах підвищеного гідравлічного навантаження, коли суттєво зростає вплив втрат тиску, опору переміщенню середовища та нерівномірності подачі. За такої

висоти транспортування забезпечення високої якості нанесення значною мірою визначається правильним вибором частоти обертання, оскільки саме вона впливає на інтенсивність подачі матеріалу та здатність системи компенсувати додаткові втрати енергії у вертикальній ділянці.

Аналіз графічної залежності показує, що зі збільшенням частоти обертання на початковій ділянці коефіцієнт якості нанесення зростає. Це пояснюється тим, що підвищення частоти обертання сприяє рівномірності подачі матеріалу, забезпечує більш безперервний рух середовища по каналах системи та покращує умови надходження суміші в зону нанесення. У цьому діапазоні режимів зменшується ймовірність переривчастої подачі, а також частково компенсується негативний вплив висоти транспортування на витрату матеріалу.

У середньому діапазоні частот обертання досягається максимальне значення коефіцієнта якості нанесення, що відповідає найбільш раціональному режиму роботи системи за висоти подачі 3 м. За цих умов забезпечується найбільш сприятливе поєднання між інтенсивністю транспортування середовища, величиною втрат тиску та можливістю формування рівномірного шару на поверхні. Саме в цій області частот обертання система функціонує найбільш ефективно, забезпечуючи достатню продуктивність подачі без істотного погіршення структури потоку.

Аналіз отриманих графічних залежностей коефіцієнта якості нанесення від густини середовища, висоти подачі та частоти обертання робочого органу дозволив встановити закономірності впливу основних технологічних параметрів на ефективність формування шару будівельної суміші. Показано, що зі збільшенням густини середовища коефіцієнт якості нанесення змінюється за екстремальним законом, що свідчить про наявність раціонального діапазону значень цього параметра, при якому забезпечуються найкращі умови транспортування матеріалу та його рівномірного розподілу по поверхні. Водночас встановлено, що збільшення висоти подачі супроводжується зниженням коефіцієнта якості нанесення внаслідок зростання гідравлічних втрат і опору руху середовища в транспортуючих каналах.

Дослідження залежності коефіцієнта якості нанесення від частоти обертання робочого органу показало наявність раціональних режимів роботи обладнання для різних висот подачі матеріалу (1 м, 2 м, 3 м). Встановлено, що підвищення частоти обертання на початковій ділянці сприяє покращенню умов подачі та формування шару, однак подальше її зростання призводить до погіршення рівномірності нанесення внаслідок появи пульсацій потоку та перевантаження транспортуючої системи. При цьому зі збільшенням висоти подачі роль оптимального вибору частоти обертання істотно зростає, що підтверджує необхідність узгодження кінематичних параметрів обладнання з умовами транспортування матеріалу.

3.3 Дослідження коефіцієнта якості нанесення штукатурного розчину під час опоряджувальних робіт

Для оцінювання ефективності роботи гвинтового насоса в складі штукатурного агрегату було проведено натурні дослідження процесу нанесення штукатурного розчину на підготовлену поверхню. Результати розрахунків наведені у додатку Г

Як основні фактори дослідження було обрано частоту обертання гвинта насоса (n) та відстань від вихідного сопла до поверхні нанесення (L). Під час проведення дослідів частота обертання змінювалася в межах 40–60 об/хв, а відстань від сопла до поверхні становила 8, 10 та 12 см. Для кожного режиму виконувалося по три серії вимірювань.

Оцінювання якості нанесення здійснювалося за коефіцієнтом якості нанесення штукатурного розчину, який характеризує рівномірність формування штукатурного шару та відповідність його фактичної товщини заданим параметрам.

Результати експериментальних досліджень (рис. 3.14–3.18) показали, що найбільший вплив на якість нанесення має відстань від сопла до оброблюваної поверхні. При відстані 8 см забезпечується найбільш концентроване формування потоку розчину, що дозволяє отримати максимальні значення коефіцієнта якості

нанесення. Збільшення відстані до 10 см призводить до розширення факела розпилення та зменшення концентрації матеріалу в зоні нанесення, внаслідок чого коефіцієнт якості знижується на 20–25 %.

Подальше збільшення відстані до 12 см супроводжується додатковим розсіюванням потоку, нерівномірним розподілом розчину по поверхні та зниженням коефіцієнта якості нанесення майже вдвічі порівняно з оптимальним режимом.

Аналіз результатів показав, що максимальні значення коефіцієнта якості нанесення досягаються при частоті обертання гвинта 60 об/хв та відстані від сопла до поверхні 8 см. Отримані результати свідчать про доцільність використання зазначеного режиму як раціонального для виконання штукатурних робіт.

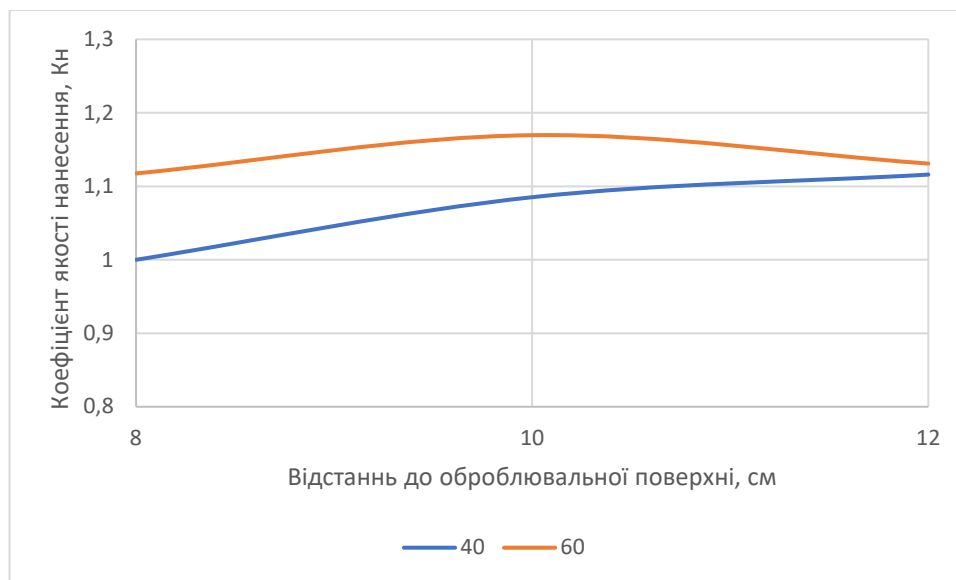


Рисунок 3.14 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від відстані до оброблювальної поверхні при висоті 1 м при частоті обертання гвинта 40 і 60 об/хв

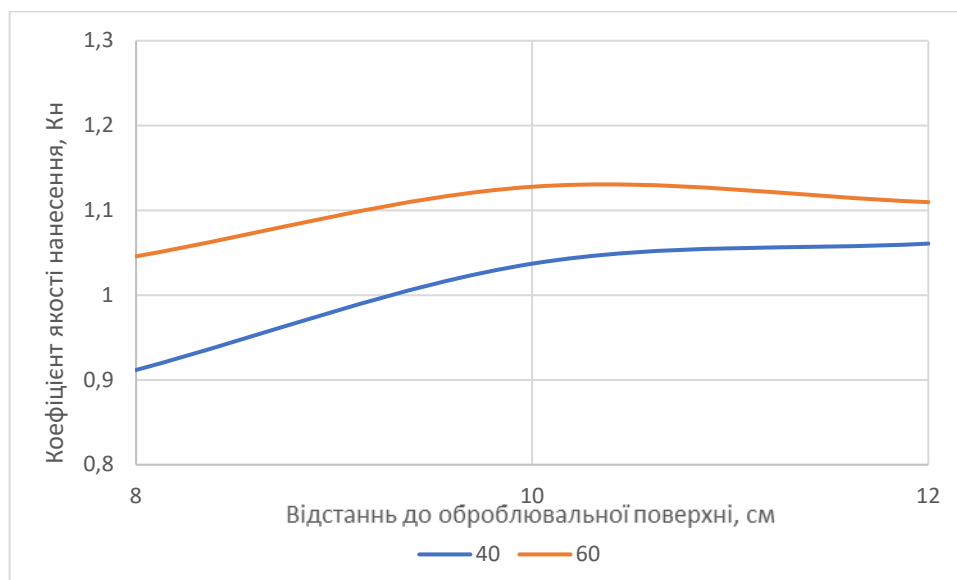


Рисунок 3.15 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від відстані до оброблювальної поверхні при висоті 2 м при частоті обертання гвинта 40 і 60 об/хв

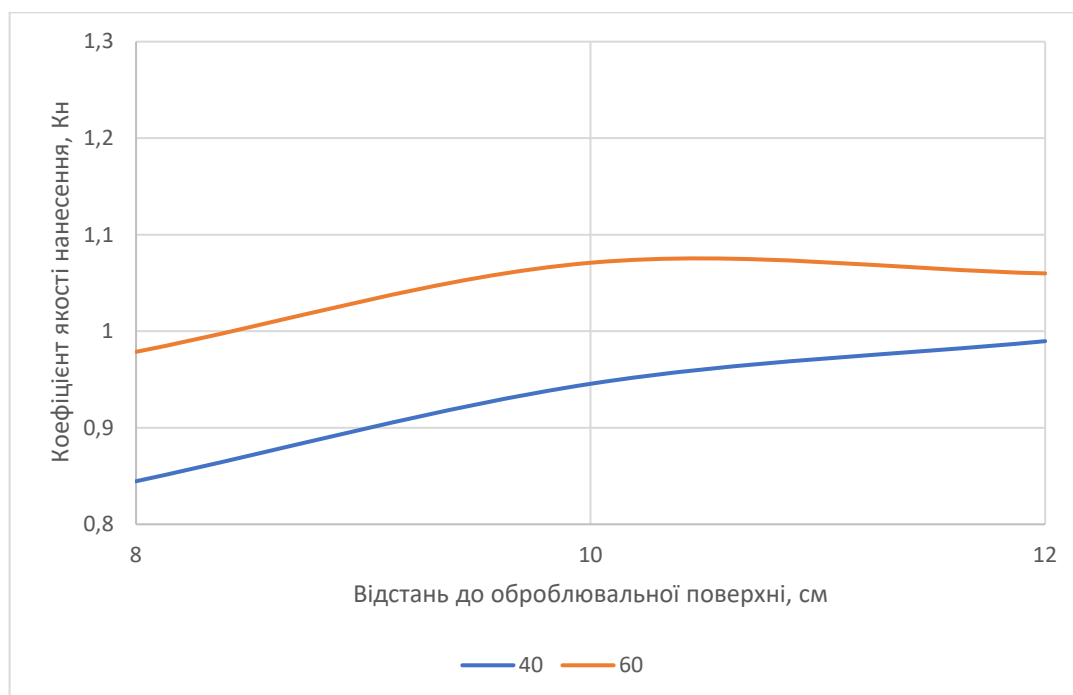


Рисунок 3.16 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від відстані до оброблювальної поверхні при висоті 3 м при частоті обертання гвинта 40 і 60 об/хв

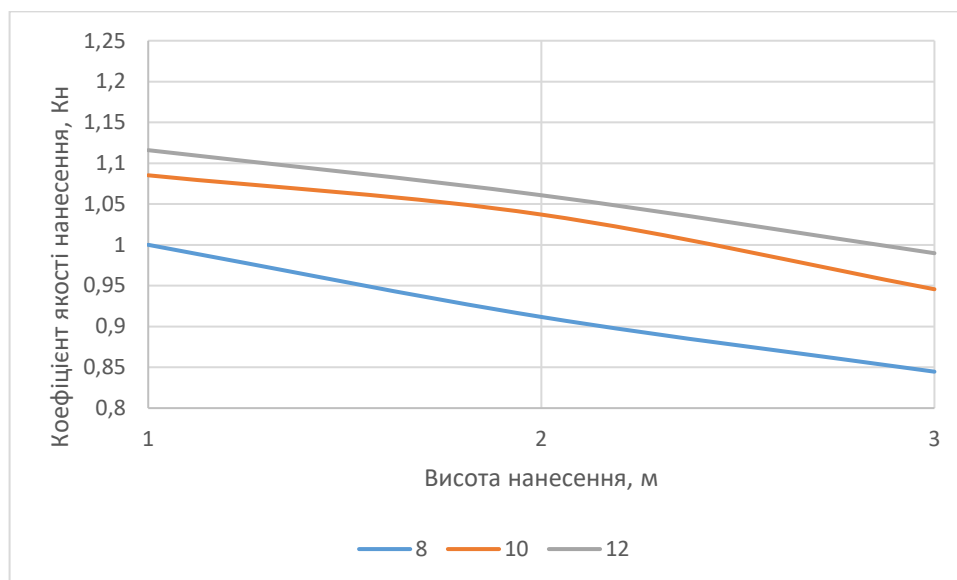


Рисунок 3.17 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти нанесення при частоті обертання гвинта 40 об/хв

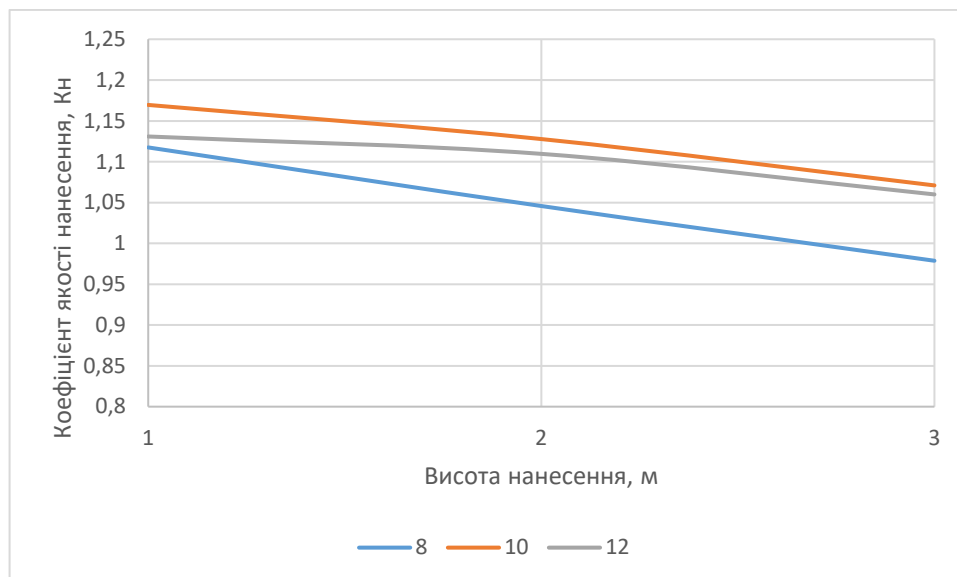


Рисунок 3.18 – Залежність коефіцієнта якості нанесення від висоти нанесення при частоті обертання гвинта 60 об/хв

Аналіз отриманих експериментальних залежностей показав, що якість нанесення штукатурного розчину суттєво залежить як від частоти обертання гвинтового насоса, так і від відстані між вихідним соплом та оброблюваною поверхнею. При цьому найбільший вплив на формування рівномірного штукатурного шару має саме відстань нанесення.

Встановлено, що зі збільшенням відстані від сопла до поверхні від 8 до 12 см коефіцієнт якості нанесення зменшується в середньому на 35–45 %. Це пояснюється розширенням факела розпилення, зменшенням концентрації матеріалу в зоні контакту з поверхнею та зростанням втрат енергії потоку під час його руху в повітряному середовищі. При відстані 12 см спостерігається найбільш нерівномірний розподіл матеріалу та погіршення структури сформованого покриття.

Збільшення частоти обертання гвинта від 40 до 60 об/хв позитивно впливає на якість нанесення розчину. За більшої частоти обертання забезпечується стабільніша подача матеріалу та підвищується енергія потоку, що сприяє кращому розподілу розчину по поверхні. Проте вплив цього фактора є менш вираженим порівняно з впливом відстані нанесення.

Максимальні значення коефіцієнта якості нанесення були отримані при частоті обертання гвинта 60 об/хв та відстані від сопла до поверхні 8 см. За цих умов коефіцієнт якості перевищував одиницю, що свідчить про формування найбільш рівномірного та якісного штукатурного покриття.

Рациональними параметрами роботи штукатурного агрегату слід вважати частоту обертання гвинта 60 об/хв та відстань нанесення 8 см. Використання зазначених режимів забезпечує підвищення якості формування штукатурного шару та покращення технологічних показників виконання опоряджувальних робіт.



Рисунок 3.19 – Випробування зразків будівельного розчину на стиск

На рисунку 3.19 представлено процес випробування зразка будівельного розчину на стиск за допомогою гідравлічного преса. Даний вид випробувань є одним із основних методів визначення механічних характеристик будівельних розчинів і широко застосовується для оцінювання їхньої придатності до використання під час виконання опоряджувальних робіт. Міцність на стиск є важливим показником якості штукатурних розчинів, оскільки характеризує здатність матеріалу сприймати експлуатаційні навантаження без руйнування та забезпечувати довговічність сформованого покриття.

Таблиця 3.5 – Результати випробування зразків-кубів будівельної суміші на стиск

№ зразка	Розміри зразка, мм	Площа поперечного перерізу А, мм ²	Руйнівна сила F, тс	Руйнівна сила F, кН	Межа міцності на стиск $\sigma_{руйн}$, МПа
1	70×70×70	4900	1,60	15,70	3,20
2	70×70×70	4900	2,30	22,56	4,60
3	70×70×70	4900	2,30	22,56	4,60
4	70×70×70	4900	2,30	22,56	4,60
5	70×70×70	4900	2,15	21,09	4,30
6	70×70×70	4900	2,40	23,54	4,80
Середнє значення	—	—	2,18	21,34	4,35

Перед проведенням випробувань зразки виготовлялися у спеціальних формах у вигляді кубів установлених розмірів. Після формування вони витримувалися в нормальних умовах тверднення до досягнення необхідного віку, що забезпечувало завершення основних процесів гідратації в'язучого та формування структури матеріалу. Безпосередньо перед випробуванням зразки оглядалися на наявність видимих дефектів, після чого встановлювалися між плитами випробувальної машини таким чином, щоб навантаження прикладалося рівномірно по всій площі їхніх граней.

У процесі випробування навантаження на зразок збільшувалося поступово та безперервно до моменту його руйнування. Під дією стискальних напружень у матеріалі виникали внутрішні деформації, які супроводжувалися утворенням і розвитком мікротріщин. Подальше зростання навантаження призводило до об'єднання окремих тріщин у єдину систему руйнування, що супроводжувалося втратою несучої здатності зразка. На світлині зафіксовано момент безпосередньо перед остаточним руйнуванням кубика, коли на його бічних поверхнях вже

спостерігаються характерні вертикальні тріщини, що свідчать про досягнення граничного напруженого стану матеріалу.

За результатами випробування визначалося максимальне руйнівне навантаження, яке витримував зразок. На основі отриманих даних розраховувалася межа міцності розчину на стиск, що характеризує його здатність чинити опір зовнішнім силовим впливам. Отримані показники використовувалися для порівняльного аналізу різних складів будівельних розчинів, а також для оцінювання впливу технологічних факторів приготування та подачі суміші на її кінцеві фізико–механічні властивості.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Наведено результати експериментальних досліджень робочого процесу гвинтового насоса безперервної дії при перекачуванні будівельних розчинів різної густини в умовах лабораторного стенда, що дозволило встановити закономірності впливу конструктивних параметрів гвинтового вузла та режимів роботи приводу на основні техніко–технологічні характеристики насосного обладнання. Розроблена методика експериментальних досліджень забезпечила можливість комплексної оцінки впливу частоти обертання ротора, висоти подачі матеріалу та фізико–механічних характеристик середовища на продуктивність насоса, втрати тиску, енергоспоживання та якість подачі будівельного розчину.

2. У результаті проведених експериментальних досліджень отримано графічні залежності коефіцієнта якості нанесення від густини середовища, висоти подачі матеріалу та частоти обертання робочого органу, що дозволило встановити характер зміни параметрів робочого процесу насоса залежно від умов його експлуатації.

3. Встановлено, що зі збільшенням густини середовища спостерігається екстремальний характер зміни коефіцієнта якості нанесення, що свідчить про наявність раціонального діапазону значень густини, за яких забезпечуються

найбільш сприятливі умови транспортування будівельного розчину та формування рівномірного шару матеріалу на поверхні.

4. Експериментально підтверджено, що збільшення висоти подачі будівельного розчину призводить до зростання гідравлічних втрат у трубопровідній системі транспортування, що супроводжується зниженням продуктивності насоса та погіршенням умов формування потоку матеріалу на виході з робочого органу. Встановлено закономірності зміни коефіцієнта якості нанесення залежно від висоти подачі для різних значень густини середовища, що дозволило визначити допустимі межі транспортування матеріалу без суттєвого зниження ефективності роботи насосного обладнання.

5. Дослідження впливу частоти обертання робочого органу на ефективність процесу перекачування показало наявність раціональних режимів роботи гвинтового насоса, при яких забезпечується максимальна рівномірність подачі матеріалу та зменшення енергетичних втрат у системі транспортування. Встановлено, що підвищення частоти обертання до певного граничного значення сприяє стабілізації подачі будівельного розчину та покращенню умов формування шару, тоді як подальше її збільшення призводить до появи пульсацій потоку та зниження ефективності роботи насосної установки.

6. Порівняльний аналіз результатів експериментальних досліджень із теоретичними залежностями, отриманими у другому розділі дисертаційної роботи, показав їх задовільну узгодженість, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі процесу транспортування будівельних розчинів у гвинтовому насосі безперервної дії з урахуванням геометричних параметрів гвинтової пари, режимів роботи приводу та реологічних характеристик середовища. Встановлено, що запропонована математична модель дозволяє з достатньою точністю прогнозувати зміну продуктивності насоса, величину втрат тиску та енергетичні показники процесу перекачування будівельних розчинів у широкому діапазоні експлуатаційних режимів.

7. У результаті виконаних досліджень визначено раціональні значення режимних параметрів роботи гвинтового насоса безперервної дії залежно від

густини будівельного розчину та висоти його транспортування, що дозволяє забезпечити підвищення ефективності механізованої подачі матеріалу трубопровідними системами штукатурних агрегатів. Отримані результати створюють наукову основу для обґрунтування конструктивних параметрів гвинтового вузла та вибору оптимальних режимів роботи приводу з урахуванням реологічних характеристик будівельних розчинів.

РОЗДІЛ 4

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ У ТЕХНІЧНУ ПРАКТИКУ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВДОСКОНАЛЕНОГО ШТУКАТУРНОГО АГРЕГАТУ

4.1 Розроблення конструкції гвинтового вузла штукатурного агрегату з гідравлічним приводом

У результаті виконаних теоретичних досліджень робочих процесів гвинтового насоса безперервної дії, аналізу конструктивних схем сучасних штукатурних агрегатів та оцінювання впливу геометричних параметрів робочого органу на характеристики транспортування будівельних розчинів було розроблено конструкцію модернізованого гвинтового вузла штукатурного агрегату з гідравлічним приводом, яка забезпечує підвищення ефективності подачі матеріалу, зменшення енергетичних витрат та покращення експлуатаційних характеристик насосного обладнання.

Аналіз існуючих конструкцій гвинтових насосів показав, що їх ефективність значною мірою визначається геометрією робочого гвинта, характеристиками статора, умовами контакту робочих поверхонь та режимами приводу. У серійних конструкціях насосів, які застосовуються в штукатурних агрегатах типу СО–150, геометричні параметри робочого органу формувалися без урахування змінних реологічних характеристик будівельних розчинів, що призводить до підвищених втрат тиску, нерівномірності подачі матеріалу та інтенсивного зношування еластомерної обійми.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики штукатурного агрегату СО–150

Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення
Тип насоса	–	гвинтовий (героторний)
Продуктивність	м ³ /год	0,27–0,47
Робочий тиск	МПа	до 2,0

Продовження таблиці 4.1

Об'єм завантажувального бункера	л	60–65
Максимальна крупність заповнювача	мм	до 2,5
Дальність подачі по горизонталі	м	до 80
Дальність подачі по вертикалі	м	до 50
Потужність електродвигуна	кВт	1,5–2,2
Частота обертання гвинта	об/хв	≈133
Напруга живлення	В	380
Частота струму	Гц	50
Габаритні розміри (довжина × ширина × висота)	мм	1500×560×930
Маса агрегату	кг	109–120
Діаметр розчинопроводу	мм	16–32
Довжина розчинопроводу	м	10–20
Ресурс роботи	год	до 2400
Середній напрацювання на відмову	год	≥300

З метою усунення зазначених недоліків у роботі гвинтового насосного вузла було розроблено конструкцію робочого гвинта зі зміненою геометрією профілю гребеня (рис.4.2) та збільшеним кроком гвинтової лінії. Така конструктивна схема забезпечує формування робочих камер збільшеного об'єму, що дозволяє підвищити продуктивність насосного вузла без збільшення частоти обертання робочого органу та без підвищення навантаження на елементи приводу.

Особливістю розробленого гвинтового робочого органу є узгодження його геометричних параметрів із реологічними характеристиками будівельних розчинів, що транспортуються трубопроводною системою подачі. Зміна кута нахилу профілю гребеня дозволяє забезпечити більш плавне переміщення матеріалу в робочих

камерах насоса та зменшити локальні концентрації напружень у зоні контакту ротора зі статором. Це сприяє зниженню інтенсивності зношування еластомерних поверхонь і підвищенню ресурсу роботи насосного вузла.

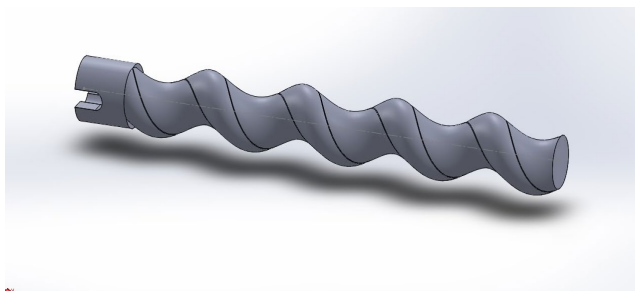


Рисунок 4.1 – Гвинт штукатурного агрегату



Рисунок 4.2 – Конструкція робочого гвинта зі зміненою геометрією профілю гребеня

Збільшення кроку гвинтової лінії забезпечує підвищення теоретичного об'єму матеріалу, що переміщується за один оберт робочого органу. У результаті цього досягається підвищення продуктивності насоса при збереженні раціональних режимів його роботи та зниженні питомих енерговитрат на транспортування будівельних розчинів. Одночасно зменшується амплітуда коливань витрати матеріалу, що позитивно впливає на рівномірність подачі розчину до робочої зони нанесення.

Під час розроблення конструкції гвинтового вузла враховувалися закономірності руху в'язкопластичних середовищ у каналах змінного перерізу, встановлені в попередніх розділах дисертаційної роботи. Встановлено, що зміна геометричних параметрів робочого гвинта дозволяє зменшити внутрішні витоки матеріалу між робочими камерами та забезпечити підвищення герметичності насосної частини агрегату. Це створює передумови для рівномірності параметрів подачі матеріалу та підвищення ефективності функціонування насосного вузла в умовах змінних технологічних режимів.

Важливим напрямом удосконалення конструкції штукатурного агрегату є застосування гідравлічного приводу (рис. 4.3) гвинтового насоса, який забезпечує можливість безступеневого регулювання частоти обертання робочого органу

залежно від фізико–механічних характеристик будівельного розчину та умов його транспортування. Використання гідравлічного приводу дозволяє підтримувати раціональні режими роботи насосного вузла при зміні консистенції матеріалу, довжини трубопроводної лінії подачі та висоти транспортування.



Рисунок 4.3 – Штукатурний агрегат з гідравлічним приводом гвинтового насоса

На відміну від традиційних електромеханічних приводів, у яких частота обертання робочого органу визначається передаточним числом редуктора, застосування гідравлічного приводу створює можливість оперативної зміни швидкості переміщення матеріалу без зміни конструкції агрегату. Це дозволяє

забезпечити узгодження витратної характеристики насоса з параметрами трубопровідної системи подачі та зменшити втрати тиску під час транспортування будівельних розчинів.

Застосування гідравлічного приводу також сприяє зниженню динамічних навантажень на елементи насосного вузла, що виникають у процесі переміщення матеріалу зі змінними структурно–механічними характеристиками. Завдяки цьому підвищується надійність роботи обладнання та зменшується інтенсивність зношування його основних елементів.

Конструкція модернізованого гвинтового вузла передбачає використання підшипникових опор підвищеної жорсткості, які забезпечують стабілізацію положення ротора відносно статора та зменшення перекосів робочого органу під час його обертання, що дозволяє зменшити контактні напруження в зоні взаємодії робочих поверхонь і підвищити ресурс роботи насосної частини агрегату.

Важливим конструктивним рішенням є також удосконалення системи ущільнення насосного вузла, що забезпечує зменшення витоків матеріалу в зоні з'єднання елементів конструкції та підвищення ефективності роботи агрегату в цілому. Використання ущільнювальних елементів із підвищеною зносостійкістю дозволяє забезпечити стабільність параметрів подачі матеріалу протягом тривалого часу експлуатації обладнання.

Розроблений гвинтовий вузол реалізовано у складі дослідного зразка штукатурного агрегату з гідравлічним приводом, призначеного для транспортування будівельних розчинів у процесах виконання оздоблювальних робіт. Конструкція агрегату забезпечує рівномірну подачу матеріалу без значних коливань витрати, що сприяє підвищенню якості нанесення розчинових сумішей на оброблювані поверхні та зменшенню втрат матеріалу під час виконання технологічних операцій.

Експлуатаційні характеристики розробленого насосного вузла визначаються можливістю його роботи в широкому діапазоні режимів подачі матеріалу, що забезпечує універсальність застосування агрегату в умовах сучасного будівельного виробництва. При цьому забезпечується ефективне транспортування розчинів

різної рухливості та гранулометричного складу без необхідності зміни конструкції насосного обладнання.

Запропоновані конструктивні рішення створюють передумови для підвищення продуктивності штукатурних агрегатів, зменшення енергетичних витрат на транспортування будівельних розчинів та підвищення надійності роботи насосного вузла в умовах тривалої експлуатації. Використання модернізованого гвинтового робочого органу забезпечує покращення узгодження параметрів роботи агрегату з характеристиками будівельних розчинів, що дозволяє підвищити ефективність виконання механізованих оздоблювальних робіт.

4.2 Виробничі випробування модернізованого гвинтового насоса

Випробування модернізованого штукатурного агрегату здійснювалися під час транспортування та нанесення цементно–піщаних будівельних розчинів, які широко застосовуються в технологічних процесах механізованого виконання оздоблювальних робіт. Як робоче середовище використовувалися розчини на основі портландцементу марки М400–М500, кварцового піску з максимальною крупністю зерен до 2,5 мм та води. Співвідношення компонентів відповідало типовим рецептурам штукатурних розчинів, що застосовуються під час виконання внутрішніх і зовнішніх оздоблювальних робіт у житловому та промисловому будівництві.

Обладнання працювало в автономному режимі з використанням мобільного джерела електроживлення, що забезпечувало можливість його ефективної експлуатації в умовах будівельного майданчика за відсутності стаціонарних електричних мереж. Привід гвинтового насоса здійснювався від гідромотора, живлення якого забезпечувалося насосною станцією агрегату, що дозволяло реалізувати безступеневе регулювання частоти обертання робочого гвинта залежно від технологічних умов транспортування будівельного розчину.

Під час проведення випробувань частота обертання робочого гвинта змінювалася в межах робочого діапазону, визначеного за результатами попередніх

теоретичних та експериментальних досліджень, що забезпечувало рівномірну подачу матеріалу трубопровідною лінією на відстані, характерні для умов виконання штукатурних робіт. Регулювання режимів роботи агрегату здійснювалося шляхом зміни витрати робочої рідини в гідросистемі приводу, що дозволяло адаптувати параметри подачі матеріалу до зміни його консистенції та умов транспортування.

З метою оцінювання ефективності застосування модернізованого гвинтового насоса у виробничих умовах було виконано його впровадження на об'єктах будівельних та відновлювальних робіт. Таке впровадження дозволило дослідити роботу агрегату в тривалому експлуатаційному режимі, оцінити стабільність функціонування насосного вузла, надійність гідравлічного приводу та якість транспортування будівельних розчинів у реальних умовах будівельного майданчика.

У процесі виробничих випробувань встановлено, що застосування модернізованого робочого гвинта зі зміненою геометрією профілю забезпечує підвищення рівномірності подачі розчину та зменшення пульсацій витрати матеріалу під час його транспортування трубопровідною системою. Це сприяє покращенню умов нанесення розчину на оброблювані поверхні та підвищенню якості виконання оздоблювальних робіт.

Крім того, використання гідравлічного приводу дозволило забезпечити ефективне регулювання швидкості переміщення будівельного розчину залежно від довжини трубопровідної лінії, висоти подачі та структурно–механічних характеристик робочого середовища. У процесі експлуатації агрегат працював стабільно, без перевантажень приводу та порушень герметичності робочих камер насосного вузла, що підтверджує надійність запропонованих конструктивних рішень.

Виробничі випробування модернізованого гвинтового насоса штукатурного агрегату проводилися з метою перевірки працездатності запропонованих конструктивних рішень у реальних умовах експлуатації, оцінювання впливу зміненої геометрії робочого гвинта на параметри подачі будівельних розчинів, а

також підтвердження ефективності застосування гідравлічного приводу для регулювання режимів роботи насосного вузла.

Під час проведення випробувань використовувався дослідний зразок гвинтового насоса, виготовлений із урахуванням результатів теоретичних досліджень, наведених у попередніх розділах дисертаційної роботи. Конструкція насоса передбачала застосування робочого гвинта зі змінним кроком гвинтової лінії, удосконаленим профілем гребеня та раціоналізованими геометричними параметрами робочих камер. Привід робочого органу здійснювався від гідромотора, який забезпечував можливість плавного регулювання частоти обертання залежно від умов транспортування матеріалу.

Випробування модернізованого гвинтового насоса виконувалися під час транспортування будівельних розчинів, що застосовуються в технологічних процесах механізованого нанесення оздоблювальних покриттів. Як робоче середовище використовувалися цементно–піщані розчини різної рухливості, що дозволило оцінити працездатність насосного вузла в широкому діапазоні технологічних режимів. У процесі досліджень визначалися основні експлуатаційні показники роботи насоса, зокрема продуктивність, стабільність подачі матеріалу, величина втрат тиску в трубопровідній системі, рівень динамічних навантажень та характер взаємодії робочих поверхонь ротора і статора.

Під час випробувань встановлено, що застосування модернізованого робочого гвинта забезпечує підвищення рівномірності транспортування будівельного розчину трубопровідною лінією подачі. Завдяки змінній геометрії профілю гребеня досягнуто зменшення внутрішніх витоків матеріалу між робочими камерами насоса, що сприяє нормалізації витратної характеристики агрегату та підвищенню ефективності його функціонування в умовах змінної консистенції робочого середовища.

У ході випробувань також встановлено, що застосування модернізованого гвинтового робочого органу забезпечує зменшення втрат тиску під час транспортування будівельних розчинів трубопровідною системою подачі. Це дозволяє знизити навантаження на насосний вузол та підвищити енергетичну

ефективність роботи штукатурного агрегату в цілому. Одночасно зменшується інтенсивність зношування еластомерної обойми статора, що сприяє підвищенню ресурсу роботи насосного обладнання.

Під час тривалої експлуатації дослідного зразка насосного вузла не було зафіксовано перевантажень елементів приводу, підвищених вібрацій або порушень герметичності робочих камер. Це підтверджує надійність запропонованих конструктивних рішень та можливість їх використання в умовах реального будівельного виробництва

Практичні результати виробничих випробувань свідчать про доцільність застосування модернізованого гвинтового насоса в складі штукатурних агрегатів для транспортування будівельних розчинів різного складу та рухливості. Використання розробленої конструкції забезпечує підвищення рівномірності подачі матеріалу, зменшення енергетичних витрат на транспортування та покращення умов роботи насосного вузла при змінних технологічних режимах.

Розроблений штукатурний агрегат із модернізованим гвинтовим насосом було впроваджено в умовах будівельного майданчика на базі ЖБК «Ворскла» (м. Полтава, вул. Ігоря Дорошенка, 31), де виконувалися оздоблювальні роботи в рамках ремонтно–відновлювальних заходів на об'єктах житлового призначення. Обраний об'єкт характеризувався обмеженими умовами доступу до стаціонарних джерел електроживлення, що зумовлювало необхідність застосування мобільного штукатурного обладнання з регульованими параметрами подачі будівельних розчинів.

Впровадження здійснювалося безпосередньо на будівельному майданчику під час виконання робіт із транспортування та нанесення цементно–піщаних розчинів на вертикальні та горизонтальні поверхні будівельних конструкцій, заповнення технологічних швів, а також виконання локальних оздоблювальних операцій малої механізації. Будівельний розчин подавався до робочої зони нанесення трубопровідною лінією безпосередньо після завантаження в приймальний бункер агрегату, що дозволило оцінити ефективність роботи

насосного вузла в умовах реального технологічного циклу виконання штукатурних робіт.

У процесі впровадження застосовувався дослідно–промисловий зразок штукатурного агрегату з гідравлічним приводом гвинтового насоса та модернізованим робочим гвинтом зі зміненою геометрією профілю. Обладнання працювало в автономному режимі з використанням мобільної енергетичної установки, що забезпечувало незалежність від зовнішніх джерел електроживлення та дозволяло експлуатувати агрегат безпосередньо в зоні виконання будівельних робіт. Конструктивні параметри агрегату забезпечували рівномірну подачу будівельного розчину в обсягах, необхідних для виконання оздоблювальних операцій на об'єкті.

Робота штукатурного агрегату здійснювалася в режимах, визначених за результатами попередніх теоретичних і експериментальних досліджень. Частота обертання робочого гвинта регулювалася шляхом зміни витрати робочої рідини в гідросистемі приводу, що дозволяло підтримувати раціональні параметри транспортування матеріалу залежно від консистенції розчину та довжини трубопровідної лінії подачі. У зазначених режимах агрегат працював, без перевантажень приводу та порушень герметичності робочих камер насосного вузла.

За весь період роботи не було зафіксовано відмов насосного вузла, підвищених вібрацій або перегріву елементів гідроприводу, що підтверджує надійність запропонованих конструктивних рішень та придатність агрегату до тривалої експлуатації в умовах будівельного майданчика.

Практичні результати впровадження показали, що застосування модернізованого гвинтового робочого органу забезпечує підвищення рівномірності подачі будівельного розчину трубопровідною системою та зменшення пульсацій витрати матеріалу під час його транспортування. Розчин характеризувався однорідною структурою, відсутністю розшарування та достатньою технологічною рухливістю, що забезпечувало якісне нанесення матеріалу на оброблювані поверхні відповідно до вимог чинних нормативних документів. За відгуками

обслуговуючого персоналу, експлуатація штукатурного агрегату відзначалася зручністю керування, а використання гідравлічного приводу сприяло підвищенню ефективності виконання оздоблювальних робіт.

Розроблений штукатурний агрегат із модернізованим гвинтовим насосом також було впроваджено на базі ТОВ «Виробниче підприємство “Будмеханізація”», яке спеціалізується на виготовленні та експлуатації будівельного обладнання. Впровадження здійснювалося безпосередньо в умовах будівельного майданчика під час виконання робіт із нанесення штукатурних розчинів на поверхні огорожувальних конструкцій, заповнення технологічних швів та виконання оздоблювальних операцій різного призначення, що дозволило оцінити ефективність роботи агрегату в умовах реального будівельного виробництва.

Таким чином, результати виробничих випробувань модернізованого гвинтового насоса підтвердили ефективність застосування зміненої геометрії робочого гвинта та регульованого гідравлічного приводу, що створює передумови для впровадження запропонованих конструктивних рішень у технологічні комплекти сучасних штукатурних агрегатів і підвищення ефективності механізованих оздоблювальних робіт у будівництві.

4.3 Порівняльний аналіз роботи модернізованого гвинтового насоса та насоса базового агрегату

Для оцінювання ефективності запропонованих конструктивних рішень було виконано порівняльний аналіз роботи модернізованого гвинтового насоса штукатурного агрегату з насосом серійного агрегату СО–150, який широко застосовується у практиці виконання механізованих оздоблювальних робіт. Основною метою порівняння було визначення впливу зміненої геометрії робочого гвинта та використання гідравлічного приводу на параметри подачі будівельних розчинів, стабільність роботи насосного вузла, рівень енергетичних витрат і ресурс експлуатації обладнання.

Порівняльний аналіз проводився за основними експлуатаційними показниками роботи насосів, до яких належать продуктивність транспортування будівельного розчину, рівномірність подачі матеріалу трубопроводною системою, втрати тиску під час переміщення середовища, характер динамічних навантажень на елементи приводу та інтенсивність зношування робочих поверхонь ротора і статора. Оцінювання зазначених параметрів здійснювалося в умовах транспортування цементно-піщаних розчинів різної рухливості, що дозволило встановити закономірності зміни характеристик насосного вузла залежно від структурно-механічних властивостей робочого середовища.

Таблиця 4.2 – Порівняльні технічні показники насоса базового агрегату та модернізованого гвинтового насоса

Показник	Базовий насос	Модернізований насос
Тип насоса	гвинтовий	гвинтовий із зміненою геометрією ротора
Тип приводу	електромеханічний	гідравлічний регульований
Продуктивність подачі розчину, м ³ /год	0,36–0,72	0,55–0,95
Робочий тиск, МПа	до 2,0	2,2–2,5
Дальність подачі по горизонталі, м	до 80	до 100
Дальність подачі по вертикалі, м	до 50	до 60
Частота обертання гвинта, об/хв	≈130	60–160 (регульована)
Об'єм бункера, л	60	60
Максимальна крупність заповнювача, мм	до 2,5	до 3
Потужність приводу, кВт	1,5–2,2	1,6–2,0
Пульсації подачі	помірні	знижені на 20–30 %
Втрати тиску в трубопроводі	базові	зменшені на 10–18 %
Внутрішні витоки між камерами	значні при зношенні	зменшені на 15–25 %
Знос статора	підвищений	знижений на 20–35 %
Енергоспоживання на транспортування 1 м ³ розчину	1,0 (базове)	0,82–0,9
Стабільність витрати	середня	підвищена
Регулювання продуктивності	ступінчасте	безступеневе

Установлено, що модернізований гвинтовий насос забезпечує підвищення продуктивності транспортування будівельного розчину порівняно з насосом агрегату за рахунок збільшення теоретичного об'єму робочих камер і покращення умов герметизації між ротором та статором. Застосування робочого гвинта зі зміненим кроком гвинтової лінії дозволяє збільшити об'єм матеріалу, що переміщується за один оберт робочого органу, без підвищення частоти його обертання, що позитивно впливає на енергетичні показники роботи агрегату.

Важливою перевагою модернізованого насосного вузла є підвищення рівномірності подачі будівельного розчину трубопровідною лінією. У насосах агрегату при роботі з розчинами підвищеної в'язкості спостерігаються коливання витрати матеріалу, зумовлені внутрішніми витоками між робочими камерами та нерівномірністю переміщення середовища вздовж осі насоса. У модернізованій конструкції ці явища зменшуються завдяки оптимізації геометричних параметрів профілю гребеня робочого гвинта, що забезпечує стабілізацію витратної характеристики агрегату та покращення умов транспортування матеріалу.

Під час порівняльних досліджень встановлено, що застосування гідравлічного приводу гвинтового насоса дозволяє забезпечити більш ефективне регулювання режимів роботи агрегату порівняно з електромеханічним приводом, який використовується в установках. Безступеневе регулювання частоти обертання робочого гвинта створює можливість узгодження параметрів подачі будівельного розчину з довжиною трубопровідної лінії, висотою транспортування та фізико-механічними характеристиками середовища. Це сприяє зниженню втрат тиску та підвищенню ефективності функціонування насосного вузла в умовах змінних технологічних режимів будівельного виробництва.

Порівняльний аналіз показав також зменшення рівня динамічних навантажень на елементи насосного вузла модернізованого агрегату. У традиційних конструкціях насосів СО-150 зміна консистенції будівельного розчину супроводжується підвищенням навантажень на ротор і статор, що призводить до прискореного зношування еластомерної обойми. У модернізованому насосі застосування гідравлічного приводу забезпечує адаптацію

режимів роботи до умов транспортування матеріалу, що дозволяє зменшити контактні напруження між робочими поверхнями та підвищити ресурс експлуатації насосного обладнання.

Крім того, встановлено, що модернізований гвинтовий насос характеризується зменшеними втратами тиску під час транспортування будівельних розчинів трубопровідною системою подачі. Це пояснюється підвищенням герметичності робочих камер та покращенням умов переміщення матеріалу в міжвитковому просторі ротора. У результаті знижується навантаження на елементи приводу агрегату та підвищується загальна енергетична ефективність технологічного процесу транспортування будівельних розчинів.

Важливим результатом проведеного порівняльного аналізу є підтвердження підвищення рівномірності роботи модернізованого насосного вузла при транспортуванні розчинів різної рухливості. У насосах агрегату зміна структурно-механічних характеристик середовища призводить до зменшення продуктивності та збільшення втрат тиску в системі подачі. У модернізованій конструкції ці негативні явища значною мірою усуваються завдяки узгодженню геометричних параметрів робочого гвинта з реологічними характеристиками будівельного розчину.

Аналіз експлуатаційних показників також показав зниження енергетичних витрат під час роботи модернізованого гвинтового насоса порівняно з насосом базового агрегату. Це досягається за рахунок зменшення внутрішніх витоків матеріалу, підвищення герметичності робочих камер і можливості регулювання частоти обертання робочого органу залежно від технологічних умов транспортування матеріалу. У результаті підвищується ефективність використання енергії приводу та зменшується навантаження на основні елементи насосного вузла.

Результати порівняльного аналізу роботи модернізованого гвинтового насоса та насоса базового агрегату підтверджують доцільність застосування зміненої геометрії робочого гвинта та гідравлічного приводу в конструкції штукатурних агрегатів нового покоління. Запропоновані конструктивні рішення забезпечують

підвищення продуктивності транспортування будівельних розчинів, зменшення втрат тиску в трубопровідній системі подачі, підвищення рівномірності переміщення матеріалу та збільшення ресурсу роботи насосного обладнання, що створює передумови для їх широкого впровадження у практику сучасного будівельного виробництва

4.4 Висновки до розділу 4

1. розроблено конструкцію модернізованого гвинтового вузла штукатурного агрегату з гідравлічним приводом, яка забезпечує підвищення ефективності транспортування будівельних розчинів за рахунок удосконалення геометричних параметрів робочого гвинта та можливості безступеневого регулювання частоти його обертання залежно від технологічних умов роботи агрегату.

2. встановлено, що застосування модернізованого гвинтового насоса забезпечує стабільну подачу цементно–піщаних розчинів трубопровідною системою без перевантажень елементів приводу та без порушення герметичності робочих камер насосного вузла.

3. показано, що використання робочого гвинта зі зміненою геометрією профілю забезпечує підвищення продуктивності транспортування будівельних розчинів у середньому на 20...30 %, зменшення втрат тиску в трубопровідній системі подачі на 10...18 % та зниження пульсацій витрати матеріалу під час його переміщення до робочої зони нанесення.

4. встановлено, що застосування гідравлічного приводу гвинтового насоса створює можливість ефективного регулювання параметрів подачі будівельного розчину залежно від довжини трубопровідної лінії, висоти транспортування та структурно–механічних характеристик середовища, що забезпечує зменшення динамічних навантажень на елементи насосного вузла та підвищення ресурсу його роботи.

Результати виробничих випробувань показали, що модернізований гвинтовий насос забезпечує зменшення інтенсивності зношування робочих

поверхонь ротора і статора до 20...35 %, підвищення рівномірності подачі будівельного розчину та зниження питомих енерговитрат на транспортування матеріалу до 10...15 % порівняно з насосом базового агрегату

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі вирішено актуальне науково-технічне завдання підвищення ефективності процесу перекачування будівельних розчинів гвинтовими насосами безперервної дії шляхом обґрунтування їх конструктивних і режимних параметрів з урахуванням реологічних властивостей середовища та умов експлуатації насосного обладнання.

2. У першому розділі виконано аналіз сучасних засобів механізованого транспортування будівельних розчинів і встановлено, що ефективність роботи малогабаритних штукатурних агрегатів значною мірою визначається конструктивними параметрами гвинтового вузла та режимами роботи приводу. Виявлено основні недоліки існуючих насосів: залежність продуктивності від реологічних властивостей розчину, підвищене енергоспоживання при перекачуванні густих сумішей, інтенсивне зношування еластичної обойми та недостатню адаптивність до змінних умов експлуатації. Обґрунтовано необхідність удосконалення методів розрахунку параметрів гвинтових насосів із урахуванням фізико-механічних властивостей будівельних розчинів, геометрії гвинтової пари та параметрів гідроприводу.

3. У другому розділі розроблено математичну модель процесу транспортування будівельних розчинів, яка враховує геометричні параметри гвинтової пари, швидкість обертання ротора, внутрішні витоки, гідродинамічні характеристики потоку та неньютонівські властивості середовища. Для опису реологічної поведінки будівельних розчинів використано моделі Бінгама та Оствальда–де Вале, що дозволило підвищити точність математичного опису процесу транспортування в'язкопластичних матеріалів.

4. Отримано аналітичні залежності для визначення продуктивності, напору, коефіцієнта корисної дії та енергетичних показників насоса, а також встановлено закономірності впливу конструктивних і режимних параметрів на ефективність його роботи. Визначено, що максимальна продуктивність досягається при куті підйому гребеня близько 30° , а найбільш ефективною є багатовиткова конструкція

гвинта. Встановлено, що зі збільшенням частоти обертання від 20 до 60 об/хв продуктивність насоса зростає від 0,492 до 1,755 м³/год, що підтверджує доцільність застосування регульованого гідроприводу.

5. Досліджено вплив реологічних властивостей середовища на роботу насосної системи. Встановлено, що зі збільшенням густини розчину від 1050 до 1550 кг/м³ необхідний перепад тиску зростає від 0,18 до 1,26 МПа, потужність приводу – від 0,52 до 2,43 кВт, а коефіцієнт енергетичної ефективності зменшується від 3,37 до 0,60 м³/(год·кВт).

6. У третьому розділі проведено експериментальні дослідження робочого процесу гвинтового насоса на лабораторному стенді. Встановлено вплив густини будівельного розчину, висоти подачі матеріалу та частоти обертання робочого органу на продуктивність насоса, втрати тиску та якість нанесення розчину. Отримані експериментальні залежності дозволили визначити раціональні режими роботи насосного обладнання.

7. Визначено, що найкращі показники якості нанесення забезпечуються при частоті обертання гвинта близько 40 об/хв, висоті подачі 2 м та відстані від насадки до поверхні близько 10 см. Встановлено екстремальний характер зміни коефіцієнта якості нанесення залежно від густини середовища та частоти обертання, а також закономірне зниження ефективності подачі зі збільшенням висоти транспортування. Порівняння експериментальних і теоретичних результатів підтвердило адекватність розробленої математичної моделі.

8. У четвертому розділі наведено результати практичної реалізації запропонованих конструктивних і режимних параметрів гвинтового насоса у складі штукатурних агрегатів. Встановлено, що їх використання забезпечує підвищення рівномірності подачі матеріалу, зменшення втрат тиску та енергетичних витрат процесу транспортування. Розроблено інженерні рекомендації щодо вибору геометричних параметрів гвинтової пари та режимів роботи гідроприводу залежно від властивостей будівельних розчинів.

Порівняння базового та модернізованого насосних вузлів показало, що запропонована конструкція забезпечує підвищення продуктивності на 30–40 %,

зменшення втрат тиску до 18 %, внутрішніх витоків до 25 % та пульсацій подачі на 20–30 %.

У результаті виконаних досліджень встановлено закономірності впливу конструктивних параметрів гвинтового вузла, режимів роботи приводу та реологічних характеристик будівельних розчинів на продуктивність, втрати тиску та енергетичні показники процесу перекачування. Визначено раціональні діапазони конструктивних і режимних параметрів, що забезпечують підвищення ефективності роботи насосного обладнання.

Експериментально підтверджено достовірність розробленої математичної моделі та доведено можливість її використання для інженерного розрахунку параметрів гвинтових насосів при проєктуванні штукатурних агрегатів і систем подачі в'язкопластичних матеріалів.

Результати досліджень впроваджено у виробничу діяльність підприємств будівельної галузі, що підтверджує їх практичну ефективність та можливість застосування під час модернізації існуючих і проєктування нових гвинтових насосів безперервної дії. Запропоновані наукові положення та інженерні рішення можуть бути використані також у суміжних галузях промисловості, де здійснюється перекачування в'язких і неоднорідних середовищ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Dong, M., & Yang, Z. (2015). Multi-parameter integrated experimental analysis of wall compaction effect on Semi-automatic plastering machine. MATEC Web of Conferences, 34, 02013. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20153402013>

2. Онищенко, О. Г., & Іваницька, І. О. (2009). Розроблення ефективних машин і обладнання для комплексної механізації опоряджувальних робіт. Збірник наукових праць. Галузеве машинобудування, будівництво, 23(1), 3–15.

3. Васильєв О.С., Число А.В. (2025). Установка для приготування та трубопровідного транспортування будівельних розчинів з приводом робочих органів від одного електродвигуна. Науковий вісник будівництва, 112, 318–324. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.39>

4. Онищенко, О. Г., & Попов, С. В. (2008). Розроблення ефективного обладнання для комплексно-механізованого оштукатурювання поверхонь будівельних конструкцій. Збірник наукових праць. Галузеве машинобудування, будівництво, 21, 3–12.

5. Михайлик В.Г., Шаповал М.В., Криворот А.І. (2025). Визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину однопоршневого гідроприводного розчинонасоса. Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ», 84, 158-165.

<https://doi.org/10.36910/775.24153966.2025.84.25>

6. Ємельянова, І. А., Гордієнко, А. Т., & Субота, Д. Ю. (2018). Особливості виконання бетонних робіт в умовах будівельного майданчика. Науковий вісник будівництва, 3(93), 205–214.

<https://doi.org/10.29295/2311-7257-2018-93-3-205-214>

7. Yu, J., Zhang, Y., Tian, F., Yan, Q., Chen, Z., & Wang, W. (2024). Design of plastering device of plastering machine. Journal of Physics: Conference Series, 2827(1), 012026. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2827/1/012026>

8. Nyemba, W. R., Shangwa, N. L., Chinguwa, S., & Mbohwa, C. (2020). Conceptualization, development and design of a mortar spraying machine. *Procedia CIRP*, 91, 396–401. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.03.105>
9. Wang, Y., Xie, L., Chen, J., Chen, M., Hu, T., Liao, H., Sun, S., & Chen, J. (2024). Mortar spraying and plastering integrated robot for wall construction. *Automation in Construction*, 165, 105533. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2024.105533>
10. P.K, M., & Rajendra, S. (2014). Design and Fabrication of Automatic Wall Plastering Machine Prototype. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(4), 01–06. <https://doi.org/10.9790/1684-11410106>
11. Hwalla, J., El-Hassan, H., El-Mir, A., Assaad, J. J., & El-Maaddawy, T. (2024). Development of geopolymer and cement-based shotcrete mortar: Impact of mix design parameters and spraying process. *Construction and Building Materials*, 449, 138457. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2024.138457>
12. Wang, X., Md. Mashfiqul Islam, & Zhang, Q. (2024). Influence of Materials and Nozzle Geometry on Spray and Placement Behavior of Wet-Mix Shotcrete. *Case Studies in Construction Materials*, 20, e02852–e02852. <https://doi.org/10.1016/j.cscm.2024.e02852>
13. Liu, F., Liu, J., Zhong, B., & Sun, J. (2025). Optimization of the shotcrete spraying process in blast-based tunnel construction: Insights for enhancing spraying quality. *Automation in Construction*, 175, 106234. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2025.106234>
14. Liu, G., Sun, X., Liu, Y., Liu, T., Li, C.-L., & Zhang, X. (2022). Automatic spraying motion planning of a shotcrete manipulator. *Intelligent Service Robotics*, 15, 115 - 128. <https://doi.org/10.1007/s11370-021-00405-3>
15. Ginouse, N., & Jolin, M. (2016). Mechanisms of placement in sprayed concrete. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 58, 177-185. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2016.05.005>
16. Rodriguez, S., Mera, N., Reyes, M., & Sotomayor, C. (2023). Sprayed mortar design to optimize plastering in confined masonry walls.

<https://doi.org/10.18687/laccej2023.1.1.1242>

17. Kudoli, A. B., & Bala, A. (2025). A Comprehensive Review of Machine Learning and Traditional Models for Predicting the Physical and Mechanical Properties of Cement and Cement Mortar. *Journal of Mines, Metals and Fuels*, 2923–2931.

<https://doi.org/10.18311/jmmf/2025/49408>

18. Song, H., Chen, H. W., Liu, N., & Cao, C. J. (2014). Design and Research of Concrete Spraying Machine. *Applied Mechanics and Materials*, 716-717, 650–653.

<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.716-717.650>

19. Nuh, M., Oval, R., Orr, J., & Shepherd, P. (2022). Digital fabrication of ribbed concrete shells using automated robotic concrete spraying. *Additive Manufacturing*, 59, 103159. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2022.103159>

20. Шаповал, М. В., Вірченко, В. В., Криворот, А. І., & Михайлик, В. Г. (2023). Гідравлічний однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. У *Матеріали та технології в інженерії (МТІ-2023): Інженерія, матеріали, технології, транспорт: збірник наукових доповідей Міжнародної конференції* (с. 270–272).

21. Bogdan, K., Mykola, S., Kaczynski, R., Anatolii, K., & Viktor, V. (2023). Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator. *Lecture Notes in Civil Engineering*, 199–223.

https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17

22. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., & Virchenko, V. (2022). Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump. *Lecture Notes in Civil Engineering*, 225–243. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9321>

23. Bogdan Korobko. (2016). Investigation of energy consumption in the course of plastering machine's work. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(8(82)), 4–4. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.73336>

24. Salnikov, R., & Rudyk, R. (2023). Improving the efficiency of the screw unit of plastering plants. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*, 1(60), 31–37. <https://doi.org/10.26906/znp.2023.60.3184>

25. Шаповал Микола, Сальніков Роман, Михайлик Вадим. Доцільність використання нових конструкцій комбінованих компенсаторів для зниження пульсації тиску у поршневих розчинонасосах одинарної дії. Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», с. 47-52.

26. Rudyk, R., & Kuzub, Y.(2022). Justification of new equipment development for preparing concrete solutions. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*,1(58), 11–16. <https://doi.org/10.26906/znp.2022.58.3077>

27. Yan, D., Kovacevic, A., Tang, Q., Rane, S., & Zhang, W. (2017). Numerical modelling of twin-screw pumps based on computational fluid dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231, 4617 - 4634. <https://doi.org/10.1177/0954406216670684>

28. Wang, Z., Sun, S., & Wu, P. (2024). Particle distribution and two-phase flow characteristics of twin-screw pump during solid-liquid transfer. *Journal of Physics: Conference Series*, 2707. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2707/1/012049>

29. Andrenko, P., Rogovyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S., & Svyntarenko, M. (2021). Characteristics improvement of labyrinth screw pump using design modification in screw. *Journal of Physics: Conference Series*, 1741. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012024>

30. Wu, P., Sun, S., Guo, P., Nan, H., J., & Kim, J.-H. (2024). Investigation on the pressure pulsation characteristics in a twin-screw multiphase pump. *Physics of Fluids*. <https://doi.org/10.1063/5.0215615>

31. Li, J. J., & Zhang, Y. C. (2013). Numerical Simulation of Labyrinth Screw Pump with Separated Structure by Fluent. *Applied Mechanics and Materials*, 455, 242–247. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.455.242>

32. Lebedev, A. Y., Andrenko, P. M., & Grigoriev, A. L. (2017). Dynamic analysis of the mechanical seals of the rotor of the labyrinth screw pump. *IOP Conference Series:*

Materials Science and Engineering, 233, 012035. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/233/1/012035>

33. Philip, J., Suryan, A., Sanand, T. V., Unnikrishnan Nair, P., & Sivakumar, S. (2017). Computational study on the influence of number of threads on the performance of single screw pump at high angular velocities. *Journal of Thermal Science*, 26(1), 54–59. <https://doi.org/10.1007/s11630-017-0909-8>

34. Chayka, D., Emeljanova, I., Grigoryev, A., & Andrenko, P. (2018). Modeling of the Supplying Process of Building Mixture by Using of Peristaltic Concrete Pump. *International Journal of Engineering Research in Africa*, 38, 46–59. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/jera.38.46>

35. CFD Numerical Simulation and Experimental Study of Effects of Screw-Sleeve Fitting Clearance upon Triangular Thread Labyrinth Screw Pump (LSP) Performance. (2010). *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 3(01). <https://doi.org/10.36884/jafm.3.01.11881>

36. Ma, R., & Wang, K. (2009). Modeling of Pumping Performance of Labyrinth Screw Pump (LSP) by 2D Reynolds Stress Equations. *Journal of Fluids Engineering*, 131(8). <https://doi.org/10.1115/1.3129128>

37. Moloshnyi, O., Sotnyk, M., Lugova, S. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 62(3), pp. 179–186, 2018.

<https://doi.org/10.3311/PPme.11088>

38. Andrii Zadorozhnyi, Artur Kovrevski, Yuriy Chovnyuk, & Nikolay Remarchuk. (2018). Flow of a Bingham Fluid Through Circular Pipes with Variable Viscosity Coefficient Along the Pipe Length. *International Journal of Engineering & Technology*, 7(4.3), 100–104. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19716>

39. Chen, S.-G., Sun, Q., Jin, F., & Liu, J. (2014). Simulations of Bingham plastic flows with the multiple-relaxation-time lattice Boltzmann model. *Science China Physics, Mechanics and Astronomy*, 57, 532-540.

<https://doi.org/10.1007/s11433-013-5178-2>

40. Kang, I. K., Shin, T. Y., & Kim, J. H. (2025). Unbiased rheological properties determined by adversarial training with Bingham equation. *Cement and Concrete Composites*, 157, 105943. <https://doi.org/10.1016/j.cemconcomp.2025.105943>

41. Banfill, P. (1994). Rheological methods for assessing the flow properties of mortar and related materials. *Construction and Building Materials*, 8, 43-50. [https://doi.org/10.1016/0950-0618\(94\)90007-8](https://doi.org/10.1016/0950-0618(94)90007-8)

42. Velázquez, L., & Ignacio, A. (2024). Simulation of expansion and contraction for sudden plastic flow of Bingham cement grout and Newtonian fluids in a rectangular duct, using the lattice Boltzmann method. *Heliyon*, 10(6), e28151–e28151. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e28151>

43. Zadorozhnyi, A. A. (2020). Architectural construction using technologies based on knowledge about the flow of Bingham plastic fluids in various pipelines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 907.

<https://doi.org/10.1088/1757-899x/907/1/012028>

44. Yücel, K. (2006). Effect of Fly Ashes on the Rheological Properties of Fresh Cement Mortars. *International Journal of Thermophysics*, 27, 906-921.

<https://doi.org/10.1007/s10765-006-0049-y>

45. Banerjee, A., Sengupta, S., & Pramanik, S. (2023). Computational Analysis of Rheological Secondary Flow in a Pipe-Manifold Containing In-Plane Double Bends. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 16(12). <https://doi.org/10.47176/jafm.16.12.1966>

46. Guo, Y., Li, X., Jin, D., Yang, Y., Fang, Y., Zhang, Y., & Ye, Y. (2023). A new pressure gradient model of slurry shield pipeline system coupling with rheological properties and wall slip behaviour under sandy stratum. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 134, 105024. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2023.105024>

47. Атинян, А. О., Джалалов, М. Н., Ткаченко, Р. Б., Пустовойтова, О. М., & Орел, Є. Ф. (2025). Застосування технології торкретування для ремонту і реконструкції підземних споруд. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*, 212, 36–43.

<https://doi.org/10.18664/1994-7852.212.2025.336325>

48. Ballou, M., & Lukkarila, M. (2006). The Advantages of Using Preblended Dry Materials for Wet-Mix Shotcrete in North America. *Shotcrete for Underground Support X*, 361–367. [https://doi.org/10.1061/40885\(215\)30](https://doi.org/10.1061/40885(215)30)
49. Hwang, Byoung-II; Park, Jong-Pil; Yoo, Byung-Hyun; Lee, Dong-gyu (2020). Evaluation of Spraying Characteristics for Masonry Buildings Seismic Retrofit Fiber-Reinforced Mortar. *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, 11 (21), 37-43. <https://doi.org/10.5762/KAIS.2020.21.11.37>
50. Baroiu, N., Costin, G. A., Frumușanu, G. R., Teodor, V. G., & Oancea, N. (2021). Study of the stator geometry for a Moineau pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1009(1), 012003. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1009/1/012003>
51. Ceballos, J. B., & Vivas, O. A. (2019). Mathematical model of controllers for progressive cavity pumps. *Revista UIS Ingenierías*, 18(2), 17–30. <https://doi.org/10.18273/revuin.v18n2-2019002>
52. Baroiu, N., Moroșanu, G.-A., Teodor, V.-G., & Oancea, N. (2021). Roller Profiling for Generating the Screw of a Pump with Progressive Cavities. *Inventions*, 6(2), 34. <https://doi.org/10.3390/inventions6020034>
53. Samkaraiah, M. (2000). Automatic generation of pump impeller geometry. *World Pumps*, 2000(406), 29–31. [https://doi.org/10.1016/S0262-1762\(00\)80024-3](https://doi.org/10.1016/S0262-1762(00)80024-3)
54. Korobko, B.O., Virchenko, V.V., & Shapoval, M.V. (2018). Feed Solution in the Pipeline with the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure Pulsations Degree Determination. *International Journal of Engineering & Technology*, 7(3.2), 195–202.
55. Ruhrberg, K., Woishnis, W., & Baur, E. (Eds.). (2016). *Chemical Resistance of Engineering Thermoplastics*. Elsevier Inc., William Andrew.
56. Yan, D., Tang, Q., Kovacevic, A., et al. (2018). Rotor Profile Design and Numerical Analysis of 2-3 Type Multiphase Twin-Screw Pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 232(2), 186–202.

57. Li, Z., Zhang, R., Gao, Y., et al. (2008). Profile Analysis and Simulation of Twin-Screw Pump. *China Petroleum Machinery*, 36(3), 41–44.

58. Ohbayashi, T., Sawada, T., & Hamaguchi, M. (2001). Study on the Performance Prediction of Screw Vacuum Pump. *Applied Surface Science*, 169, 768–771.

59. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав. Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла дня перекачування будівельних розчинів. Матеріали VI Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (11.05.23, м. Полтава), с. 51–52.

60. Hu, B., Cao, F., & Yang, X. (2016). Theoretical and Experimental Study on Conveying Behavior of a Twin-Screw Multiphase Pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 230(4), 304–315.

61. Pfaller, D., Wгmmmer, A., & Kauder, K. (2011). Optimized rotor pitch distributions for screw spindle vacuum pumps. *Vacuum*, 85(12), 1152–1155.

<https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2011.03.002>

62. Рудик Ростислав, Сальніков Роман, Біданець Сергій, Вірченко Віктор. Вивчення шляхів підвищення ефективності роботи обладнання для приготування бетонних розчинів. Матеріали VII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25.04.24, м. Полтава), с. 103.

63. Wang, J., Cui, F., Wei, S., et al. (2017). Study on a novel screw rotor with variable cross-section profiles for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 145, 299–307.

64. Maoqiang Jiang, Yongzhi Zhao, Gesi Liu, Jinyang Zheng (2011). Enhancing mixing of particles by baffles in a rotating drum mixer. *Particuology*, 3 (9), pp 270-278.

<https://doi.org/10.1016/j.partic.2010.06.008>

65. Рудик Ростислав, Сальніков Роман, Біданець Сергій, Вірченко Віктор. Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла штукатурних установок. Матеріали VII Всеукраїнської науково–технічної конференції «Створення,

експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25.04.24, м. Полтава), с. 104.

66. Nazarenko Ivan, Klymenko Mykola (2015). Evaluation of the energy balance and workflow criteria of the “drum mixer-concrete mixture” system. *Mining, Construction and Reclamation Machinery*, 85, pp. 59-65.

67. Nazarenko I., Klymenko M., Svidersky A., Pechersky V. (2017). Definition of rational parameters of drum concrete mixers. *GBDMM*, 90, 67-72.

68. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Біданець Сергій. Розроблення методики та обладнання для приготування бетонних сумішей у гравітаційних змішувачах. Матеріали V Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (22–24.05.24 р. – К.: КНУБА), с. 12–15.

69. Serhii Burlaka, Ihor Kupchuk, Serhii Shapovalyuk, Mykola Chernysh (2023). Analysis of the influence of the geometry of the blade mixer on the turbulence and intensity of liquid mixing. *Machinery energetics transport of agribusiness*, 2 (121), pp 16-22. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-2-2

70. Yu Liu, Marcial Gonzalez, Carl Wassgren (2017). Modeling Granular Material Blending in a Rotating Drum using a Finite Element Method and Advection-Diffusion Equation Multi-Scale Model. *AIChE Journal*

71. Сальніков Роман, Вірченко Віктор, Рудик Ростислав. Застосування засобів комп'ютерних технологій та 3D моделювання при розробленні вдосконаленого вузла для перекачування штукатурних та будівельних розчинів. Матеріали V Міжнародної науково–практичної конференції «Енергоощадні машини і технології» (22–24.05.24 р. – К.: КНУБА), с. 15–18.

72. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Оптимізація енерговитрат бетонозмішувача за допомогою аналізу часового розподілу змішування. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 106–107).

73. Yong Yuan, Xiaoyun Wang, Xi Chen, Peng Xiao, Eduardus Koenders, Ying Dai (2023). Mathematical models of apparent viscosity as a function of water–cement/binder ratio and superplasticizer in cement pastes. *Scientific Reports*, 13, 22301. <https://doi.org/10.1038/s41598-023-48748-4>.

74. Hamed Hoorijani, Behrad Esgandari, Reza Zarghami, Rahmat Sotudeh-Gharebagh, Navid Mostoufi (2023). Predictive modeling of mixing time for super-ellipsoid particles in a four-bladed mixer: A DEM-based approach. *Powder Technology* 430. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2023.119009>

75. Holub G., Achkevych O. (2017). Optimization of the angular velocity of drum-type mixers. *Bulletin of ZhNAEU*, No. 1 (58), p 194-202.

76. Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П. Шпаклювальний агрегат. Патент на корисну модель 160111 Україна. МПК В05С 17/005 (2006.01). Шпаклювальний агрегат / Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П.; власник: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». – u 2024 05925; заявл. 13.12.2024; опубл. 06.08.2025, Бюл. № 32.

77. Nazarenko Ivan, Klymenko Mykola (2020). Application of general energy assessment criteria for prepar-ing building mixtures. *KHNADU Bulletin*, 2 (88), pp 37-42. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.37.

78. Jian-Ping Pan, Ting-Jie Wang, Jun-Jie Yao, Yong Jin (2006). Granule transport and mean residence time in horizontal drum with inclined flights. *Powder Technology*, 162, pp 50–58. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.12.004>.

79. Рудик Ростислав, Вірченко Віктор, Сальніков Роман, Біданець Сергій. Вплив лопатки на змішування бетонної суміші. Матеріали 76-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету (14–23.05.24, м. Полтава), с. 270–271.

80. Ahmet Bilgil (2012). Estimation of slump value and Bingham parameters of fresh concrete mixture composition with artificial neural network modelling. *Scientific Research and Essays*, 5(8), pp. 1753-1765. DOI: 10.5897/SRE10.415.

81. Баладінський В.Л., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. (2002). Будівельна техніка. Київ-Полтава: КНУБА-ПНТУ.
82. Баладінський, В. Л., Лівінський, О. М., Хмара, Л. А., та ін. (2001). Будівельна техніка. Либідь. 368 с.
83. Онищенко, О. Г., Драченко, Б. Ф., & Головкін, О. В. (1998). Механізація опоряджувальних робіт у будівництві. Урожай. 320 с.
84. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., & Рудик, Р. Ю. (2025). Удосконалення конструкції шпаклювального агрегату для підвищення ефективності подачі будівельних сумішей різної в'язкості. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 43–45).
85. Hasenko, A., Frolov, Y., & Vasyliiev, Y. (2026). Mathematical modeling of construction mixture preparation and transport processes in mechanized systems for damaged building restoration. *Scientific Bulletin of Civil Engineering*, 114(1), 155–161. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2026.114.1.17>
86. R. Salnikov, R. Rudyk (2025). Analysis of wear nature in the screw assembly of SO–150 type plastering units. *Scientific Bulletin of Construction*, (112), 309–317. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.38>
87. Головкін, О. В., Надобко, В. Б., & Уст'янцев, В. У. (1996). Універсальна розчинозмішувальна установка. У Прогресивні технології та машини для виробництва будматеріалів, виробів та конструкцій: Тези доповідей Всеукраїнської конференції (с. 98–100).
88. Л. В. Кучеренко, Т. В. Рабоча, Я. О. Стрілець (2013). Сучасні підходи підвищення ефективності виконання тонкошарового штукатурного покриття. Науково-технічний збірник “сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві”, 1 (14), 47-50
89. Баранов, А. М. (1998). Теоретичні основи розробки компенсаторів при подачі будівельних сумішей поршневыми насосами. *Науковий вісник будівництва*, 4, 83–87.

90. Задорожний, А. О. (1998). Обладнання мокрого торкретування при проведенні гідроізоляційних робіт. Придніпровський науковий вісник. Технічні науки, 72(139), 6–10.

91. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Визначення основних факторів, що впливають на потужність у гравітаційному змішувачі. У Енергоощадні машини і технології: Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції (с. 36–39).

92. Ємельянова, І. А., Задорожний, А. О., Гузенко, С. О., & Меленцов, М. О. (2011). Двопоршневі розчинобетононасоси для умов будівельного майданчика (І. А. Ємельянова, ред.). Харків. 196 с.

93. Ємельянова, І. А. (2009). Малогабаритне обладнання для умов виконання торкрет-робіт і транспортування будівельних сумішей в умовах будівельного майданчика. Полтава. 84 с.

94. Ємельянова, І. А., Баранов, А. М., Задорожний, А. О., Ніконов, Д. В., & Лихолет, М. А. (1999). Вивчення можливих двопоршневих прямоточних розчинобетононасосів для транспортування бетонних розчинів. Науковий вісник будівництва, 8, 149–154.

95. Salnikov, R., & Virchenko, V. (2025). Comparative analysis of mathematical models for the screw unit in small continuous-operation plastering machines. Construction Engineering, (42), 27–35. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0503>

96. Ємельянова, І. А., Баранов, А. М., Задорожний, А. О., Проценко, А. Н., & Регмі, У. К. (1998). Використання обладнання мокрого торкретування в умовах реконструкції будівель і споруд. Науковий вісник будівництва, 2, 26–29.

97. Hasenko, A. V., Frolov, E. A., Vasyliiev, Y. A., & Dariienko, V. V. (2026). Rapid damaged-building restoration with efficient equipment for resource-saving steel-reinforced concrete structures. Visnyk Kremenichuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 1(156), Part 2, 91–100.

<https://doi.org/10.32782/1995-0519.2026.1.2.11>

98. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., Рудик, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Математичне моделювання процесу подачі будівельних сумішей у вдосконаленому

шпаклювальному агрегаті з гідроприводом. У Енергоощадні машини і технології: Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції (с. 46–50).

99. Hwang BG, Shan M, Ong JJM, Krishnankutty P. (2020) Mechanization in building construction projects: assessment and views from the practitioners. *Production Planning & Control*, 31(8), 613–628.

<https://doi.org/10.1080/09537287.2019.1667547>

100. Javier Pinilla Melo, N. Flores Medina, Alberto Sepulcre Aguilar, Francisco Hernández Olivares (2017). Rheological and thermal properties of aerated sprayed mortar. *Construction and Building Materials*, 154, 275-283.

<https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.07.185>

101. Tae-Ho Kang, Soo-Ho Chang, Soon-Wook Choi, Jin-Tae Kim, Bong-Gyu Kim, and Chulho Lee (2022). Development of Accelerator Control System for Wet Shotcrete Spraying Equipment. *TUNNEL & UNDERGROUND SPACE*, 6(32), 353-362.

<https://doi.org/10.7474/TUS.2022.32.6.353>

102. Rudyk, R., & Salnikov, R. (2024). Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. *Construction Engineering*, (41), 77–84. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>

103. ДСТУ Б В.2.7-23-95. (1995). Розчини будівельні. Загальні технічні умови. Інститут «Київоргбуд».

104. ДСТУ Б В.2.7-46:2010. (2010). Будівельні матеріали. Цементи загальнобудівельного призначення. Технічні умови. ДП «Орган з сертифікації цементів «СЕПРОЦЕМ».

105. ДСТУ Б В.2.7-232:2010. (2010). Будівельні матеріали. Пісок для будівельних робіт. Методи випробувань. ДП «Український науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут будівельних матеріалів та виробів» (НДІБМВ).

106. ДСТУ Б В.2.7-126:2011. (2011). Будівельні матеріали. Суміші будівельні сухі модифіковані. Загальні технічні умови. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України.

107. ДСТУ Б В.2.7-82:2010. (2010). Будівельні матеріали. В'яжучі гіпсові. Технічні умови. ДП «Український науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут будівельних матеріалів та виробів» (НДІБМВ).

108. ДСТУ EN 13300:2024. (2024). Фарби та лаки. Лакофарбові матеріали для внутрішніх стін і стель. Класифікація (EN 13300:2022, IDT). ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»).

109. ДСТУ EN IEC 61010-2-051:2023. (2023). Вимоги щодо безпечності контрольно-вимірювального та лабораторного електричного устаткування. Частина 2-051. Додаткові вимоги до лабораторного устаткування для розмішування та збовтування (EN IEC 61010-2-051:2021; A11:2021, IDT; IEC 61010-2-051:2018, IDT). Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості (ДП «УкрНДНЦ»).

110. ДСТУ EN 45501:2017. (2017). Метрологічні аспекти неавтоматичних зважувальних приладів (EN 45501:2015, IDT). Технічний комітет стандартизації «Прилади для вимірювання маси, сили, деформації та визначення механічних характеристик матеріалів» (ТК 156).

111. ДСТУ EN 61010-1:2014. (2014). Вимоги щодо безпечності контрольно-вимірювального та лабораторного електричного устаткування. Частина 1. Загальні вимоги (EN 61010-1:2010, IDT). Інститут загальної енергетики Національної академії наук України.

112. Vasyliiev, Y., Vasyliiev, O., & Rohozin, I. (2026). Operating process efficiency improving of differential mortar pumps with lever–crank pump unit drive mechanism. *Scientific Bulletin of Civil Engineering*, 114(1), 295–302. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.114.1.32>

113. Vakulenko, R., Arhat R., Shtuts, A., & Kolisnyk, M. (2026). Modern development trends in plastering units, stations, technological sets, and their control coordination systems. *Academic Journal. Industrial Machine, Building Civil Engineering*, 1(66), 116-123. <https://doi.org/10.26906/znp.2026.66.4354>

114. Pochka, K., Polishchuk, L., Prystailo, M., & Shenfeld, V. (2026). Features of concrete mix and mortar preparation process implementation considering delivery conditions. Academic journal. industrial machine, building civil engineering, 1(66), 153-160. <https://doi.org/10.26906/znp.2026.66.4353>

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

1. Salnikov, R., & Rudyk, R. (2023). Improving the efficiency of the screw unit of plastering plants. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*, 1(60), 31–37. <https://doi.org/10.26906/znp.2023.60.3184>

2. Rudyk, R., & Salnikov, R. (2024). Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. *Construction Engineering*, (41), 77–84. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>

3. Salnikov, R., & Virchenko, V. (2025). Comparative analysis of mathematical models for the screw unit in small continuous-operation plastering machines. *Construction Engineering*, (42), 27–35. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0503>

4. R. Salnikov, R. Rudyk (2025). Analysis of wear nature in the screw assembly of SO-150 type plastering units. *Scientific Bulletin of Construction*, (112), 309–317. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.38>

Патенти України на корисну модель

5. Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П. Шпаклювальний агрегат. Патент на корисну модель 160111 Україна. МПК В05С 17/005 (2006.01). Шпаклювальний агрегат / Сальніков Р.Ю., Рудик Р.Ю., Вірченко В. В., Левченко О. П.; власник: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». – u 2024 05925; заявл. 13.12.2024; опубл. 06.08.2025, Бюл. № 32.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації.

6. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Біданець, С. С. (2023). Дослідження робочих процесів обладнання для приготування будівельних сумішей. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 50–51).

7. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., & Рудик, Р. Ю. (2023). Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла для перекачування будівельних розчинів. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 51–52).

8. Шаповал, М. В., Сальніков, Р. Ю., & Михайлик, В. Г. (2024). Доцільність використання нових конструкцій комбінованих компенсаторів для зниження пульсацій тиску у поршневих розчинонасосах одинарної дії. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 47–52).

9. Рудик, Р. Ю., Сальніков, Р. Ю., Біданець, С. С., & Вірченко, В. В. (2024). Вивчення шляхів підвищення ефективності роботи обладнання для приготування бетонних розчинів. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 103).

10. Рудик, Р. Ю., Сальніков, Р. Ю., Біданець, С. С., & Вірченко, В. В. (2024). Підвищення ефективності роботи гвинтового вузла штукатурних установок. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 104).

11. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Біданець, С. С. (2024). Вплив лопатки на змішування бетонної суміші. У Матеріали 76-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету (с. 270–271).

12. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Біданець, С. С. (2024). Розроблення методики та обладнання для приготування бетонних сумішей у гравітаційних змішувачах. У Енергоощадні машини і технології: Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції (с. 12–15). Київський національний університет будівництва і архітектури.

13. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., & Рудик, Р. Ю. (2024). Застосування засобів комп'ютерних технологій та 3D-моделювання при розробленні вдосконаленого вузла для перекачування штукатурних та будівельних розчинів. У

Енергоощадні машини і технології: Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції (с. 15–18). Київський національний університет будівництва і архітектури.

14. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Оптимізація енерговитрат бетонозмішувача за допомогою аналізу часового розподілу змішування. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 106–107). Національний університет імені Юрія Кондратюка.

15. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., & Рудик, Р. Ю. (2025). Удосконалення конструкції шпаклювального агрегату для підвищення ефективності подачі будівельних сумішей різної в'язкості. У Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (с. 43–45). Національний університет імені Юрія Кондратюка.

16. Рудик, Р. Ю., Вірченко, В. В., Сальніков, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Визначення основних факторів, що впливають на потужність у гравітаційному змішувачі. У Енергоощадні машини і технології: Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції (с. 36–39). Київський національний університет будівництва і архітектури.

17. Сальніков, Р. Ю., Вірченко, В. В., Рудик, Р. Ю., & Кузуб, Ю. О. (2025). Математичне моделювання процесу подачі будівельних сумішей у вдосконаленому шпаклювальному агрегаті з гідроприводом. У Енергоощадні машини і технології: Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції (с. 46–50). Київський національний університет будівництва і архітектури.

ДОДАТОК Б
Патенти на корисну модель



(11) **160111**(19) **UA**(51) МПК
B05C 17/005 (2006.01)

<p>(21) Номер заявки: u 2024 05925</p> <p>(22) Дата подання заявки: 13.12.2024</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 07.08.2025</p> <p>(46) Дата публікації відомостей про державну реєстрацію та номер Бюлетеня: 06.08.2025, Бюл. № 32</p>	<p>(72) Винахідники: Сальніков Роман Юрійович, UA, Рудик Ростислав Юрійович, UA, Вірченко Віктор Вікторович, UA, Левченко Олександр Петрович, UA</p> <p>(73) Володілець: НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА", просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, UA</p>
---	--

(54) Назва корисної моделі:

ШПАКЛЮВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ

(57) Формула корисної моделі:

Шпаклювальний агрегат, що містить завантажувальний бункер, шнековий живильник, гвинтовий насос із приводом, напірний рукав, вудочку, підмотор, клинопасову передачу, редуктор, електродвигун, який відрізняється тим, що додатково оснащений маслостанцією, яка через гідравлічну систему забезпечує привід шнека.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **160111** (13) **U**

(51) МПК

B05C 17/005 (2006.01)

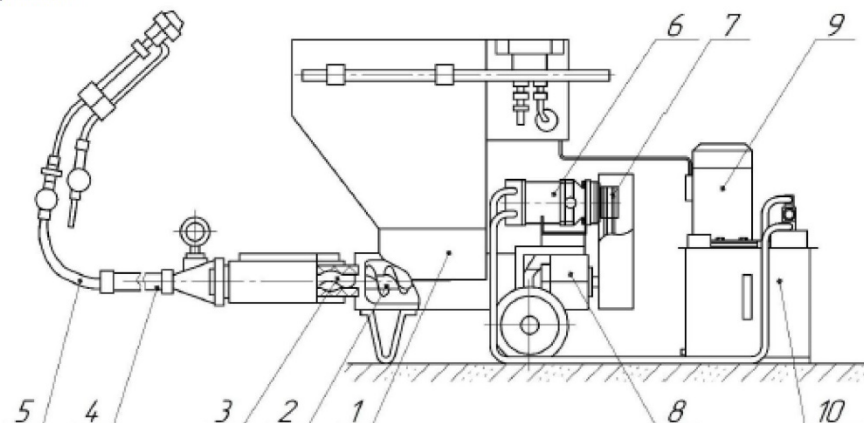
НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2024 05925</p> <p>(22) Дата подання заявки: 13.12.2024</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 07.08.2025</p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 06.08.2025, Бюл.№ 32</p>	<p>(72) Винахідник(и): Сальніков Роман Юрійович (UA), Рудик Ростислав Юрійович (UA), Вірченко Віктор Вікторович (UA), Левченко Олександр Петрович (UA)</p> <p>(73) Володілець (володільці): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА", просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011 (UA)</p> <p>(74) Представник: Пашко Марія Юрївна</p>
---	---

(54) ШПАКЛЮВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ**(57) Реферат:**

Шпаклювальний агрегат містить завантажувальний бункер, шнековий живильник, гвинтовий насос із приводом, напірний рукав, вудочку, гідромотор, клинопасову передачу, редуктор та електродвигун. Додатково оснащений маслостанцією, яка через гідравлічну систему забезпечує привід шнека.



UA 160111 U

UA 160111 U

Корисна модель належить до обладнання для нанесення будівельних матеріалів і призначена для використання в будівельно-оздоблювальних роботах, зокрема для подавання та нанесення шпаклівок, ґрунтовок, замазок і фарб на поверхні різних типів.

Відома конструкція шпаклювального агрегату СО-150, який складається із завантажувального бункера, гвинтового насоса з приводом, шнекового живильника, двошвидкісного електродвигуна [1].

Недоліком конструкції є недостатня потужність електродвигуна, що може бути недостатньою для роботи з матеріалами високої густини або великими фракціями твердих частинок.

В основу корисної моделі поставлено задачу забезпечення стабільної роботи шпаклювального агрегату при використанні будівельних сумішей із широким діапазоном в'язкості та крупності фракцій.

Поставлена задача вирішується тим, що шпаклювальний агрегат, що містить завантажувальний бункер, шнековий живильник, гвинтовий насос із приводом, напірний рукав, вудочку, гідромотор, клинопасову передачу, редуктор та електродвигун, згідно з корисною моделлю, додатково оснащений маслостанцією, яка через гідравлічну систему забезпечує привід шнека.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, на якому зображено шпаклювальний агрегат.

Схема шпаклювального агрегату конструктивно співпадає з схемою відомої конструкції СО-150 [1], а саме основних елементів, що забезпечують подавання та нанесення будівельних сумішей. Завантажувальний бункер 1, розташований у верхній частині агрегату, служить для завантаження суміші, яка за допомогою шнекового живильника 2 подається у гвинтовий насос 3. Гвинтовий насос створює тиск, необхідний для транспортування суміші через напірний рукав 4 до вудочки 5, яка здійснює нанесення матеріалу на поверхню. Для забезпечення обертання шнека з відповідною швидкістю використовується гідромотор 6, кінематично з'єднаний із клинопасовою передачею 7 та редуктором 8. Гідромотор приводиться в дію гідравлічною маслостанцією 10, яка через систему трубопроводів подає масло під тиском. Електродвигун 9, інтегрований у систему, забезпечує роботу маслостанції та компонентів агрегату.

Робота шпаклювального агрегату відбувається наступним чином.

У завантажувальний бункер 1 попередньо завантажується будівельна суміш, яка підлягає подальшій подачі та нанесенню. Шнековий живильник 2 транспортує суміш із бункера у всмоктувальну порожнину гвинтового насоса 3. Гідромотор 6, керований гідравлічною маслостанцією 10, приводить у рух шнек через клинопасову передачу 7 та редуктор 8. Частота обертання шнека регулюється відповідно до властивостей суміші та технологічних потреб, що забезпечує рівномірне подавання матеріалу до гвинтового насоса. Гвинтовий насос створює необхідний тиск для транспортування суміші через напірний рукав 4 до вудочки 5. На етапі нанесення оператор може регулювати швидкість подачі та забезпечувати рівномірний розподіл суміші на поверхні. Гідравлічна система дозволяє точно налаштовувати параметри роботи агрегату, забезпечуючи стабільне обертання шнека навіть при роботі з високов'язкими чи крупнозернистими сумішами. Це запобігає утворенню блокувань у системі подавання та дозволяє досягти максимальної продуктивності.

Шпаклювальний агрегат, що запропонований, забезпечує стабільну та рівномірну подачу будівельних сумішей різної в'язкості та складу, що значно підвищує якість виконання будівельно-оздоблювальних робіт, а також досягається висока продуктивність та універсальність обладнання.

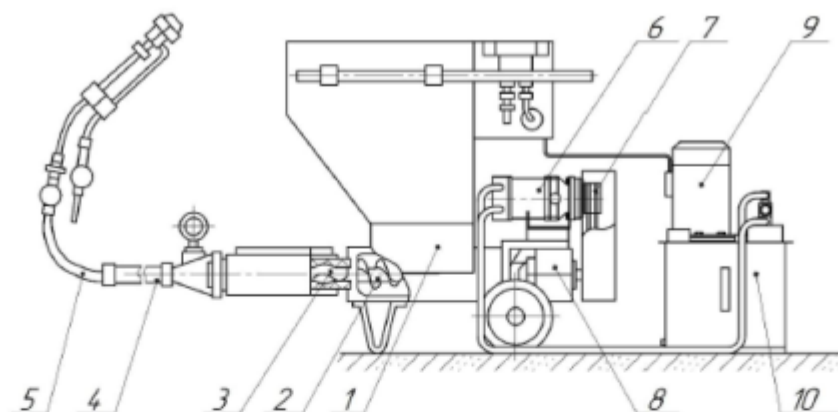
Джерела інформації:

1. Онищенко О.Г., Драченко Б.Ф., Головін О.В. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві. Київ - Урожай, 1998, с. 318.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Шпаклювальний агрегат, що містить завантажувальний бункер, шнековий живильник, гвинтовий насос із приводом, напірний рукав, вудочку, гідромотор, клинопасову передачу, редуктор, електродвигун, який відрізняється тим, що додатково оснащений маслостанцією, яка через гідравлічну систему забезпечує привід шнека.

UA 160111 U



Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК В

Акти впровадження

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Керівник
 ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація»
 СОВАЛЬ Павло
 0 _____ 2025 р.



АКТ

про впровадження у виробничу діяльність підприємства
 результатів дисертаційної роботи на тему:
**«Обґрунтування параметрів гвинтового насоса безперервної дії
 для перекачування будівельних розчинів та рідин»**

Даний акт засвідчує, що при виконанні будівельних робіт на підприємстві впроваджено шпаклювальний агрегат СО-150 із удосконаленим гвинтовим насосом, розробленим у межах виконання дисертаційної роботи. Удосконалення передбачає зміну геометрії робочого гвинта, оптимізацію кута нахилу гвинтової лінії, кроку та кількості заходів з метою підвищення ефективності подачі будівельних розчинів. Під час виконання робіт здійснювалось заповнення тріщин і пустот у бетонних та цегляних конструкціях, а також нанесення тонкошарових декоративних покриттів.

У процесі впровадження було забезпечено роботу шпаклювального агрегату в штатних режимах експлуатації. Застосування удосконаленого гвинтового насоса дозволило оптимізувати процес подачі розчинів, забезпечити рівномірність їх транспортування та покращити технологічні характеристики виконання робіт.

У результаті впровадження забезпечено підвищення продуктивності виконання будівельних робіт. Якість робіт, виконаних із застосуванням удосконаленого обладнання, відповідала вимогам чинних нормативних документів і технічних умов. Порушень технологічної дисципліни та відхилень від встановлених вимог у процесі впровадження не виявлено.


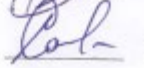
Отримані результати впровадження підтверджують ефективність і доцільність застосування удосконаленого гвинтового насоса та свідчать про можливість його подальшого використання у виробничій діяльності підприємств будівельного профілю.

Представник ТОВ «Виробниче
 підприємство Будмеханізація»:
 Керівник



СОВАЛЬ Павло

Представники
 Національного університету
 «Полтавська Політехніка
 імені Юрія Кодратюка:

 ВІРЧЕНКО Віктор
 САЛЬНИКОВ Роман



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

В. о. голови кооперативу

ЖБК «Ворскла»

ГОРДІЄНКО Наталія

« 22 » 08 2025 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
у господарську діяльність житлово-будівельного кооперативу
на тему:

**«Обґрунтування параметрів гвинтового насоса безперервної дії
для перекачування будівельних розчинів та рідин»**

Даний акт засвідчує, що при виконанні ремонтно-відновлювальних робіт у багатоповерховому житловому будинку впроваджено шпаклювальний агрегат СО-150 із удосконаленим гвинтовим насосом, розробленим у межах виконання дисертаційної роботи. Запропоновані удосконалення передбачають зміну геометрії робочого гвинта, оптимізацію кута нахилу гвинтової лінії, кроку та кількості заходів з метою підвищення ефективності транспортування будівельних розчинів.

Впровадження зазначеного обладнання здійснювалося під час виконання робіт із заповнення тріщин і порожнин у бетонних та цегляних конструкціях, а також при нанесенні тонкошарових декоративних штукатурних покриттів у місцях загального користування будівлі.

У процесі впровадження було забезпечено роботу агрегату в штатних режимах експлуатації без порушення технологічної дисципліни та без негативного впливу на експлуатацію будівлі. Застосування удосконаленого гвинтового насоса дозволило підвищити стабільність подачі розчинів та забезпечити рівномірність їх транспортування при виконанні робіт.

У результаті впровадження досягнуто підвищення темпів виконання ремонтно-відновлювальних робіт та забезпечення належної якості оздоблювальних покриттів. Це дало змогу оптимізувати процес виконання робіт

і підвищити ефективність використання обладнання в умовах експлуатації житлового будинку.

Якість виконаних робіт із застосуванням впровадженого обладнання відповідає вимогам чинних нормативних документів і технічних умов, що регламентують виконання ремонтно-відновлювальних та оздоблювальних робіт. Зауважень щодо роботи обладнання та технології виконання робіт у процесі впровадження не виявлено.

Отримані результати свідчать про практичну доцільність, технологічну ефективність і можливість подальшого застосування шпаклювального агрегату СО-150 у сфері житлово-комунального господарства, зокрема при виконанні ремонтно-відновлювальних робіт у багатоповерхових житлових будинках.

Представник ЖБК «Ворскла»:
В. о. голови кооперативу



ГОРДІЄНКО Наталія

Представники
Національного університету
«Полтавська Політехніка
імені Юрія Кондратюка:



ВІРЧЕНКО Віктор



САЛЬНІКОВ Роман

ДОДАТОК Г

Результати розрахунків натурального експерименту

Висота нанесення, м	Частота обертання, об/хв.	Відстань до поверхні, см	№ експ.	Товщина шару, мм	Результати розрахунків		
1	40	8	1	13,6	14,08889	0,9653	1
			2	14,4		1,022082	
			3	13,9		0,986593	
			4	14,8		1,050473	
			5	13,7		0,972397	
			6	14,1		1,000789	
			7	14,6		1,036278	
			8	13,5		0,958202	
			9	14,2		1,007886	
		10	1	15	15,28889	1,064669	1,085174
			2	15,7		1,114353	
			3	14,9		1,057571	
			4	15,4		1,09306	
			5	15,9		1,128549	
			6	14,8		1,050473	
			7	15,2		1,078864	
			8	15,6		1,107256	
			9	15,1		1,071767	
	12	1	15,5	15,72222	1,100158	1,115931	
		2	16,3		1,15694		
		3	15,1		1,071767		
		4	16		1,135647		
		5	15,8		1,121451		
		6	15,4		1,09306		
		7	16,5		1,171136		
		8	15,2		1,078864		
		9	15,7		1,114353		
60	8	1	15,2	15,74444	1,078864	1,117508	

			2	16		1,135647	
			3	15,7		1,114353	
			4	16,3		1,15694	
			5	15,4		1,09306	
			6	15,9		1,128549	
			7	16,1		1,142744	
			8	15,3		1,085962	
			9	15,8		1,121451	
		10	1	16,1	16,47778	1,142744	1,169558
			2	16,8		1,192429	
			3	16,5		1,171136	
			4	17		1,206625	
			5	16,3		1,15694	
			6	16,7		1,185331	
			7	15,9		1,128549	
			8	16,6		1,178233	
			9	16,4		1,164038	
		12	1	15,6	15,93333	1,107256	1,130915
			2	16,4		1,164038	
			3	16		1,135647	
			4	15,2		1,078864	
			5	16,7		1,185331	
			6	15,8		1,121451	
			7	16,2		1,149842	
			8	15,4		1,09306	
			9	16,1		1,142744	
2	40	8	1	12,4	12,84444	0,880126	0,911672
			2	13,2		0,936909	
			3	12,7		0,90142	
			4	13,5		0,958202	
			5	12,1		0,858833	
			6	13		0,922713	
			7	12,8		0,908517	
			8	13,4		0,951104	

			9	12,5		0,887224		
		10	1	14,2	14,61111	1,007886	1,037066	
			2	15		1,064669		
			3	14,5		1,02918		
			4	15,3		1,085962		
			5	13,9		0,986593		
			6	14,8		1,050473		
			7	15,1		1,071767		
			8	14,1		1,000789		
			9	14,6		1,036278		
			12	1		14,5		14,94444
		2		15,4	1,09306			
		3		14,8	1,050473			
		4		15,1	1,071767			
		5		14,2	1,007886			
		6		15,7	1,114353			
		7		14,6	1,036278			
		8		15,3	1,085962			
		9		14,9	1,057571			
	60	8	1	14	14,73333	0,993691	1,045741	
				2		15,1		1,071767
				3		14,6		1,036278
				4		15,4		1,09306
				5		14,2		1,007886
				6		14,9		1,057571
				7		15,2		1,078864
				8		14,5		1,02918
				9		14,7		1,043375
			10	1	15,3	15,88889	1,085962	1,12776
				2	16,2		1,149842	
				3	15,8		1,121451	
				4	16,5		1,171136	
				5	15,6		1,107256	
				6	16		1,135647	

			7	16,3		1,15694			
			8	15,4		1,09306			
			9	15,9		1,128549			
		12		15,63333	1	14,9	1,057571	1,109621	
					2	15,8	1,121451		
					3	16,1	1,142744		
					4	15,2	1,078864		
					5	16,4	1,164038		
					6	15,5	1,100158		
					7	15	1,064669		
					8	16,2	1,149842		
					9	15,6	1,107256		
		3	40	8	1	11,1	11,9	0,787855	0,844637
					2	12,3		0,873028	
					3	11,7		0,830442	
					4	12		0,851735	
					5	10,9		0,773659	
					6	11,5		0,816246	
					7	12,5		0,887224	
8	13,3				0,944006				
9	11,8				0,837539				
10				13,32222	1	12,8	0,908517	0,945584	
					2	13,7	0,972397		
					3	13,2	0,936909		
					4	14	0,993691		
					5	12,5	0,887224		
					6	13,5	0,958202		
					7	13,9	0,986593		
					8	12,9	0,915615		
					9	13,4	0,951104		
12				13,94444	1	13,3	0,944006	0,989748	
					2	14,4	1,022082		
					3	13,8	0,979495		
					4	14,7	1,043375		

			5	13,1		0,929811	
			6	14,1		1,000789	
			7	14,5		1,02918	
			8	13,6		0,9653	
			9	14		0,993691	
			1	13		0,922713	
			2	14,2		1,007886	
			3	13,6		0,9653	
			4	14,5		1,02918	
		8	5	13,3	13,78889	0,944006	0,978707
			6	14		0,993691	
			7	14,3		1,014984	
			8	13,4		0,951104	
			9	13,8		0,979495	
			1	14,4		1,022082	
			2	15,5		1,100158	
			3	14,9		1,057571	
			4	15,8		1,121451	
	60	10	5	14,6	15,08889	1,036278	1,070978
			6	15,2		1,078864	
			7	15,6		1,107256	
			8	14,7		1,043375	
			9	15,1		1,071767	
			1	14		0,993691	
			2	15,1		1,071767	
			3	15,5		1,100158	
			4	14,6		1,036278	
		12	5	15,8	14,93333	1,121451	1,059937
			6	14,3		1,014984	
			7	15,3		1,085962	
			8	14,8		1,050473	
			9	15		1,064669	