

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ



# **ВІСНИК**

**Східноукраїнського  
національного університету  
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 2 (282)  
2024**

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ**

**Київ 2024**







## ТЕХНІЧНІ НАУКИ

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-5-16>

УДК 621.952.5

### ЗМІННІ ШПИНДЕЛЬНІ ГОЛОВКИ ОБРОБНИХ ЦЕНТРІВ ІЗ МОДЕРНІЗОВАНИМИ СПОЛУЧНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Кроль О.С., Цанков П.

### INTERCHANGEABLE SPINDLE HEADS OF MACHINING CENTERS WITH MODERNIZED CONNECTING ELEMENTS

Krol O.S., Tsankov P.

*Розглянуто процес 3D моделювання приводу головного руху обробного центру (ОЦ) зі змінними формоутворюючими шпindelьними головками та модифікованими зубчастими муфтами. Представлені тривимірні моделі формотворчих вузлів ОЦ, призначених для різних технологічних операцій методами свердління, фрезерування та розточування складних корпусних деталей. Показано ефективність використання нових функціоналів: граничного представлення геометрії B-rep та тривимірної операції «Вирізання», адаптованих для побудови 3D моделей корпусних деталей приводу та шпindelьних головок. Використано модуль розрахунків механічних передач Компас Gears, в якому реалізуються геометричне моделювання та розрахунки на міцність циліндричних і конічних зубчастих передач та зубчастих муфт в процесі 3D моделювання. Зазначено, що при застосуванні тривимірної операції побудови зубчастих вінців методом імітації зубофрезерування досягається підвищення швидкості профілювання робочих поверхонь зубчастого зачеплення. Висунуто ідею вдосконалення конструкції зубчастих муфт за критерієм мінімізації навантажувальної здатності, які використовуються для з'єднання валів приводу оброблювального центру з валами вертикальної, довбальної та кутової шпindelьними головками. Запропоновано заміну класичного циліндричного профілю робочої поверхні зуба внутрішнім конічним зачепленням зубів з круговим профілем. Зроблено аналітичний розрахунок основних геометричних характеристик модифікованого профілю зачеплення зубів зубчастих муфт. Введений коефіцієнт*

*довжини зубів стосовно стандартної та модифікованої конструкції, як критерій оцінки рівня згинальних напруг у зоні контакту. Обґрунтовано припущення, що отримані розрахункові значення коефіцієнта форми зуба для випадку евольвентного зачеплення мало відрізняються при розгляді кругового профілю модифікованої муфти в межах робочої висоти витка на ділільному діаметрі. Відзначено вплив коефіцієнта форми зубів на зниження рівня контактної напруги. Реалізовано експериментальний розрахунок комплексного коефіцієнта зниження напруги для модифікованої конструкції зубчастої муфти.*

**Ключові слова:** шпindelьна головка, 3D моделювання, обробний центр, зубчаста муфта, коловий профіль зуба.

**Вступ.** З кожним роком частка багатоопераційних верстатів типу ОЦ у верстатному парку збільшується. Це пов'язано з тим, що ОЦ є універсальною, швидко переналагоджуваною системою, призначеною для виконання широкого роду операцій металообробки, починаючи від установки заготовки і закінчуючи фінішною обробкою, на одному верстаті без переустанови оброблюваної заготовки [1-3].

Враховуючи специфіку машинобудівних підприємств, такі системи незамінні в серійному виробництві. Ця концепція одержала назву «DONE IN ONE» і була вперше запропонована

японською компанією Mazak [4]. Концепція "Зроблено в одному" це принцип, згідно з яким усі операції здійснюються на одному верстаті. Застосування цієї концепції несе у собі як модернізацію процесу виробництва, а й збільшення можливостей процесу управління життєвим циклом виробу.

Серед конкурентних переваг можна відзначити: скорочення часу виробничого циклу, зменшення площі, яку займає обладнання і як наслідок зменшення витрат та підвищена точність обробки.

Для таких переваг важливу роль відіграє конструктивна верстатна компонента. Зростають вимоги до надійного та безперебійного функціонування формотворчих вузлів, змінного технологічного оснащення, механічних передач та сполучних елементів верстатів.

Дослідження ефективності функціонування металорізального обладнання за критеріями надійності та точності здійснюється у різних інтегрованих САПР, у яких необхідно пов'язати системи 3D-моделювання елементів верстатних систем з розрахунковими модулями оцінки конструкцій за цими критеріями [5, 6]. Це особливо важливо для широко універсальних верстатних комплексів, оснащених змінним модульним технологічним оснащенням. Широке поширення таких верстатів у парку машинобудівних підприємств збільшується, що вказує на актуальність таких досліджень.

Така ситуація з методологічних позицій призводить до необхідності паралельного використання засобів тривимірного моделювання з параметризацією та методів досліджень у галузі підвищення надійності та працездатності як самих верстатів, так і їхнього технологічного оснащення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Проблемам автоматизованого проектування та пошуку нових конструкторських рішень у галузі створення формотворчих вузлів металорізального обладнання присвячено широкий спектр публікацій [7-13].

В роботі [7] проведено дослідження задачі підвищення оброблюваності виробів у рамках життєвого циклу трикоординатного фрезерного верстата, оснащеного інструментальним оснащенням типу Bridgeport DIN 69871 для шпindelного вузла та інструментальної системи.

Велику роль при оцінюванні мають опрачки за стандартом ISO 230 series, які призначені для

малогабаритних верстатів (першого та другого типорозміру). Так для інструментального оснащення у вигляді патронів CAMFIX для затиску інструменту з циліндричними хвостовиками (цангові патрони ER з наскрізним отвором і двома зонами затиску) використовується симетрична конструкція: завдяки якій навантаження, що створюється крутним моментом, рівномірно розподіляється по багатокутнику, забезпечуючи зусиллям. Як наслідок збільшується здатність навантаження і підвищується довговічність роботи даних пристроїв.

Різним аспектам застосування CAD SOLIDWORKS та CAE ANSYS software для створення 3D-моделі шпинделя токарного верстата з ЧПУ із застосуванням методів кінцевих елементів присвячено роботу [8]. Як основна модель використана 10-вузлова стрижнева модель, в якій кожен вузол характеризувався трьома ступенями свободи. Дослідження динамічних параметрів на 5 власних частотах та формах коливань шпинделя дало можливість оцінити показник жорсткості в умовах дії згинальних напруг. В якості проблеми автори відзначають необхідність спрощення вихідної 3D-моделі за рахунок видалення фасок і отворів малих розмірів, а також інших елементів конструкції при конвертації форматів 3D-файлів між SOLIDWORKS і ANSYS.

Питання вдосконалення механічної коробки за рахунок управління передачею заданого крутного моменту розглянуті в роботі [9]. Для цього розроблено метод синтезу передач із подвійним зчепленням, що забезпечує вирівнювання навантаження на фрикційні диски кожного зчеплення. Аналітично, метод заснований на встановленому функціональному зв'язку між параметрами керування приводом та тиском зусилля (навантажувальна здатність) на пари тертя зчеплення. Наслідком цього є зниження енергетичних втрат двигуна пристрою, що розглядається.

Комплексному дослідженню модифікованих зубчастих муфт сферичного профілю (Spherical gear couplings), що передають значні крутні моменти при роботі з великими перекосами напівмуфт (до 30 і вище) присвячена робота [10]. Автори пропонують новий метод виготовлення зубів втулки сферичної напівмуфти, пов'язаний з імітацією процесу фрезерування зовнішнього профілю зуба з піднутренням за допомогою поверхні

витка черв'яка (черв'ячної фрези). У цьому полягає головна відмінність від існуючих методів, що базуються на методі аналізу, що утворює зубообробний інструмент. У цьому профіль робочих поверхонь напівмуфт здійснювалося з урахуванням рекомендацій American Gear Manufacturers Association [11].

Створення поверхні зуба шестерні поверхнею витка черв'яка було запроваджено Литвином та ін [12, 13]. Для того, щоб зменшити негативні впливи (збільшення натягу та збільшення зазору між зубами втулки та гільзи) у роботі [10] запропоновано процедуру розгляду поверхні витка черв'ячної фрези як набір ріжучих кромок, що діють одночасно під час формування бічного профілю зуба. Це робить можливим утворення профілів з підрізуванням (при малій кількості напівмуфтових зубів), які можуть з'явитися при виготовленні сферичних втулок, особливо при використанні конічних зубчастих коліс, щоб компенсувати неспіввісність більше 30 мкм.

Весь спектр досліджень був проведений на базі 3D моделей, що ілюструють основні геометричні побудови робочих поверхонь зубів та особливостей контакту ріжучого інструменту в процесі обробки сферичних напівмуфт. Пропонована модель рекомендована для кола задач оптимізації геометрії зубчастих поверхонь муфт при зміні траєкторії інструменту. В результаті досягається ефект балансування зазорів у зачепленні, збільшення коефіцієнта контакту і зниження контактних і згинальних напруг сферичних зубчастих муфт.

Аналіз вищерозглянутих робіт показав, що завдання створення нових конструкцій формотворчих вузлів верстата та механічних передач на базі 3D моделювання є актуальними та затребуваними.

**Постановка проблеми.** У цій статті ставиться завдання створення комплектів тривимірних моделей формоутворюючих шпindelних головок, призначених для обробних центрів другого та третього типорозмірів та модифікації їх компонентів для з'єднання співвісних валів та передачі крутного моменту.

Метою дослідження є підвищення здатності навантаження муфти, як сполучного елемента шпindelних головок без зміни її габаритних і приєднувальних розмірів.

**Основний матеріал.** Тривимірне моделювання шпindelних головок обробного центру. На початковому етапі даного дослідження розроблено комплекс 3D моделей

формотворчих вузлів обробного центру свердлильно-фрезерно-розточувального типу [14-16].

Як об'єкт моделювання розглядається чотирикоординатний обробний центр СФ68ВФ4 [17]. Як основний програмний продукт використовується інтегрована CAD/CAM/CAE КОМПАС-3D із вбудованими модулями Artisan Rendering та АРМ FEM кінцево-елементного аналізу конструкцій.

Базовий привід головного руху ОЦ включає горизонтальну шпindelну бабку (Рис. 1, а), що монтується в чавунному литому корпусі в якому розташований шпindelний блок з механізмом автоматичного затиску інструменту гідроциліндром [18, 19].

Особливістю конструкції є розподільний вал, що передає обертання на горизонтальний або за допомогою муфти на шпindel вертикальний або довбальний. При цьому використовується автоматичний пристрій перемикання провідної шестерні. Двоступінчаста коробка швидкостей, керується гідрофікованим механізмом перемикання [20, 21].

Наявність електричних та оптикоелектричних датчиків дозволяє контролювати положення шпindelної бабки та її механізмів, а також цілого ряду інших деталей та вузлів, що забезпечують нормальне функціонування шпindelної бабки від пристрою ЧПУ.

Обертання шпинделя проводиться так (Рис. 1, а): від електродвигуна через полікліновий ремінь передається на вхідний вал. Далі, через двоступінчасту коробку швидкостей на розподільний вал, з якого обертання передається на муфту вертикальної, або кутової або довбальної головок, або на шестерню горизонтального шпинделя. Частота обертання змінюється в межах 20...4000 хв<sup>-1</sup>.

При побудові 3D моделей в середовищі інтегрованої САПР КОМПАС-3D використані просунуті механізми тривимірного моделювання [22, 23]. Для розробки таких складних конструкцій головок, використовується інструментарій геометричного ядра С3D Modeler і параметричного ядра С3D Solver.

Традиційно, геометричне ядро С3D Modeler реалізує процес створення геометричної моделі об'єкта, що моделюється, і обчислення його геометричних параметрів, необхідні для побудови 2D-ескізів і 3D-моделей.

Для опису форми шпindelних головок C3D Modeler була використана функція граничного представлення геометрії, при цьому модель будується з тривимірних тіл, які створюються за допомогою поверхонь і кривих. Далі тіла групуються в складальні одиниці (вал-підшипники; муфти з двох напівмуфт та ін.) з яких будуються складальні одиниці наступного рівня (Рис. 1).

Важливою особливістю ядра C3D Modeler є відкрита архітектура, яка дозволяє розширити його за межі стандартного набору функцій. Можливість створювати свої об'єкти, специфічні для даного дослідження, успадковуючи їх від об'єктів C3D Modeler було апробовано на основних компонентах шпindelних головок (Рис. 1).

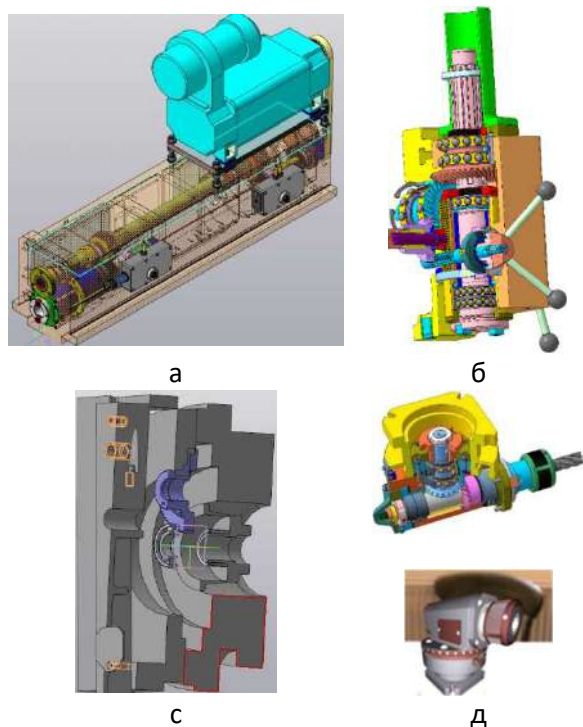


Рис. 1. Тривимірні моделі формуювальних вузлів ОЦ: а – привід головного руху; б – вертикальна шпindelна головка; с – довбальна головка; д – кутова головка

Використовуючи принцип асоціативності в САПР КОМПАС-3D отримані креслення приводу головного руху ОЦ (Рис.2) та шпindelних головок (Рис. 3), як етап конструкторської підготовки виробництва, що забезпечує зв'язок з етапом аналізу на технологічність та етапом технологічної підготовки виробництва.

У процесі створення креслення поточної моделі шпindelної головки широко

використовується логічна група об'єктів "Шар" [24, 25]. Розбиття на шари дозволяє спрощувати зміну властивостей групи об'єктів. Для всіх об'єктів, що лежать в одному шарі, можна одночасно здійснити передачу в асоціативний вид креслення, а також змінити колір, увімкнути/вимкнути показ на екрані і т.і. Так, в окремий шар були поміщені допоміжні об'єкти, розміри та кріплення. У цій системі 3D моделювання передбачено можливість поміщати в шар об'єкти з різних виконань шпindelної головки (Рис.3), що сприяє реалізації процедури багатоваріантного проектування.

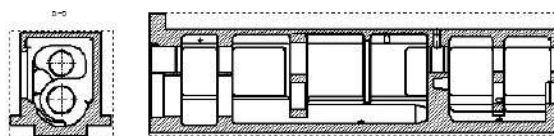


Рис. 2. Креслення приводу головного руху ОЦ

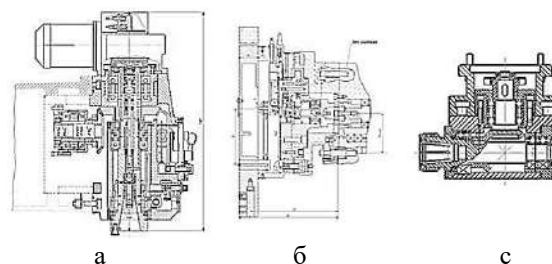


Рис. 3. Креслення шпindelних головок ОЦ: а – вертикальної головки; б – довбальної головки; с – кутової головки

При побудові тривимірних моделей корпусних деталей шпindelних головок (Рис.4, Рис.5), що виготовляються методом лиття, використовуються набір тривимірних команд системи КОМПАС-3D [26, 27]. Найефективніше, у разі, застосовується тривимірні операції «Вирізання», що дозволяє реалізувати стратегію створення 3D моделей з урахуванням формування порожнин і каналів складної форми майбутньої тривимірної моделі корпусу.

Конструкція корпусу шпindelної головки характеризується великою кількістю отворів та заокруглень. У багатоваріантному проектуванні наявність таких елементів уповільнює процес внесення змін до конструкції.

Для підвищення продуктивності процесу проектування інструментарій C3D Modeler реалізує низку нових функціоналів для видалення з моделі отворів та заокруглень. Така операція дає можливість спрощення 3D моделі,

яка готується до подальшого розрахунку в системі САЕ.

Ще один новий функціонал – це модифікація заокруглень, що забезпечує побудову заокруглень, що поглинають елементи вихідної 3D моделі. В результаті з'являється можливість будувати раніше недоступні комбінації заокруглень. Ця операція найчастіше використовується для створення складних ливарних форм шпindelних головок.

На Рис. 4 представлений корпус приводу головного руху ОЦ з двоступінчастою коробкою швидкостей яка змонтована всередині шпindelного горизонтального вузла.

Передача руху і моменту, що крутить, в приводі головного руху ОЦ і змінних шпindelних головок здійснюється за допомогою зубчастих передач і зубчастих муфт, призначених для з'єднання співвісних валів і передачі крутного моменту [28, 29].

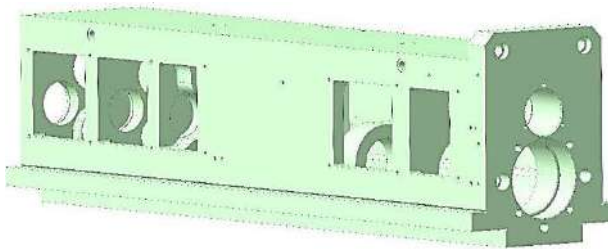


Рис. 4. Корпус приводу головного руху ОЦ

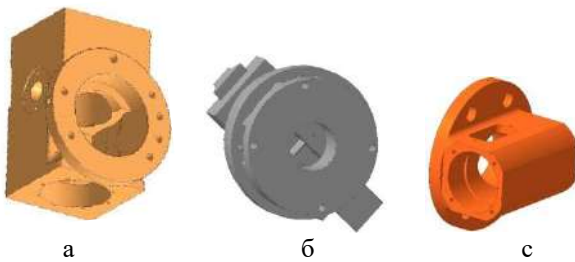


Рис. 5. Корпусні деталі головок шпindelля:  
а – вертикальної головки; б – довбальної головки;  
с – кутової головки

В рамках програмного забезпечення САПР КОМПАС-3D функціонує спеціальний додаток «Вали та механічні передачі 3D», що включають модуль розрахунків механічних передач КОМПАС\_GEARs. У цьому модулі реалізуються геометричні та розрахунки міцності циліндричних і конічних зубчастих, ланцюгових, черв'ячних і ремінних передач.

Особливістю функціонування цього модуля є використання як графічних примітив функціональних елементів та деталей зубчастих

передач та зубчастих муфт [26]. У цьому вся плані з'являється можливість створення високоточних моделей зубчастих вінців з геометрично коректними поверхнями зубів [30].

Підвищення швидкості профілювання робочих поверхонь зачеплення здійснюється за рахунок застосування тривимірної операції побудови зубчастих вінців методом імітації зубофрезерування конічних зубчастих коліс. Підвищення швидкості побудови забезпечив також новий функціонал САПР КОМПАС-3D, орієнтований на такий тип поверхні як «Поверхня конічного перерізу», яка утворюється шляхом переміщення кривої конічного перерізу по двох напрямних.

У цій роботі за допомогою програми «Вали та механічні передачі 3D» побудовано твердотільні моделі різних типів зубчастих коліс (циліндричні, конічні, вал-шестірні), які представлені на Рис. 6.

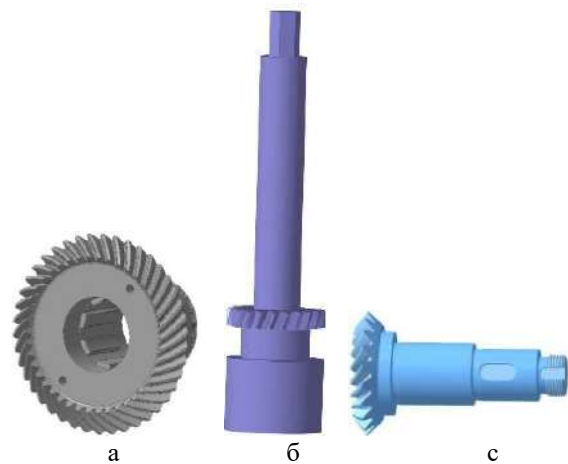


Рис. 6. Зубчасті колеса та вал-шестірні шпindelних головок: а – вертикальної; б – довбальної; с – кутової

**Модернізація зубчастих муфт як сполучних елементів ОЦ.** Розширення номенклатури змінної технологічної оснастки та шпindelних головок ОЦ пов'язане із збільшенням кількості сполучних елементів – різного типу муфт. При з'єднанні паралельних валів доводиться стикатися з кутовими, радіальними та осьовими зсувами, які впливають на точність та вібростійкість обробки на верстаті. Для компенсації зсувів валів доцільно використовувати зубчасті муфти, як універсальний різновид компенсуючих муфт, що є оптимальним рішенням у випадках, коли потрібно передати момент, що крутить, по одній осі або під нахилом.

У станкобудуванні широкого поширення набули (згідно з нормативами) зубчасті муфти (з

двома фланцевими напівмуфтами) 1-го типу з різномною обоймою і 1-го виконання з циліндричними отворами для коротких кінців валів. Зуби втулок і обойм, як правило, виготовляють евольвентними з класичним кутом профілю по ділільному колу в середньому торцевому перерізі, а зубці зубчастих вінців виготовляють бочкоподібної форми (barrel shape). Разом про те, пропонуються і профілі іншої форми – сферичної, як у роботі [10].

Поряд із оптимальним варіантом з'єднання паралельних валів до переваг зубчастих муфт відносяться мінімальні габарити. Разом з тим дефекти в роботі зубчастих муфт пов'язані зі зносом елементів муфти, що в результаті порушує правильну форму робочих поверхонь і призводить до проблем напружено-деформованого стану на контактних поверхнях, що пов'язані з рівнем згинальних і контактних напруг.

Недоліком відомої зубчастої муфти є недостатня здатність навантаження зубів по напрузі вигину. Це пояснюється тим, що при заданих габаритах муфти неможливо збільшити довжину зубів, початкова поверхня яких є циліндром з обмеженим осьовим розміром.

Одним з методів зниження рівня напруги в зоні контакту і недостатньої здатності навантаження відомих конструкцій муфт є модифікація конструкцій зубчастих муфт.

Головна ідея модифікації полягає в пошуку таких профілів робочої частини зубців фланцевих напівмуфт зубчастої муфти, які будуть мати збільшену довжину контакту в зачепленні при тих же габаритних і приєднувальних розмірах.

Така ідея, підтверджена патентним рішенням [31], реалізується шляхом надання початкової поверхні зубів на втулках напівмуфт у вигляді конуса з опуклою криволінійною утворюючою, а початкової поверхні зубів в обоймах напівмуфт – конуса з увігнутою криволінійною утворюючою, Рис. 7

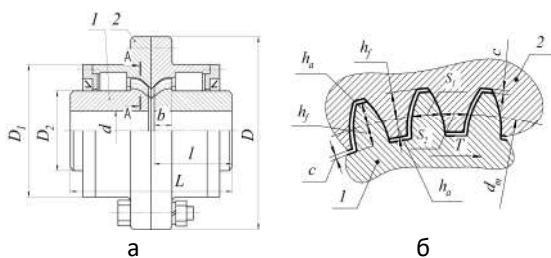


Рис. 7. Модифікована зубчаста муфта: а – конструкція; б – геометрія

**Теоретична частина.** Поставлене завдання реалізується в такий спосіб. Початкова поверхня зубів на втулках напівмуфт являє собою конус з опуклою криволінійною твірною, а початкова поверхня зубів в обоймах напівмуфт – конус з увігнутою криволінійною твірною (Рис. 7). Тобто, внутрішнє циліндричне зчеплення евольвентних зубів, що використовується в стандартних зубчастих муфтах [28, 29], замінено внутрішнім конічним зчепленням зубів із круговим профілем. При цьому поздовжні напрямки зубів на втулках і обоймах модифікованої муфти збігаються з криволінійними утворюючими початкових конічних поверхонь.

Випукла і увігнута криволінійні утворюючі являють собою дуги кола однакового радіусу  $R$  (Рис. 8), значення якого визначається рівністю:

$$R = \frac{b}{\sin \delta},$$

Тут  $b$  – ширина зубчастого вінця на втулках;  $\delta = 60^\circ$  – максимальний кут нахилу криволінійних зубців, що утворюють, на втулках і в обоймах модифікованої зубчастої муфти.

Чисельні значення ширини дорівнюють значенням цього параметра в стандартних зубчастих муфтах [28]. Параметри зубів показані в середньому торцевому перерізі зубчастого А-А зачеплення на Рис. 7, б.

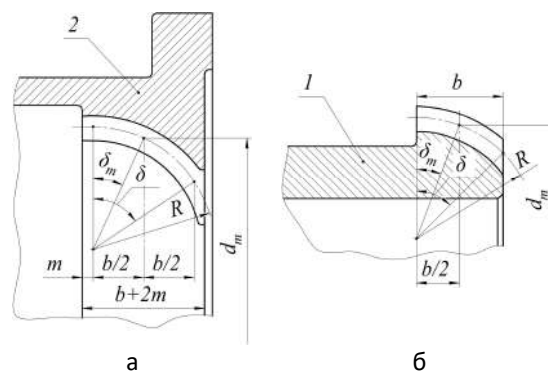


Рис. 8. Криволінійні утворюючі обойми та втулки: а – увігнута; б – випукла

Середній торцевий крок  $P_m$  між зубами на середньому ділільному колі діаметром  $d_m$  складається з трьох частин –  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $\Delta$ :

$$P_m = S_1 + S_2 + \Delta = \pi \cdot m_m.$$

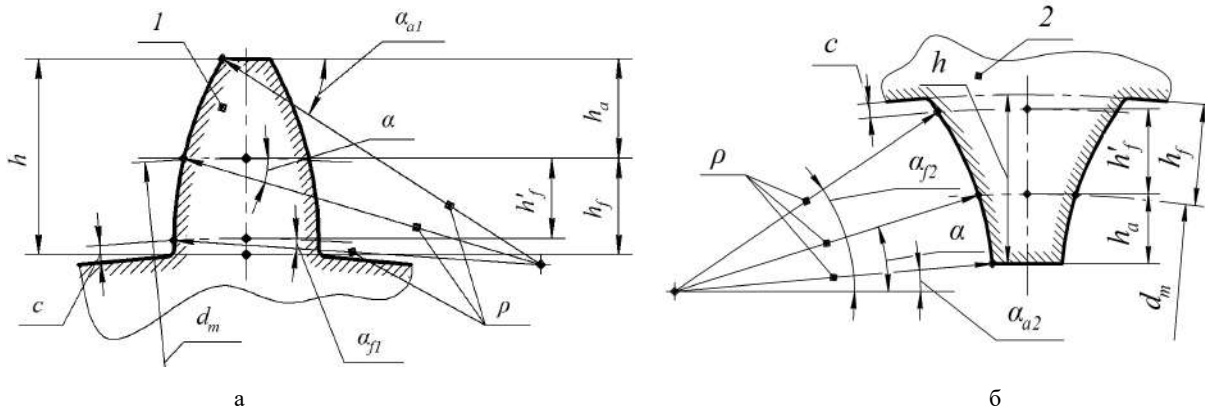


Рис. 9. Профілі зубів: а – опуклого; б – увігнутого

Тут  $S_1 = 0,5 \cdot P_m = 0,5 \cdot \pi \cdot m_m = 0,5 \cdot \pi \cdot m_m$  – товщина опуклих зубів у середньому торцевому перерізі зачеплення на ділільному діаметрі;  $S_{2t} + \Delta = 0,45 \cdot \pi \cdot m_m + 0,05 \cdot \pi \cdot m_m$  – відповідно товщина увігнутих зубів ( $S_{2t}$ ) у середньому торцевому перерізі на ділільному діаметрі обойм  $d_m$ .

$\Delta$  – бічний зазор між зубами в середньому торцевому перерізі; (параметри  $P_m$  та  $\Delta$  на перерізі (Рис. 7, б) не показані);

$m_m = m_{nm} / \cos \delta_m$  – середній торцевий модуль, виражений через середній нормальний модуль  $m_{nm}$  та кут нахилу поздовжньої лінії зуба  $\delta_m$  на середині розміру  $b$ . Розмір кута  $\delta_m$  визначається рівністю:

$$\delta_m = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot b}{R}\right) = \arcsin(0,5 \cdot \sin \delta).$$

Варто зазначити, що  $\delta_m \neq 0,5 \cdot \delta$ . Так, наприклад, для  $\delta = 60^\circ$ :

$$\delta_m = \arcsin(0,5 \cdot \sin 60^\circ) = 25,66^\circ \neq 0,5 \cdot 60^\circ = 30^\circ.$$

Параметри зубчастих вінців модифікованої зубчастої муфти – середній нормальний модуль зубів  $m_m$ , число зубів  $z$ , а також основні габаритні та приєднувальні розміри муфти –  $D, D_1, D_2, d, L, l$ , які збігаються з параметрами зубів та розмірами стандартних зубчастих муфт [1]; (при цьому модуль зубів у ГОСТ Р 50896-96 є постійною величиною у всіх торцевих перерізах зубчастого вінця і позначається  $m$ ).

Профілі опуклого та увігнутого зубів окреслені дугою кола однакового радіусу  $\rho$  (Рис. 9).

Радіус дуги кола  $\rho$  визначається як

$$\rho = \frac{m}{\sin \alpha - \sin \alpha_{f1}} = \frac{m}{\sin \alpha - \sin \alpha_{a2}},$$

де  $\alpha = 20^\circ$  – кут нахилу профілів опуклого і увігнутого зубів на середньому ділільному колі діаметром  $d_m$ ;

На рис. 9 зображені кути нахилу профілів опуклого зуба втулки в основі ( $\alpha_{f1}$ ) і увігнутого зуба обойми на його вершині  $\alpha_{a2}$ , які приймають значення:  $\alpha_{f1} = \alpha_{a2} = 5^\circ$ .

Для  $\alpha = 20^\circ$  і  $\alpha_{f1} = \alpha_{a2} = 5^\circ$ :

$$\rho = \frac{m}{\sin 20^\circ - \sin 5^\circ} \approx 3,9 \cdot m.$$

Максимальний кут нахилу профілів зубів  $\alpha_{a1} = \alpha_{f2}$ , рис. 9:

$$\alpha_{a1} = \alpha_{f2} = \arcsin(2 \cdot \sin \alpha - \sin \alpha_f).$$

Для  $\alpha = 20^\circ$  і  $\alpha_f = 5^\circ$ :

$$\alpha_{a1} = \alpha_{f2} = \arcsin(2 \cdot \sin 20^\circ - \sin 5^\circ) \approx 36,7^\circ.$$

Заміна евольвентного профілю на круговій запропонована з метою спрощення технології виготовлення зубів.

Повна висота зубів ( $h$ ), висота головки ( $h_a$ ) і ніжки зубів ( $h_f$ ), радіальний зазор в зачепленні ( $c$ ) прийняті за аналогією зі стандартним аналогом, що має евольвентні зуби:

$$h = 2,2 \cdot m, \quad h_a = m, \quad h_f = 1,2 \cdot m, \quad c = h_f - h'_f = 0,2 \cdot m.$$

Результатом модифікації зубчастої муфти є збільшення довжини зубів без зміни габаритних параметрів стандартної муфти. При однаковій ширині  $b$  довжина зуба  $L_{mod}$  у модифікованої муфти буде більшою за довжину зуба  $L_{st}$  у стандартної муфти в  $K_L$  раз:

$$K_L = \frac{L_{mod}}{L_{st}} = \frac{\delta}{2 \cdot \arcsin(0.5 \cdot \sin \delta)}.$$

Для заданого кута  $\delta = 60^\circ = 60^\circ \cdot (\pi / 180^\circ)$ , рад.:

$$K_L = \frac{60^\circ \cdot (\pi / 180^\circ)}{2 \cdot \arcsin(0.5 \cdot \sin 60^\circ)} \approx 1.17.$$

Тобто, довжина зубів збільшується на 17%, а це означає, що напруга вигину  $\sigma_F$  в них знизиться на таку ж величину.

Крім цього, слід врахувати ще один фактор, що сприяє зменшенню величини  $\sigma_F$  – коефіцієнт форми зубів  $Y_F$ . Якщо в стандартній муфті [12] значення  $(Y_F)_{st}$  вибирається по дійсному числу зубів  $z$  (як у циліндричних прямозубих передачах), то в модифікованій муфті величина  $(Y_F)_{mod}$  приймається за еквівалентним числом зубів  $z_V = z / \cos \delta_m$  (як у конічних прямозубих передачах). Так як  $z_V = z / \cos \delta_m > z$ , величина  $(Y_F)_{mod}$  буде меншою, ніж  $(Y_F)_{st}$ , [12]. Відповідно, це також знизить напругу  $\sigma_F$  в  $K_Y$  раз:

$$K_Y = (Y_F)_{st} / (Y_F)_{mod}.$$

Строго кажучи, значення  $(Y_F)_{st}$  отримані для евольвентного зачеплення. Однак, круговий профіль зубів модифікованої муфти в межах робочої висоти витка  $h = 2.2 \cdot m$  мало відрізняється від евольвентного профілю зубів стандартної муфти, а їх товщина на колі діаметром  $d_m$  однакова. Тому використання графіка для оцінки величини  $(Y_F)_{mod}$  в першому наближенні цілком коректно.

Таким чином, в результаті збільшення довжини зубів і зниження коефіцієнта форми зубів напруга вигину у модифікованої муфти  $(\sigma_F)_{mod}$  зменшиться в порівнянні з  $(\sigma_F)_{st}$  у стандартної муфти в  $K$  раз:

$$K = K_L \cdot K_Y = \frac{\delta}{2 \cdot \arcsin(0.5 \cdot \sin \delta)} \cdot \frac{(Y_F)_{st}}{(Y_F)_{mod}}.$$

**Експериментальна частина.** Задано параметри зубчастого зачеплення муфти:  $m = 6 \text{ mm}$ ;  $z = 46$ .

Визначити коефіцієнт зниження напруги вигину зубів  $K$  модифікованої муфти з  $\delta = 60^\circ$  при габаритних розмірах, що збігаються зі стандартною муфтою.

Рішення.

1. Для стандартної муфти [4]:  $z = 46 \rightarrow (Y_F)_{st} = 3.68$ .

2. Для модифікованої муфти:

$$\delta_m = \arcsin(0.5 \cdot \sin \delta) = \arcsin(0.5 \cdot \sin 60^\circ) = 25.66^\circ;$$

$$z_V = z / \cos \delta_m = 46 / \cos 25.66^\circ \approx 51 \rightarrow (Y_F)_{mod} \approx 3.66$$

3. В результаті:

$$K = \frac{\delta}{2 \cdot \arcsin(0.5 \cdot \sin \delta)} \cdot \frac{(Y_F)_{st}}{(Y_F)_{mod}} \approx \frac{60^\circ}{2 \cdot \arcsin(0.5 \cdot \sin 60^\circ)} \cdot \frac{3.68}{3.66} \approx 1.17.$$

Таким чином, за заданих вихідних даних напруга вигину в зубцях модифікованої муфти знизиться на 17%.

**Висновки.** В результаті проведених досліджень отримано такі результати:

1. Створено комплексний 3D-проект приводу оброблювального центру свердильно-фрезерно-розточувального типу з трьома змінними шпіндельними головками: вертикальною, довбальною та кутовою головками в середовищі САПР КОМПАС-3D. Цей 3D-проект став переможцем Міжнародного конкурсу “Майбутні Аси комп’ютерного 3D моделювання”.

2. Розроблено твердотільні моделі складних корпусних деталей приводу головного руху та змінних шпіндельних головок. Для формування складної просторової геометрії литих корпусів ефективно використано тривимірну операцію «Вирізання» при побудові порожнин і каналів внутрішньої поверхні литої заготовки.

3. Побудовано тривимірні моделі циліндричних та конічних зубчастих коліс та модифікованої конструкції зубчастої муфти у спеціалізованому модулі “Компас Gear”. У процесі 3D моделювання застосовано новий функціонал системи КОМПАС-3D: «Поверхня конічного перерізу», що реалізує процедуру формування зубчастих вінців за допомогою імітації фрезерування конічних зубів шестерень.

4. Розроблено конструкцію модифікованої зубчастої муфти для з’єднання валу приводу ОЦ із валами трьох різних шпіндельних головок. Запропоновано нову форму робочої поверхні зубів муфти у вигляді конуса з опуклою

криволінійною твірною на початковій поверхні зубів для втулок напівмуфт і конуса з увігнутою криволінійною твірною в обоях напівмуфт. Знайдено аналітичні залежності для визначення радіуса твірної, середній торцевий крок, кут нахилу поздовжньої лінії зуба на середині ширини зубчастого вінця та ін. Доведено, що  $\delta_m \neq 0.5 \cdot \delta$  для максимального кута нахилу криволінійних зубців, що утворюють.

5. Результатом модифікації зубчастої муфти є збільшення довжини зубів без зміни габаритних параметрів стандартної муфти, що призводить до зниження рівня згинальних напруг. Введено критерій оцінки збільшення довжини контакту  $K_L$  та коефіцієнт впливу форми зубів  $Y_F$  на базі якого формується друга складова критерію оцінки  $K_L$ .

6. Проведено експериментальний розрахунок коефіцієнта зниження напруги вигину зубів модифікованої муфти, який показав зниження напруги вигину в зубцях модифікованої муфти на 17% і, як наслідок, без змін габаритів стандартної зубчастої муфти підвищити її здатність навантаження.

#### Л і т е р а т у р а

- Lynch M. Machine center programming, setup and operation. Trout Valley: CreateSpace Independent Publishing Platform; 2014. 362 p.
- Кіпчарський В.П. Металорізальні верстати: Навчальний посібник. Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2018. – 143 с.
- Dervoort W.H. Modern Machine Shop Tools, Their Construction, Operation and Manipulation, Including Both Hand and machine Tools ... London: Creative Media Partners; 2018. 552 p.
- Smith, G.T. CNC machine technology. Design, development and CIM strategies. Heidelberg: Springer-Verlag; 1993. 140 p.
- Кроль О.С. Методы и процедуры 3D-моделирования металлорежущих станков и инструментов – Северодонецк: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2015. 120 с.
- Кроль О.С., Бурлаков Е.И. Моделирование шпиндельного узла обрабатывающего центра // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Х: НТУ «ХПІ». №11(985), 2013. С. 33-38.
- Afsharizand B., Zhang X., Newman S.T., Nassehi A. Determination of machinability considering degradation of accuracy over machine tool life cycle. Proceeding of the 47th CIRP conference on manufacturing systems, 2014. № 17, P. 760-765. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2014.02.048>
- Kong J., Cheng X. Modal analysis of CNC lathe's spindle based on finite element. Advances in Engineering Research (AER). 2017, Vol. 148, P. 318–321.
- Sergienko N., Kalinin P., Pavlenko I., Ochowiak M., Ivanov V., Sergienko A., Pavlova N., Basova Y., Titarenko O., Nazarov A., et al. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. Appl. Sci. 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>
- Iñurritegui A., Gonzalez-Perez I., Arana A., Larrañaga J., Ulaci I. Computerized generation and tooth contact analysis of spherical gear couplings for high misalignment applications. Mechanism and Machine Theory 164 (2021) 104408. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104408>
- American Gear Manufacturers Association, AGMA 945-1-b20: Splines design and application, 2020.
- Litvin F. Theory of Gearing, Tech. rep., University of Illinois at Chicago, 1989.
- Litvin F., Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory, 2nd Edition, CAMBRIDGE University Press, 2004.
- Кроль О.С., Кроль А.А., Бурлаков Е.И. Твердотельное моделирование и исследование шпиндельного узла обрабатывающего центра / Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Х: НТУ «ХПІ». № 16(989), 2013. С. 14 – 18.
- Krol O., Sokolov V. Rational choice of machining tools us-ing prediction procedures / EUREKA: Physics and engi-neering, Number 4, 2018. p. 14–20. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2018.00667>
- Кроль О.С., Соколов В.І. Тривимірне моделювання металорізальних верстатів та інструментального оснащення. Северодонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2016. 160 с.
- Krol O., Sokolov V.: Research of modified gear drive for multioperational machine with increased load capacity. Diagnostyka 21(3), 87-93 (2020). <https://doi.org/10.29354/diag/126026>
- Krol O., Sokolov V.: Modeling of Spindle Node Dynamics Using the Spectral Analysis Method. In: Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering, vol. 1, pp. 35-44. Springer, Cham (2020). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50794-7\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50794-7_4)
- Krol O., Sokolov V.: Research of toothed belt transmiss-ion with arched teeth. Diagnostyka 21(4), 15-22 (2020). <https://doi.org/10.29354/diag/127193>
- Sokolov V., Porkuian O., Krol O., Stepanova O. (2021). Design Calculation of Automatic Rotary Motion Electrohydraulic Drive for Technological Equipment. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Zajac, J., Peraković, D. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE

2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77719-7\\_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77719-7_14)
21. Соколов В.І., Кроль О.С., Єпіфанова О.В. Дифузійні процеси в системах вентиляції. Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля. 2018. 148 с.
  22. Кроль О. С., Сухорутченко И. А. Трехмерное моделирование многооперационного станка модели СВМ1Ф4 в среде компас 3D. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. Т. 4. № 7 (70). С. 13–18. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.26250>
  23. Krol O.S., Sokolov V.I. 3D Modeling Of Machine Tools For Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. 140 p. [https://doi.org/10.7546/3D\\_momtfd.2018](https://doi.org/10.7546/3D_momtfd.2018)
  24. Krol O, Sokolov V (2019) 3D modelling of angular spindle's head for machining centre. J Phys Conf Ser 1278:012002. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1278/1/012002>
  25. Krol O, Sokolov V (2019) Parametric modeling of transverse layout for machine tool gearboxes. In: Advances in manufacturing II. Lecture notes in mechanical engineering, vol 4, pp 122–130. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-16943-5\\_11](https://doi.org/10.1007/978-3-030-16943-5_11)
  26. Krol O., Sokolov V. Parametric modeling of machine tools for designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. 112 p. <https://doi.org/10.7546/PMMTD.2018>
  27. Krol O., Tsankov P., Sokolov V. Rational choice of two support spindles for machining centers with lubrication system // EUREKA: Physics and Engineering. – N. 3. – 2018. – P. 52–58. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2018.00648>
  28. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
  29. Дубинець О. Деталі машин. Розрахунок та конструювання. Київ: Талком, 2014. 684 с.
  30. Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O.: Gear Transmission with conic Axoid on parallel axes. In: Radionov A.A., Kravchenko O.A., Guzeev V.I., Rozhdestvenskiy Y.V. (eds.) Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). LNME, vol. 2, pp. 1–10. Springer, Cham (2020). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_1)
  31. Tooth clutch. UKRPATENT. Shevchenko S.V., Mukhovaty A.A., Krol O.S. Application number: u 2016 11670, Declared 18.11.2016
  3. Dervoort W.H. Modern Machine Shop Tools, Their Construction, Operation and Manipulation, Including Both Hand and machine Tools ... London: Creative Media Partners; 2018. 552 p.
  4. Smith G.T. CNC machine technology. Design, development and CIM strategies. Heidelberg: Springer-Verlag; 1993. 140 p.
  5. Krol' O.S. Metody i procedury 3D-modelirovaniya metallovezhushchih stankov i instrumentov – Severodoneck: izd-vo VNU im. V.Dalya, 2015. 120 s.
  6. Krol' O.S., Burlakov E.I. Modelirovanie shpindel'nogo uzla obrabatyvayushchego centra // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «HPI». Seriya: Novi rishennya v suchasnihi tekhnologiyah. H: NTU «HPI» №11(985), 2013. S. 33-38.
  7. Afsharizand B., Zhang X., Newman S.T., Nassehi A. Determination of machinability considering degradation of accuracy over machine tool life cycle. Proceeding of the 47th CIRP conference on manufacturing systems, 2014. № 17, P. 760-765. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2014.02.048>
  8. Kong J., Cheng X. Modal analysis of CNC lathe's spindle based on finite element. Advances in Engineering Research (AER). 2017, Vol. 148, P. 318–321.
  9. Sergienko N., Kalinin P., Pavlenko I., Ochowiak M., Ivanov V., Sergienko A., Pavlova N., Basova Y., Titarenko O., Nazarov A., et al. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. Appl. Sci. 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>
  10. Iñurritegui A., Gonzalez-Perez I., Arana A., Larrañaga J., Ulaci I. Computerized generation and tooth contact analysis of spherical gear couplings for high misalignment applications. Mechanism and Machine Theory 164 (2021) 104408. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104408>
  11. American Gear Manufacturers Association, AGMA 945-1-b20: Splines design and application, 2020.
  12. Litvin F. Theory of Gearing, Tech. rep., University of Illinois at Chicago, 1989.
  13. Litvin F., Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory, 2nd Edition, CAMBRIDGE University Press, 2004.
  14. Krol' O.S., Burlakov E.I. Modelirovanie shpindel'nogo uzla obrabatyvayushchego centra // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «HPI». Seriya: Novi rishennya v suchasnihi tekhnologiyah. H: NTU «HPI». №16(989), 2013. S. 14-18.
  15. Krol O., Sokolov V. Rational choice of machining tools using prediction procedures / EUREKA: Physics and engineering, Number 4, 2018. p. 14–20. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2018.00667>
  16. Krol' O.S., Sokolov V.I. Trivimirne modelyuvannya metalorizal'nih verstativ ta instrumental'nogo

### References

1. Lynch M. Machine center programming, setup and operation. Trout Valley: CreateSpace Independent Publishing Platform; 2014. 362 p.
2. Kipchars'kij V.P. Metalorizal'ni verstati: Navchal'nij posibnik. Mariupol': DVNZ «PDTU», 2018. 143 s.

- osnashchennya. Severodonec'k: SNU im. V. Dalya, 2016. 160 s.
17. Krol O., Sokolov V.: Research of modified gear drive for multioperational machine with increased load capacity. *Diagnostyka* 21(3), 87-93 (2020). <https://doi.org/10.29354/diag/126026>
  18. Krol O., Sokolov V.: Modeling of Spindle Node Dynamics Using the Spectral Analysis Method. In: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 35-44. Springer, Cham (2020). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-50794-7\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-50794-7_4)
  19. Krol O., Sokolov V.: Research of toothed belt transmission with arched teeth. *Diagnostyka* 21(4), 15-22 (2020). <https://doi.org/10.29354/diag/127193>
  20. Sokolov V., Porkuian O., Krol O., Stepanova O. (2021). Design Calculation of Automatic Rotary Motion Electrohydraulic Drive for Technological Equipment. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Zajac, J., Peraković, D. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77719-7\\_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77719-7_14)
  21. Krol' O.S., Sokolov V.I. Trivimirne modelyuvannya metalorizal'nih verstativ ta instrumental'nogo osnashchennya. Severodonec'k: SNU im. V. Dalya, 2016. 160 s.
  22. Krol' O. S., Suhorutchenko I. A. Trekhmernoe modeli-rovanie mnogooperacionnogo stanka modeli SVM1F4 v srede kompas 3D. *Vostochno-Evropejskij zhurnal pere-dovyh tekhnologij*. 2014. T. 4. № 7 (70). S. 13–18. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.26250>
  23. Krol O.S., Sokolov V.I. 3D Modeling Of Machine Tools For Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. 140 p. [https://doi.org/10.7546/3D\\_momtfd.2018](https://doi.org/10.7546/3D_momtfd.2018)
  24. Krol O, Sokolov V (2019) 3D modelling of angular spindle's head for machining centre. *J Phys Conf Ser* 1278:012002. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1278/1/012002>
  25. Krol O, Sokolov V (2019) Parametric modeling of transverse layout for machine tool gearboxes. In: *Advances in manufacturing II. Lecture notes in mechanical engineering*, vol 4, pp 122–130. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-16943-5\\_11](https://doi.org/10.1007/978-3-030-16943-5_11)
  26. Krol O., Sokolov V. Parametric modeling of machine tools for designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academic Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. 112 p. <https://doi.org/10.7546/PMMTD.2018>
  27. Krol O., Tsankov P., Sokolov V. Rational choice of two support spindles for machining centers with lubrication system // *EUREKA: Physics and Engineering*. – N. 3. – 2018. – P. 52–58. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2018.00648>
  28. Gajdamaka A.V. *Detali mashyn. Osnovy teorii' ta rozrahunkiv: navchal'nyj posibnyk dlja studentiv mashynobudivnyh special'nostej usih form navchannja*. Harkiv: NTU «HPI», 2020. 275 s.
  29. Dubynec' O. *Detali mashyn. Rozrahnok ta konstruivannja*. Kyi'v: Talkom, 2014. 684 s.
  30. Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O.: Gear Transmission with conic Axoid on parallel axes. In: Radionov A.A., Kravchenko O.A., Guzeev V.I., Rozhdestvenskiy Y.V. (eds.) *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*. LNME, vol. 2, pp. 1–10. Springer, Cham (2020). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_1)
  31. Tooth clutch. UKRPATENT. Shevchenko S.V., Mukhovaty A.A., Krol O.S. Application number: u 2016 11670, Declared 18.11.2016
- Krol O.S., Tsankov P. Interchangeable spindle heads of machining centers with modernized connecting elements**
- The process of 3D modeling of the drive of the main movement of the machining center with variable forming spindle heads and modified gear couplings is considered. Presented are three-dimensional models of OC forming units intended for various technological operations using methods of drilling, milling, and boring of complex body parts. The effectiveness of the use of new functions: the boundary representation of the B-rep geometry and the three-dimensional operation "Cutting", adapted for the construction of 3D models of the body parts of the drive and spindle heads, is shown. The Kompas Gears mechanical transmission calculation module is used, in which geometric modeling and strength calculations of cylindrical and conical gears and gear couplings are implemented in the process of 3D modeling. It is noted that when applying the three-dimensional operation of construction of tooth crowns by the method of imitation of tooth milling, an increase in the speed of profiling of the working surfaces of the toothed engagement is achieved. The idea of improving the design of gear couplings based on the criterion of minimizing the load capacity, which are used to connect the drive shafts of the machining center with the shafts of the vertical, horizontal and angular spindle heads, is put forward. It is proposed to replace the classic cylindrical profile of the working surface of the tooth with an internal conical engagement of teeth with a circular profile. An analytical calculation of the main geometric characteristics of the modified tooth profile of gear couplings was made. The tooth length ratio for standard and modified designs is introduced as a criterion for assessing the level of bending stresses in the contact zone. The assumption is substantiated that the calculated values of the tooth shape factor for the case of involute engagement differ little when considering the circular profile of the modified coupling within the working height of the turn on the dividing diameter. The impact of the tooth shape factor on the reduction of the contact voltage level was*

*noted. An experimental calculation of the complex coefficient of voltage reduction for the modified design of the gear coupling was implemented.*

**Keywords:** *spindle head, 3D modeling, machining center, gear coupling, circular tooth profile*

**Кроль Олег Соломонович** – к.т.н., доц., професор кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ),

[krolos.snu.edu@gmail.com](mailto:krolos.snu.edu@gmail.com)

**Цанков Петко** – PhD, assoc. prof., Faculty of Technics and Technology, *Trakian University*, 38 Graf Ignatiev st., Yambol, Bulgaria, [ptsankov@abv.bg](mailto:ptsankov@abv.bg)

Стаття подана 01.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-17-21>

УДК 621.7

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ МІКРОТВЕРДОСТІ ОБРОБЛЕНОЇ ПОВЕРХНІ ПРОКАТНИХ ВАЛІВ

Мелконов Г.Л.

### RESEARCH AND ANALYSIS OF THE MICRO-HARDNESS OF THE FINISHED SURFACE OF THE ROLLED SHAFTS

Melkonov H.L.

*В даній роботі наукові дослідження спрямовані на вивчення мікротвердості поверхневого шару валка, як однієї з важливих проблем у машинобудуванні. Мікротвердість і глибина наклепу поверхневого шару є одними з основних показників якості поверхні, що грають одну з найважливіших ролей при остаточній обробці готового виробу. Виходячи з цього питання дослідження та вивчення мікротвердості обробленої поверхні токарних валів при чистовому точенні чашковими рецесії, що примусово обертаються, є актуальним і затребуваним в сучасному виробництві, а особливо в машинобудуванні. Проведені в роботі дослідження дали можливість для визначення ступеня та глибини наклепаного шару в залежності від режимів різання та кута схрещування осей інструменту та заготівлі. Так само в роботі зроблено та представлено аналіз отриманих результатів у результаті дослідження. У роботі показано при яких параметрах режимів різання та кута схрещування отримано значення глибини наклепаного шару та ступеня наклепу. Також у роботі виведена емпірична формула залежності ступеня наклепаного шару від режимів різання та кута схрещування, що дає можливість вирішення поставленої мети роботи. Так як при постачанні обладнання сортових станів машинобудівні компанії та підприємства передають клієнту калібрування валків для передбачуваного профільного сортаменту, розроблені власними калібрувальними бюро, вони не займаються питанням даних калібрування та далеко не завжди мають такі властивості, як універсальність, економічність і гнучкість, що є важливим при кінцевому завершенні технологічного процесу. Тому головне завдання інженерів в галузі машинобудування – є забезпечення клієнта обладнанням для стабільного випуску кінцевої продукції, але при цьому максимально скоротивши терміни введення в дію. Тож приділена увага*

*дослідженню та вивченню мікротвердості обробленої поверхні прокатних валів у разі використання для чистової обробки чашечних різців, що примусово обертаються є актуальним питанням. Вивчення мікротвердості проводилося залежно від режимів різання та кута схрещування осей валу та інструменту.*

**Ключові слова:** *прокатний валок, чашковий різець, що примусово обертається, мікротвердість, глибина наклепаного шару.*

**Вступ.** При постачанні обладнання сортових станів машинобудівні компанії передають клієнту калібрування валків для передбачуваного профільного сортаменту, розроблені власними калібрувальними бюро. Однак дані калібрування далеко не завжди мають такі властивості, як універсальність, економічність і гнучкість, тому що головне завдання машинобудівників - забезпечити клієнта обладнанням для стабільного випуску продукції, при цьому максимально скоротивши терміни введення в дію.

Саме тому калібрувальні бюро сортових виробництв займаються не лише розробкою калібрувань при освоєнні нових видів продукції, а й коригуванням контрактних калібрувань з метою зниження витрат енергії, підвищення стійкості обладнання та оптимізації валкового господарства.

Прокатні калібрувальні валки є основним інструментом для прокатних верстатів.

Тому вивчення стану поверхневого шару прокатних валків є актуальним.

Метою цієї роботи є встановлення залежності ступеня наклепаного шару робочої поверхні прокатних валків від режимів різання та кута схрещування осей заготовки та інструменту.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У найбільш жорстких умовах експлуатації у важконавантажених заготівельних та сортопрокатних станах широке застосування знайшли прокатні валки, що виготовляються з сталі 9ХШ. По стійкості ці валки перевищують ковані в 2-4 рази, а за вартістю вони дешевші за ковані в 1,5-2,0 рази [1,3]. За кордоном такі валки виробляють Японія, Німеччина, Китай та інші країни.

У країнах СНД (крім Росії) виробництво таких валків широкого поширення не набуло, і вони купуються за кордоном. Валки прокатних верстатів є характерними деталями важкого машинобудування. Приклади характеристик деяких сталевих валків прокатних станів виробництва ПАТ НКМЗ представлені у роботі [2]. У структурі технологічних процесів виготовлення подібних деталей переважає токарна обробка, що виконується на важких і великих токарних верстатах, причому близько 70% часу витрачається на точення зовнішніх циліндричних поверхонь.

У робочому процесі деталі машин певної міри зазнають ударів, тертя, зносу або корозії. Особливо під дією тривалого змінного навантаження може виникнути втомне руйнування деталей, що призведе не тільки до зниження механічної ефективності, але й до збільшення енергоспоживання та скорочення терміну служби механічного обладнання [4-6]. Як правило, втомні тріщини виникають і розширюються переважно в матеріалі поверхні деталі. Тому зміцнення поверхні, тобто підвищення міцності поверхні, попереднє напруження матеріалу поверхні або зміна стану поверхневої залишкової напруги, може ефективно стримувати виникнення та поширення тріщин і продовжити термін служби деталей. Поверхнєве зміцнення, цементація, дробеструйна обробка та прокатка є технологією зміцнення поверхні, яка використовується в промисловості. Зміцнення прокаткою є найбільш часто використовуваним видом технології процесу, який викликає пластичну деформацію на поверхні деталей шляхом механічної обробки [6].

**Результати досліджень.** Як досліджуваний об'єкт використовувався прокатний валок, виготовлений із сталі 9ХШ діаметром 142 мм,

довжиною робочої поверхні 1450мм. Для вивчення глибини та ступеня як наклепаного шару обробленої поверхні використовувалися наступні режими різання та кут схрещування осей заготовки та інструменту, швидкість різання  $v$  від 0,3 до 1,2 м/с, подача  $s$  від 0,19мм/об до 1 мм/об, глибина різання  $t$  від 0,2 до 1,2 мм, кут схрещування осей  $\gamma$  від  $105^\circ$  до  $155^\circ$ . Як інструмент застосовувалося твердосплавна чашкова пластина діаметром 46,5 мм, товщиною  $H=15$  мм, виготовлена з твердого сплаву Т15К6, ДСТ 2209-69.

Дослідження мікротвердості обробленої поверхні (табл.1-4) показали, що твердість поверхневого шару, порівняно з первісною, підвищується залежно від величин розглянутих параметрів на 20...50%.

Таблиця 1

**Залежність ступеня наклепу від кута швидкості схрещування при  $V=0,8$  м/с;  $S=0,38$  мм/об;  $t = 0,4$  мм.**

Кут схрещування	Найбільш. мікротв. поверхн. шару $H_w$	Мікротв. матеріала $H$	Ступінь наклепа $\Delta H_w$
105	386	270	37
115	370	260	34
125	361	264	33
135	357	266	29
145	338	261	30
155	347	286	32

Таблиця 2

**Залежність ступеня наклепу від різання при  $S=0,38$  мм/об;  $t=0,4$  мм;  $\gamma = 135^\circ$**

м/с	Найбільш. мікротв. поверхн. шару	Мікротв. матеріалу	Ступінь наклепа $\Delta H_w$
0,3	340	246	39
0,4	340	248	37
0,6	333	256	32
0,75	306	244	26
0,9	296	244	20
1,0	286	244	20
1,2	280	240	18

Збільшення кута схрещування  $\gamma$  від  $105^\circ$  до  $140^\circ$  зменшує ступінь наклепу з 37% до 29%, так як зменшується пластична деформація в результаті зменшення кута контакту різальної кромки різця з оброблюваним матеріалом і збільшення швидкості ковзання.

Таблиця 3  
Залежність ступеня наклепу глибини від подачі при  $V = 8$  м/с;  $t=0,4$  мм;  $\gamma_c = 135^\circ$ .

Подача	Найбільш. твердість поверхн. шару	Мікротв. матеріалу	Ступінь наклепа $\Delta H_w$
0,2	303	240	40
0,5	332	240	47
0,6	346	240	49
0,7	362	243	50
0,8	370	252	50
1	397	261	51

Таблиця 4  
Залежність ступеня наклепу від глибини різання при  $V=0,38$  м/с;  $S=0,38$ мм/об;  $\gamma_c = 135^\circ$ .

Глибина різання $t$ мм	Найбільш. твердість поверхн. шару	Мікротв. матеріалу	Ступінь наклепа $\Delta H_w$
0,2	260	240	9
0,4	299	251	19
0,6	325	249	32
0,8	332	241	34
1	341	251	38
1,2	378	248	51
1,4	392	240	55

Подальше збільшення кута схрещування ос  $140^\circ$  до  $155^\circ$  веде до збільшення ступеня наклеп від 29% до 32%. Це тим, що швидкість ковзання зменшується, а швидкість перекочування зростає.

Зі збільшенням подачі  $S$  від 0,19 мм/про до 1 мм/ ступінь наклепу підвищується від 20% до 51% у зв'язку зі збільшенням пружно пластичних деформацій.

Збільшення швидкості різання  $V$  з 0,4 до 1,1 м/с призводить до зниження наклепу від 37% до 16%.

Зі збільшенням глибини різання  $t$  від 0,2 мм до 1,2 мм ступінь наклепу підвищується від 10% до 51%.

Величина ступеня наклепу  $t$  для наведеного випадку визначається за формулою:

$$\Delta H_w \cdot C_H \cdot \frac{S^{0.76} t^{0.78}}{V^{0.76} \gamma_c^{0.09}} \quad (1)$$

де  $C_H$  - коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу, і дорівнює 5500.

Аналіз експериментальних даних і формула (1) показують, що найбільший вплив на ступінь наклепу має глибина різання, менший - подача

та швидкість різання та мінімальний – кут схрещування.

Для визначення глибини і ступеня наклепу обробленої поверхні зразків круглими різцями, що примусово обертаються, виготовляються мікрошліфи

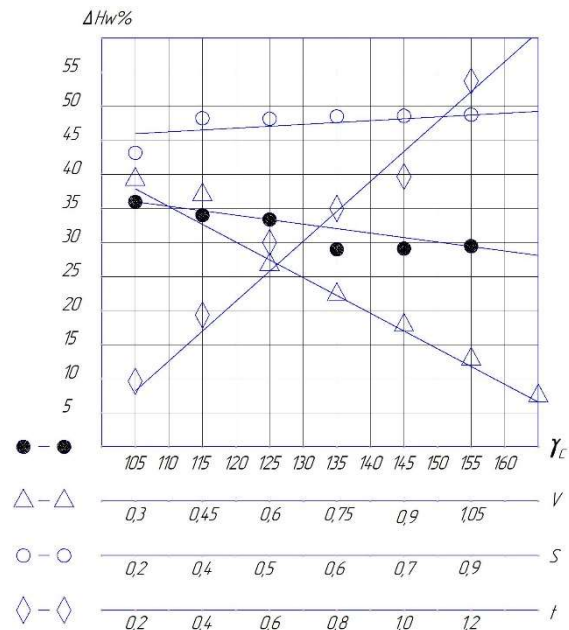


Рис. Залежність ступеня наклепу від кута схрещування  $\gamma_c$ , швидкості різання  $V$ , подачі  $S$  і глибини різання  $t$

**Висновки.** Аналізуючи отримані дані, можна відзначити, що збільшення кута схрещування спричиняє зменшення глибини наклепаного шару. Змінюючи кут схрещування  $\gamma_c = 115^\circ - 140^\circ$ , глибина наклепаного шару зменшується від 30 до 10 мкм.

Це пояснюється тим, що збільшується відносна швидкість ковзання зменшується вектор між відносною швидкістю ковзання і зменшується кут контакту між круглим інструментом і деталлю, внаслідок цього знижується пластична деформація, що впливає на глибину і ступінь наклепаного шару.

При подальшому збільшенні кута схрещування  $\gamma_c = 140^\circ - 155^\circ$ . Значення кута між вектором відносною швидкості та напрямом слідів різання та швидкості перекочування різко збільшується, що тягне за собою збільшення глибини наклепаного шару від 10 до 28 мкм мкм.

Збільшення швидкості різання  $V=0,4$  м/с - 1,1 м/с призводить до зменшення наклепаного глибини шару від 40 мкм до 20 мкм. Це

відбувається внаслідок зниження пластичної деформації.

У разі збільшення подачі  $S = 0,2$  мм/об – 6 мм/об збільшується і глибина наклепанного шару від 10 до 30 мкм.

Глибина наклепаного шару практично не збільшується із збільшенням глибини різання.

### Л і т е р а т у р а

1. Васильченко, Я.В. Разработка технологических систем для обработки крупногабаритных деталей на базе адаптивных многоцелевых тяжелых станков / Я.В. Васильченко, Т.А. Сукова, М.В. Шаповалов // Вісник СевНТУ. Зб. наук. пр. Серія : Машиноприладобудування та транспорт. Севастополь : СевНТУ. 2013. Вип. 139. С. 28-32.
2. Рябцев И.А. Наплавка. Технологии, материалы, оборудование / И.А. Рябцев, И.А. Кондратьев, Е.Ф. Переплетчиков, Ю.М. Кусков. Киев: ИЭС им. Е.О. Патона НАНУ, 2015. 402 с
3. Харламов Ю.О. Обработка деталей при восстановлении и зачистке / Ю.О. Харламов, С.А. Клименко, М.Я. Будаг'янец, Л.Г. Полонський: Навч. посібник. Луганськ: СХУ ім. Даля, 2007. 500 с.
4. Priyadarsini, C.; Ramana, V.V.; Prabha, K.A.; Swetha, S. A review on ball, roller, low plasticity burnishing process. Mater. Today Proc. 2019, 18, 5087-5099.
5. Tang, J.; Luo, H.Y.; Zhang, Y.B. Enhancing the surface integrity and corrosion resistance of Ti-6Al-4V titanium alloy through cryogenic burnishing. Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2017, 88, 2785-2793.
6. Swirad, S.; Wdowik, R. Determining the effect of ball burnishing parameters on surface roughness using the Taguchi method. Procedia Manuf. 2019, 34, 287-292
7. Мелконов Г.Л. К вопросу определения выбора режущего инструмента для обработки сфер запорной арматуры / Г. Л. Мелконов // Машинобудування. 2015. № 16. С. 83-88.

### R e f e r e n c e s

1. Vasylychenko, Ya.V. Razrabotka tehnologicheskyyh system dlja obrabotky krupnogabarytnyyh detalej na baze adaptyvnyyh mnogocelevyih tjazhelyyh stankov / Ya.V. Vasylychenko, T.A. Sukova, M.V. Shapovalov // Visnyk SevNTU. Zb. nauk. pr. Serija : Mashynopryladobuduvannja ta transport. Sevastopol' : SevNTU. 2013. Vyp. 139. S. 28-32.
2. Rjabcev Ya.A. Naplavka. Tehnologyy, materyalyy, oborudovanye / Ya.A. Rjabcev, Ya.A. Kondrat'ev, E.F. Perepletchikov, Ju.M. Kuskov. Kyev: YЭС ym. E.O. Patona NANU, 2015. 402 s
3. Harlamov Ju.O. Obrobka detalej pry vidnovlenni i zmicnenni / Ju.O. Harlamov, S.A. Klymenko, M.Ja. Budag'janc, L.G. Polons'kyj: Navch. posibnyk. Lugans'k: SNU im. Dalja, 2007. 500 s.
4. Priyadarsini, C.; Ramana, V.V.; Prabha, K.A.; Swetha, S. A review on ball, roller, low plasticity

burnishing process. Mater. Today Proc. 2019, 18, 5087-5099.

5. Tang, J.; Luo, H.Y.; Zhang, Y.B. Enhancing the surface integrity and corrosion resistance of Ti-6Al-4V titanium alloy through cryogenic burnishing. Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2017, 88, 2785-2793.
6. Swirad, S.; Wdowik, R. Determining the effect of ball burnishing parameters on surface roughness using the Taguchi method. Procedia Manuf. 2019, 34, 287-292
7. Melkonov G.L. K voprosu opredelenija vybora rezhushhego instrumenta dlja obrabotki sfer zapornoj armatury / G. L. Melkonov // Mashinobuduvannja. 2015. № 16. S. 83-88.

### Melkonov H.L. Research and analysis of the micro-hardness of the finished surface of the rolled shafts.

*In this paper, scientific research is aimed at studying the microhardness of the surface layer of the roll, as one of the important problems in machine building. The microhardness and depth of the surface layer are one of the main indicators of the quality of the surface, which play one of the most important roles in the final treatment of the finished product. Proceeding from this issue, the research and study of the microhardness of the machined surface of lathe shafts during fine turning with forced-rotating cup recesses is relevant and in demand in modern production, and especially in mechanical engineering. The studies carried out in the work provided an opportunity to determine the degree and depth of the riveted layer depending on the cutting modes and the angle of intersection of the axes of the tool and the workpiece. Similarly, the analysis of the results obtained as a result of the research is made and presented in the work. The paper shows the values of the depth of the riveted layer and the degree of riveting obtained under the parameters of the cutting modes and the crossing angle. Also, the paper derives an empirical formula for the dependence of the degree of the riveted layer on the cutting modes and the crossing angle, which makes it possible to solve the work's purpose. Since when supplying grade mill equipment, machine-building companies and enterprises transfer to the client the calibration of rolls for the expected profile assortment, developed by their own calibration bureaus, they do not deal with the issue of calibration data and do not always have such properties as universality, economy and flexibility, which is important when final completion of the technological process. Therefore, the main task of engineers in the field of mechanical engineering is to provide the client with equipment for the stable production of final products, while at the same time shortening the time of introduction into operation as much as possible. Therefore, the attention paid to the research and study of the microhardness of the machined surface of the rolling shafts in the case of use for the finishing of cup cutters that are forced to rotate is an urgent issue. The study of microhardness was carried out*

---

*depending on the cutting modes and the angle of intersection of the axes of the shaft and the tool.*

**Keywords:** *rental roller, cup forcedly revolved chisel, microhardness, depth of layer.*

**Мелконов Григорій Леонідович** – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Київ), [g.melkonov78@snu.edu.ua](mailto:g.melkonov78@snu.edu.ua)

Стаття подана 28.02.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-22-29>

УДК 621.9.048

## РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ВІЛЬНИМИ АБРАЗИВАМИ

Романченко О.В., Логунів О.М.

## CALCULATION OF PARAMETERS AND DEVELOPMENT OF ELEMENTS OF VIBRATING EQUIPMENT FOR FREE ABRASIVE FINISHING PROCESSING

Romanchenko O.V., Lohunov O.M.

У статті представлено розрахунок та обґрунтування основних параметрів обладнання фінішної обробки, що застосовується на різних підприємствах промисловості. Обґрунтовано застосування обладнання без жорсткого кінематичного зв'язку інструменту та оброблюваних деталей на етапі оздоблювально-зачистних операцій. На основі аналізу методів обробки вільним абразивним інструментом як найбільш ефективний обраний метод обробки деталей у вібруючих резервуарах. Обраний метод дозволяє проводити очищення, видалення задирок, заокруглення гострих кромek та зниження шорсткості поверхні. Основною конкурентною перевагою обробки вільним абразивним інструментом у вібруючих резервуарах є можливість реалізувати одночасну обробку великої кількості деталей при досягненні необхідних показників якості поверхні. На основі аналізу характеристик та габаритних розмірів оброблюваних деталей, обробляючого інструменту та резервуару представлений класифікатор деталей. Розраховано внутрішні розміри резервуару вібраційного обладнання фінішної обробки. Здійснено розрахунок робочих режимів обладнання з вибором амплітуди, частоти та сили коливань створюваних віброзбудником. У процесі синтезу резервуара як основного елемента вібраційного обладнання обґрунтовано застосування поліефірних матеріалів як аналога. Застосування поліефірних матеріалів, а саме поліетилентерефталата (PET пластику) дозволяє скоротити трудомісткість, підвищити економічну ефективність виробництва та забезпечити виконання екологічних норм як у процесі виробництва, так і за подальшої переробки. Для перевірки характеристик міцності резервуара виготовленого з PET пластику моделювання проводилося в спеціально розробленому режимі, при

якому амплітуда, частота і сила коливань перевищували аналогічні максимальні показники робочих режимів на 70%. На основі даних, отриманих в результаті моделювання проведено порівняльний аналіз характеристик міцності резервуарів спеціалізованого технологічного обладнання виготовлених зі сталі 3 і поліетилентерефталату (PET пластик). Встановлено можливість і доцільність застосування PET пластику як матеріала-аналога для виготовлення резервуару при забезпеченні необхідних характеристик міцності.

**Ключові слова:** фінішна обробка, абразивний інструмент, резервуар, амплітуда коливань, частота коливань, поліетилентерефталат

**Вступ.** Характеристика більшості сучасних виробництв відображає тенденцію до скорочення кількості спеціального обладнання з частковою або повною його заміною на універсальні обробні центри або спеціалізоване технологічне обладнання. Застосування універсального або спеціалізованого обладнання дозволяє розширити номенклатуру деталей, що обробляються, і істотно скоротити допоміжний час.

Проблеми, що виникають при обробці деталей, є типовими як для підприємств, що виробляють нову продукцію, так і для підприємств з ремонту та модернізації існуючих виробів.

Сучасний стан машинобудівного комплексу України характеризується помітним зносом та старінням основних фондів.

Така проблема вимагає від підприємств з ремонту та обслуговування обладнання

виготовлення та заміни величезної кількості деталей та виробів. У процесі виробництва виникає проблема очищення, видалення задирок і заокруглення гострих кромek, що вимагає застосування методів оздоблювальної обробки.

Серед безлічі методів оздоблювальної – зачистної обробки, до яких відноситься, як класична обробка барабанах що обертаються, так і методи турбо – та гідроабразивної обробки, особливо виділяється метод обробки деталей вільними абразивами в віброуючих резервуарах.

Процес вібраційної обробки є складним і залежить від багатьох факторів. Кількість факторів та ступінь їх впливу на продуктивність процесу є предметом багатьох досліджень [1 – 9].

Окремо слід враховувати високі технічні вимоги до сучасних вібраційних верстатів. В них дедалі частіше застосовуються складні мехатронні системи що в свою чергу вимагає додаткових досліджень [10].

Початковий стан заготовки багато в чому визначає вибір режимів та методів обробки. Враховуючи велику кількість деталей, що підлягають вібраційній обробці, як правило, їх класифікують за видом абразивної обробки (очищення, зачистка, шліфування, полірування чорних та кольорових металів), матеріалу (чавун, сталь, пластмас, мідь, алюміній та їх сплави), масі, габаритах, початкового та кінцевого стану поверхні та конструктивної форми [11]. Сьогодні, головна ознака, за якою класифікуються деталі – це відношення габаритних розмірів із розмірами інструменту та резервуару. На підставі цієї умови деталі поділяють на 3 основні групи:

1. Дрібні деталі – це деталі, габаритні розміри яких можна порівняти з розмірами гранул робочого середовища:

2. Середні деталі – деталі, габаритні розміри яких перевищують розміри абразивної гранули, але стосовно резервуару їх найбільший лінійний розмір не перевищує або дорівнює  $1/3$  ширини резервуара;

3. Великі деталі – деталі, габаритні розміри яких перевищують  $1/3$  ширини резервуару:

Обробка вільними абразивами відбувається за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку інструменту та деталі. В якості інструменту виступають гранули, які формують робоче середовище. Розміри гранул повинні забезпечувати обробку всієї поверхні деталі. Дослідження з абразивного інструменту спрямовані на пошук оптимальної форми абразивної гранули та її складу [12, 13]. Обробка

деталей передбачає обов'язкове застосуванням хімічних розчинів, дія яких може посилюватися електричними імпульсами, створюючи спільний електрохімічний ефект.

Основним робочим органом вібраційного обладнання є резервуар. Найбільш поширеними формами резервуару є U – подібна та тороїдальна. Експериментальні та теоретичні дослідження резервуару представлені роботами з дослідження впливу на продуктивність процесу форми резервуара, його футерування, а також розташування джерел коливань [13, 14].

Ефективна обробка деталей методом вібраційної обробки можлива за наявності стійкого циркуляційного руху всієї маси завантаження – оброблюваних деталей (якщо вони не закріплені), абразивного інструменту та розчинів. Наявність циркуляційного потоку безпосередньо залежить від амплітуди і частоти імпульсів, що генеруються віброзбудником. Моделювання процесу переміщення маси завантаження, що включає оброблювані деталі, абразивний інструмент та активні розчини є не до кінця вивченим і потребує подальших досліджень.

Технологія вібраційної обробки полягає в тому, що в резервуар, який може мати різну форму і об'єм, поміщають робоче середовище, оброблювані деталі та інші добавки, що інтенсифікують. Деталі можуть розміщуватися в резервуарі вільно або закріплюватися. Далі резервуару за допомогою одного або кількох зовнішніх джерел енергії повідомляють коливальні рухи. В результаті відносного переміщення та взаємного тиску гранул середовища та оброблюваних деталей відбуваються процеси мікрорізання та пружнопластичного деформування, що забезпечує видалення дефектного шару металу, а також зменшення шорсткості поверхні деталей. Процес вібраційної обробки є безрозмірним, що не змінює форму та розміри оброблюваних деталей [12].

Основною конкурентною перевагою методу є можливість одночасної обробки великої кількості деталей різної форми та розмірів. Однак, головним фактором, що обмежує можливості застосування спеціалізованого вібраційного обладнання, є обсяг резервуару та характеристики матеріалу, з якого він виготовлений. Очевидно, що обсяг резервуара залежить від його лінійних розмірів, які, в свою чергу, визначають загальні габаритні розміри всього обладнання.

Резервуар, як правило, є найбільшим елементом конструкції, отже, зниження маси резервуара безпосередньо впливає на загальні масогабаритні характеристики обладнання. Для вирішення цієї проблеми застосовуються нові матеріали, вносяться зміни до конструкції резервуару, створюються складані резервуари.

Однак одним з найбільш перспективних, на думку авторів, є створення резервуарів із поліефірних матеріалів із застосуванням адитивних технологій, при яких створення деталі відбувається послідовним нанесенням шарів матеріалу. Застосування адитивних технологій виробництва, на відміну виробництва на класичному металообробному устаткуванні є менш трудомістким і навіть вигіднішим з економічних міркувань. Однак дослідження щодо застосування даних матеріалів та методів виробництва для створення елементів обладнання фінішної обробки вільними абразивами раніше не проводились і, відповідно, становлять теоретичний та практичний інтерес.

**Мета статті.** Розрахунок та вибір параметрів обладнання вібраційної фінішної обробки та оцінка можливості застосування поліефірних матеріалів при виготовленні резервуарів даного обладнання.

**Результати дослідження.** *Розрахунок геометричних параметрів резервуару технологічного обладнання*

Розрахунок параметрів спеціалізованого технологічного обладнання знаходиться у прямій залежності від типу оброблюваної деталі. Як відомо, основою проектування технологічної операції є вибір (або проектування) обладнання та інструменту.

Представлений проект обладнання розроблено для фінішної обробки дрібних деталей, а саме виробів ювелірної промисловості, типовими деталями представниками яких можуть виступати як заготовки, так і готові вироби, приклад такої деталі представлений на рисунку 1.



Рис. 1. Ювелірний виріб – кільце

Однак деталі ювелірної промисловості як правило мають складну геометричну форму, з великою кількістю сполучень і наявністю дрібних отворів, приклад такої деталі представлений на рисунку 2, а. Такі характеристики деталі пред'являють підвищені вимоги до вибору інструменту і режимів обробки. Обробка вільними абразивами повинна забезпечувати обробку всієї поверхні деталі, отже, для цього типу деталей доцільно застосовувати дрібнодисперсні абразиви.

Застосування дрібнодисперсних абразивних наповнювачів створює складності забезпечення стійкого циркуляційного руху робочого середовища, що потребує ретельного вибору частоти та амплітуди коливань. Крім того, деталі можуть вимагати фінішної обробки не окремими елементами, а в зборі – наприклад, ланцюжок, який представлено на рисунку 2, б, такі деталі є «деталі з геометрією, що змінюється», тобто. вони можуть змінювати свої геометричні розміри у процесі обробки. Ефективна обробка таких деталей вимагає закріплення за допомогою пристроїв, отже, на етапі проектування обладнання необхідно передбачити можливість встановлення пристроїв.



Рис. 2. Ювелірний виріб складної геометричної форми

Виходячи з того, що деталі, що обробляються, відносяться до дрібних, а виробництво відноситься до дрібносерійного або одиничного, а також для зручності розрахунків параметрів обробки, був обраний об'єм маси завантаження (оброблювані деталі, абразивний інструмент, хімічний розчин) – 1 літр. Відомо, що ефективна обробка у вібраційному резервуарі можлива під час виконання умови – обсяг завантаження має становити не більше 75% від загального обсягу резервуару. Ґрунтуючись на встановлених вище умовах, було визначено внутрішній обсяг резервуару – 1,7 л. Запас за обсягом забезпечує наявність зони, в якій не проводиться обробка, і не дозволяє абразиву і хімічним розчинам

проникати за межі резервуару. Форму резервуару було прийнято U – образною, оскільки така форма є поширеною і довела свою ефективність. Задамо рівняння для розрахунку об'єму фігури, що складається з паралелепіпеда та половини циліндра:

$$V = a \times b \times h + (b \div 2)^2 \times a \times \pi \times 0,5 \quad (1)$$

де  $a$  – довжина, мм;  $b$  – ширина, мм;  $h$  – висота робочого об'єму резервуару, мм.

Підставляючи в рівняння вихідні дані одержуємо необхідні розміри внутрішнього обсягу резервуару, форма і розміри якого представлені рисунку 3.

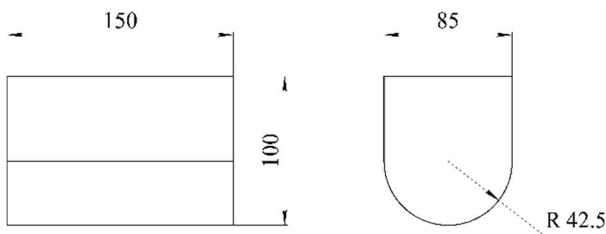


Рис. 3. Розміри робочого об'єму резервуару

*Розрахунок частот, амплітуд та сили коливань*

У розробленому обладнанні як привод застосовується електродвигун, який через пружну муфту передає оберталине зусилля на вал, на якому закріплений ексцентрик (дебаланс), що створює коливання. Електродвигун може працювати у двох режимах – 600 та 900 оборотів на хвилину, що відповідно становить 10 та 15 Гц.

Амплітуда коливань (мм) розраховувалася для резервуару з наявною в ньому масою завантаження:

$$A = \frac{m_0 \times g \times r}{M_p + M_{pez} + M_3}; \quad (2)$$

$$A = \frac{0,02 \cdot 9,8 \cdot 30}{0,5 + 0,6 + 1} = 2,8, \quad (3)$$

де:  $m_0$  – сумарна незбалансована маса дисбалансів, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $r$  – відстань від осі обертання дисбалансів до ц.т. його незбалансованої частини, мм;  $M_p$  – маса рами, кг;  $M_{pez}$  – маса резервуару, кг;  $M_3$  – маса завантаження, кг;

Розрахункове значення амплітуди коливань – 2,8 мм, що збіглося зі значеннями, отриманими шляхом експериментальних

вимірювань, які з урахуванням похибки дорівнюють 2,5 – 3 мм.

Для проведення експериментальних досліджень щодо визначення характеристик міцності елементів обладнання необхідно обчислити силу коливань, створювану збудником:

$$F = m \times a, \quad (4)$$

де маса ексцентрика  $m = 0,02$  кг,  $a$  – доцентрове прискорення при русі по колу. Відповідно:

$$a = \omega^2 \times r, \quad (5)$$

де, радіус кола  $r = 0,03$  м.

Знайдемо силу коливань (Н) для базового режиму роботи обладнання 10 Гц:

$$F = m \times \omega^2 \times r \quad (6)$$

$$F = 0,02 \times (20\pi)^2 \times 0,03 = 2,3 \quad (7)$$

Застосовуючи рівняння, викладені вище, для другого режиму роботи (15 Гц) отримаємо силу коливань 5,3 Н.

Враховуючи можливість застосування двигуна з можливістю регулювання обертів у широкому діапазоні, для визначення зусилля коливань, при заданих параметрах маси ексцентрика та його розмірів, побудований графік залежності сили коливань, що створюються від частоти, представлений на рисунку 4.

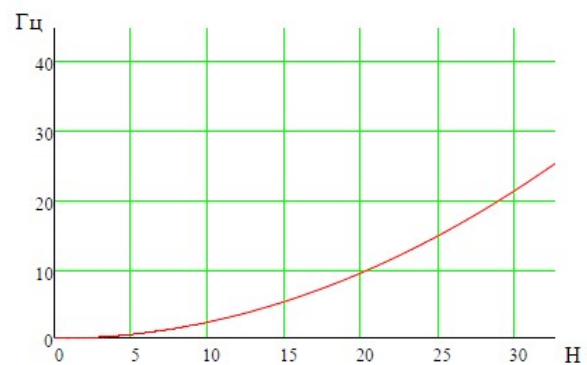


Рис. 4. Залежність сили коливань від частоти

Максимальна робоча частота для розробленого верстату, як вже вказувалося, становить 15 Гц, проте при моделюванні елементів обладнання використовуватиметься частота 25 Гц, при якій зусилля коливань складе 15 Н. Вибір таких параметрів здійснено з метою забезпечення надійності та безпечної експлуатації обладнання.

Підсумкові параметри обладнання, зведені в таблицю 1.

Таблиця 1

**Характеристики обладнання фінішної обробки, що розробляється**

№	Оберти електро-двигуна, об/хв	Частота коливаль, Гц	Амплітуда коливаль, мм	Сила коливаль, Н
1.	600	10	2,5 – 3	2,3
2.	900	15	2,5 – 3	5,3
3.	1500	25	2,5 – 3	15

*Дослідження впливу вибору матеріалу резервуару на його характеристики міцності*

Резервуар спеціалізованого вібраційного обладнання є основним робочим органом, від якого залежить продуктивність процесу. Дослідження щодо вдосконалення резервуару спрямовані як на інтенсифікацію процесу обробки, так і зниження металомісткості обладнання. Більшість резервуарів виготовляють із металу. Виробництво металевих резервуарів є складним та дорогим. Пошук матеріалу резервуару, аналогічного металу за характеристиками міцності, є актуальною темою для дослідження. Зокрема, для обробки довгомірних деталей вібраційним методом були представлені експериментальні дослідження зі створення резервуару з композитних матеріалів [16], які підтвердили ефективність застосування композитних матеріалів для виробництва резервуару, дозволивши скоротити масу резервуару на 70% при збереженні характеристик міцності.

Саме збереження характеристик міцності є основним критерієм ефективності застосування нового матеріалу. У обладнанні, що розробляється, резервуар буде виготовлятися із застосуванням адитивних технологій, а саме 3D друку. Точкою відліку для порівняльного аналізу стала розробка креслення резервуару та його 3D моделі. Як матеріал-аналог обраний

PET пластик. 3D модель резервуару з PET пластику представлено на рисунку 5. Геометричні розміри робочого об'єму резервуару були однакові для двох моделей, відмінності полягали в товщині стінок. Технологічні можливості обладнання дозволяли виробляти контейнер із PET пластику з мінімальною товщиною стінки 10 мм. Таке значення було прийнято як мінімальна товщина стінки резервуару з PET пластику для подальшого моделювання, товщина стінок металевого резервуару складала 3 мм. На рисунку 6 представлена 3D модель резервуару з металу.

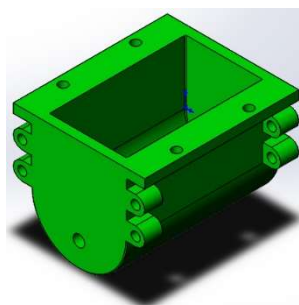


Рис. 5. 3D модель резервуару із PET пластику

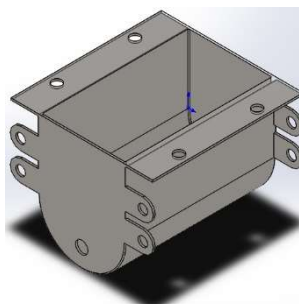


Рис. 6. 3D модель металевого резервуару

Наступним етапом було моделювання, в якому порівнювалися характеристики резервуару з металу та з PET пластику з метою вибору задовольняючих показників міцності, а також визначення необхідної товщини стінки резервуару з PET пластику.

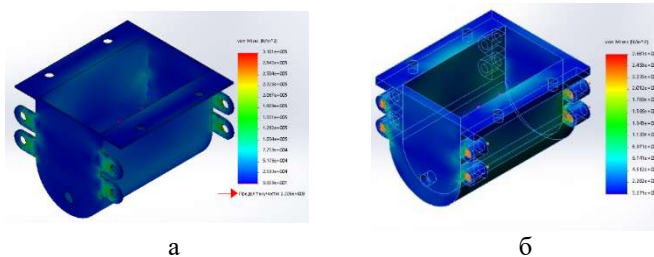


Рис. 7. Напруження резервуару з різних матеріалів: а – метал; б – PET пластик

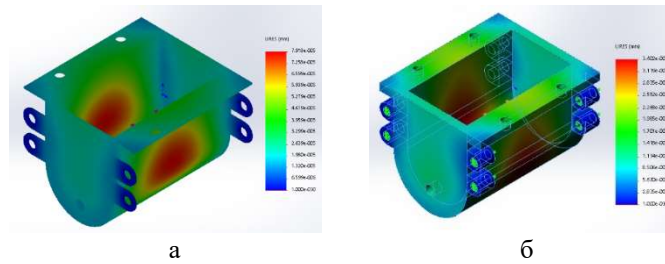


Рис. 8. Переміщення резервуару з різних матеріалів:  
а – метал; б – PET пластик

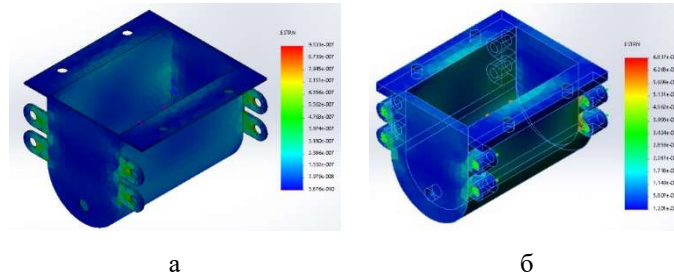


Рис. 9. Деформації резервуару з різних матеріалів:  
а – метал; б – PET пластик

Таблиця 2

**Максимальні показники напружень, переміщень, деформацій резервуарів із металу та PET пластику**

Характеристики міцності	Матеріал резервуару	
	Металл	PET пластик
Напруження, <i>vonMises</i> ( $N / m^2$ )	$3.101e + 005$	$2.681e + 004$
Переміщення, <i>URES</i> (mm)	$7,918e - 005$	$3,402e - 004$
Деформації, <i>ESTRN</i>	$9.533e - 007$	$6.837e - 006$

Аналіз деформацій, напружень та переміщень резервуару представлений на рисунках 7–9, мінімальні та максимальні значення напружень, переміщень та деформацій зведені у таблиці 2.

В результаті моделювання було встановлено, що показники характеристик міцності резервуару, виготовленого з PET пластику з товщиною стінок 10 мм нижче, ніж у резервуару, виготовленого з металу товщиною 3 мм. Такі результати є досить передбачуваними.

Виходячи з вищевикладеного, існує кілька напрямків, які дозволяють вирішити цю проблему. Перший варіант – збільшення характеристик міцності резервуару з PET пластику. Для цього необхідно розглянути можливість збільшення товщини стінки та можливість застосування іншого матеріалу резервуару.

Однак, необхідно розуміти, що показники характеристик міцності резервуару з PET

пластику з товщиною стінки 10 мм є більш ніж достатніми і забезпечують багатократний запас міцності при зазначених режимах роботи обладнання. У такому випадку, виготовлення резервуару з PET пластику, що дозволяє значно зменшити трудомісткість і собівартість резервуару, при одночасному виконанні умов необхідного запасу міцності є доцільним.

**Висновки.** Наведено розрахунок геометричних параметрів резервуару як основного елемента спеціалізованого технологічного обладнання фінішної обробки.

Розраховані та обрані параметри амплітуди та частоти коливань обладнання для проведення досліджень, та для стандартних режимів обробки.

На основі результатів моделювання проведено аналіз характеристик міцності резервуарів спеціалізованого технологічного обладнання виготовлених зі сталі 3 і PET пластику.

Встановлено можливість і доцільність застосування PET пластику як матеріал аналога для виготовлення резервуара при забезпеченні необхідних характеристик міцності.

#### Література

- Lee, C., Jwo, J., Hsieh, H., Lin, C. An intelligent system for grinding wheel condition monitoring based on machining sound and deep learning. IEEE Access, 2020. Vol. 8, 58279-58289. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2982800>
- Aurich, J., Herzenstiel, P., Sudermann, H., Magg N. High-performance dry grinding using a grinding wheel with a defined grain pattern. CIRP Annals, 2008. Vol. 57, Issue 1, 357-362. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2008.03.093>
- Do Duc, Trung and Nguyen, Nhu -Tung and Tien, Dung Hoang and Dang, Ha Le, A Research on Multi-Objective Optimization of the Grinding Process Using Segmented Grinding Wheel by Taguchi-Dear Method (January 29, 2021). EUREKA: Physics and Engineering, (1), 67-77, 2021, <https://doi.10.21303/2461-4262.2021.001612>
- Fritz Klocke, Sebastian Barth, Patrick Mattfeld, High Performance Grinding, Procedia CIRP, Vol. 46, 2016, P. 266-271, ISSN 2212-8271, <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.04.067>
- Xin Fang, Caibin Wu, Ningning Liao, Chengfang Yuan, Bin Xie, Jiaqi Tong, The first attempt of applying ceramic balls in industrial tumbling mill: A case study, Minerals Engineering, Vol. 180, 2022, 107504, ISSN 0892-6875, <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2022.107504>
- Iwasaki, T., Yamanouchi, H. Ball-impact energy analysis of wet tumbling mill using a modified discrete element method considering the velocity dependence of friction coefficient. Chemical Engineering Research and Design, 2020. Vol. 163, 241-247. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2020.09.005>
- Tshimanga, N., Combrink, G., Kalenga, M. () Surface morphology characterization of grade 304L stainless steel after abrasive blasting. Materials Today: Proceedings, 2021. Vol. 38, Part 2, 544-548, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.397>
- Jerman, V., Zelenák, M., Lebar, F., Foldyna, V., Foldyna, J., Valentinčič, J. Observation of cryogenically cooled ice particles inside the high-speed water jet. Journal of Materials Processing Technology, 2021. Vol. 289, <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2020.116947>
- Miturska-Barańska, I., Rudawska, A., Doluk, E. The influence of sandblasting process parameters of aerospace aluminium alloy sheets on adhesive joints strength. Materials (Basel). 2021 Nov 3;14(21): 6626. <https://doi: 10.3390/ma14216626>
- Rudniev, Y., Romanchenko, J., Romanchenko, O. Study of Impact Phenomenon in Mechatronic Systems. Proceedings of the 2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy System. 2022. <https://doi:10.1109/MEES58014.2022.10005748>
- Mitsyk A. Multi-energy technologies and modular equipment in the practice of finishing and cleaning vibration treatment of parts with free abrasive medium Visnyk of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University 5 (222), 2015. 64-72
- Shumakova, T., Nikolaenko, A. Increasing the productivity of technological processes of vibration processing of "ball bung" parts. Visnyk of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University 2021. 1 (265), 201-213. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-265-1-201-213>
- Kundrák, J., Mitsyk, A., Fedorovich, A., Morgan, M., Markopoulos A. The use of the kinetic theory of gases to simulate the physical situations on the surface of autonomously moving parts during multi-energy vibration processing. Materials (Basel). 2019 Sep 20;12(19):3054. <https://doi: 10.3390/ma12193054>
- Romanchenko, O. Principles of design of specialized technological equipment. Diagnostyka 23(1), 2022. 109 <https://doi.org/10.29354/diag/146784>

#### **Romanchenko O.V., Lohunov O.M. Calculation of parameters and development of elements of vibrating equipment for free abrasive finishing processing**

*The article presents the calculation and substantiation of the main parameters of finishing equipment used at various enterprises for the repair and maintenance of equipment of the machine-building complex of industry. The use of equipment without rigid kinematic connection of the tool and processed parts at the stage of finishing and cleaning operations is substantiated. Based on the analysis of processing methods in a free abrasive tool as the most effective selected method of processing parts in vibrating reservoirs. The selected method allows to clean parts, remove burrs, round the sharp edges and reduce the surface roughness. The main competitive advantage of processing in a free abrasive tool in vibrating reservoirs is the ability to implement simultaneous processing of a large number of parts while achieving the necessary surface quality indicators. Based on the analysis of the characteristics and overall dimensions of the processed parts, the tool and the reservoir, a classifier of parts is presented. The internal dimensions of the vibration finishing equipment reservoir are calculated. The calculation of the operating modes of the equipment was carried out with the selection of the amplitude, frequency and strength of the oscillations created by the vibration exciter. In the process of reservoir synthesizing as the main element of vibration equipment, the use of polyethylene terephthalate (PET plastic) material as an analogue is substantiated. The use of polyester materials allows to reduce the labor intensity, increase the economic efficiency of production and ensure compliance with environmental standards both in the production process and during further recycling. To check the strength characteristics of the reservoir made of PET plastic, the modelling was carried out in a*

*pecially developed mode, in which the amplitude, frequency and force of oscillations exceeded the similar maximum indicators of the operating modes by 70%. On the basis of the data obtained as a result of modeling, a comparative analysis of the strength characteristics of reservoirs of specialized technological equipment made of steel 3 and polyethylene terephthalate (PET plastic) was carried out. The possibility and expediency of using PET plastic as an analogue material for the production of the reservoir with ensuring of the required strength characteristics are established.*

**Key words:** *finishing processing, abrasive tool, reservoir, amplitude of oscillations, frequency of oscillations, polyethylene terephthalate.*

**Романченко Олексій Володимирович** – к.т.н., доц., завідувач кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля (м. Київ), [alexvromanchenko@snu.edu.ua](mailto:alexvromanchenko@snu.edu.ua)

**Логунів Олександр Миколайович** – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля (м. Київ), [logunov@snu.edu.ua](mailto:logunov@snu.edu.ua)

Стаття подана 03.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-30-36>

УДК 621.9.048

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ АБРАЗИВНИХ ГРАНУЛ

Шумакова Т.О., Ніколаєнко А.П.

### WEAR RESISTANCE RESEARCH ABRASIVE GRANULES

Shumakova T.O., Nikolaenko A.P.

У статті були наведені результати аналізу формул, для визначення зносу абразивних гранул для вібраційної обробки деталей у середовищі вільних абразивів. Наведено результати експериментальних досліджень зносу абразивних гранул різних геометричних форм. Проаналізовано, на прикладі обробки плоских та циліндричних сталевих зразків протягом 240 хвилин зв'язок між продуктивністю вібраційної обробки та їх зносом. При виконанні експериментальних досліджень, використовувалися абразивні гранулами в формі конусів, пірамід, які мають в основі квадрат, неопуклий шести- та восьмикутник, а також пірамід, що мають в основі неопуклий шестикутник у формі «мальтійського хреста». Було встановлено, що гранули, які мають різну форму (при однакових складових компонентах та масі), під впливом одних і тих самих коливань зношуються по-різному. Найбільшого зношування з втратою своєї первинної геометричної форми зазнають гранули у формі пірамід, які мають в основі неопуклий восьмикутник і гранули у формі пірамід, які мають в основі неопуклий восьмикутник у формі «мальтійського хреста», в порівнянні з конусами зношування вище на 10 і 24 % відповідно. Гранули у формі конусів, пірамід, які мають в основі квадрат і пірамід, які мають в основі неопуклий шестикутник, в процесі роботи зберігають свою форму і зношуються менш інтенсивно: в порівнянні з конусами – на 2 і 7 % більше відповідно. В результаті проведених спостережень за процесом зношування та зміни форми досліджуваних абразивних гранул встановлено, що для забезпечення високої зносостійкості необхідно, аби кути гранул, що утворюють внутрішні поверхні (грані гранули), були більшими за  $47^\circ$  і меншими за  $135^\circ$  (цей висновок було обумовлено геометрією досліджуваних гранул). Кути, що утворюють ребра гранули, мають бути гостримі й їх величина має бути рівною  $60^\circ$ , оскільки при менших значеннях спостерігатиметься підвищене зношування, а при більших – низька

продуктивність гранул (обумовлено результатами експериментальних досліджень, що проводилися в роботі). При цьому грані, що утворюють ці кути, мають бути доступними і мати достатній площу поверхні для ефективного взаємного контакту з деталями і іншими гранулами.

**Ключові слова:** вібраційна обробка, інструмент, абразивна гранула, зношування, продуктивність.

**Вступ.** Технологічні можливості вібраційної обробки в середовищі вільних абразивів є дуже широкими. Вона може використовуватися для очищення відливок від залишків формувальної суміші, для зачищення надлишкових матеріалів на штампованих заготовках, для очищення деталей від нагару та важкознімних забруднень під час ремонту та відновлення деталей машин, а також для обробки поверхонь (віброшліфування та віброполірування) та інших завдань. Оскільки в багатьох випадках віброабразивна обробка застосовується як фінішна, велике значення для забезпечення якості оброблюваних деталей має висока стабільність отриманих результатів.

Особливістю вібраційної обробки є відсутність жорсткого зв'язку між оброблюваною заготовкою та інструментом (робочим середовищем, що складається з одиничних абразивних гранул та хімічного розчину) [1, 2]. У зв'язку з цим вона позбавлена ряду недоліків, характерних для обробки шліфувальними кругами. Навіть при затупленні ріжучих кромки абразивних зерен не відбувається збільшення температури в зоні різання, оскільки відсутність жорстких зв'язків у системі «інструмент – деталь» та постійні

упругі віджаття забезпечують достатньо хорошу стабілізацію сил різання. За цією самою причиною відсутні такі складові зносу, як температурна, дифузійна та адгезійна, навіть при грубій обробці (наприклад, при очищенні відливок).

Знос абразивного інструменту є одним з найважливіших параметрів абразивної обробки, оскільки в значній мірі визначає витрати робочого середовища, якість обробленої поверхні виробу та продуктивність процесу.

Продуктивність процесу вібраційної обробки в багатьох відношеннях залежить від ріжучої здатності абразивних гранул, тобто від їх здатності на протязі тривалого часу забезпечувати зняття металу.

З аналізу робіт [1, 3, 4] відомо, що форма використовуваного інструменту – абразивних гранул, впливає на продуктивність процесу обробки. При цьому автор роботи [1] вказував на необхідність зменшення повної бічної поверхні абразивної гранули, спрямовуючись на збільшення силового впливу гранули на деталь в зоні контакту.

У роботі [3] в якості показника ефективності процесу вібраційної обробки була обрана повна бічна поверхня гранули. Автори даної роботи вважають, що більша бічна поверхня абразивних гранул відповідає більшій кількості зерен, що беруть участь в контактній взаємодії при обробці зняття з поверхні оброблюваних деталей, що призводить до підвищення ефективності процесу віброабразивної обробки. Введений ними коефіцієнт абразивної ефективності геометричної форми абразивних гранул представляє відношення бічної поверхні до одиничного об'єму. Однак у роботі [3] враховується лише площа контакту абразивних гранул з деталлю, і не враховується величина тиску робочого середовища на оброблювану поверхню. Це припущення суперечить результатам досліджень, викладеним у [1].

**Постановка проблеми.** Основною задачею для забезпечення ріжучих властивостей абразивних гранул є дослідження закономірностей зношування робочого середовища з метою прогнозування та управління стабільністю процесу вібраційної обробки, знаходження таких геометричних параметрів гранул, за формою і розміром яких можна було б судити про продуктивність процесу зняття металу.

Поставлену задачу можна вирішити в два етапи:

1. Визначення впливу форми гранул на продуктивність процесу вібраційної обробки з поверхонь досліджуваних зразків;

2. Визначення зносостійкості досліджуваних абразивних гранул, тобто визначення таких геометричних параметрів абразивних гранул, які забезпечують збереження ріжучих властивостей гранули.

**Аналіз механізмів зношування робочого середовища при вібраційній обробці.** Для оцінки зносу абразивного інструменту зазвичай використовують два показники:

– середню швидкість зносу, тобто кількість (обсягом і масою) видаленого оброблюваного матеріалу за одиницю часу роботи інструмента;

– питомий знос, тобто об'ємна або масова кількість зношеного абразиву, віднесена відповідно до одиниці об'єму або маси відшліфованого металу.

Враховуючи, що характер протікання зносу абразивного середовища з часом при вібраційній обробці має нелінійний характер, перший показник не забезпечить правильності оцінки. Тому найбільш важливим для практики критерієм оцінки зносу абразивного інструменту (середовища, що складається з абразивних гранул) є питомий знос.

Знос призводить до зміни ріжучої здатності абразивних гранул, а отже, до порушення стабільності протікання процесу. Причинами цього може бути наступне:

– затуплення ріжучих кромок абразивних частинок;

– зменшення об'єму завантаження робочої камери;

– зменшення розмірів частинок робочого середовища;

– забруднення робочого середовища продуктами зносу самими гранулами та мікростружкою.

Абразивні зерна, які беруть участь у процесі різання, при контакті з оброблюваною поверхнею періодично сприймають силовий і тепловий впливи, внаслідок чого можливе:

– стирання вершин ріжучих кромок абразивних зерен, поява на них площин зносу і приліплених часточок металу, що призводить до різкого падіння ріжучої здатності інструменту;

– викрошування (відламування) мікрочастинок абразивних зерен через ударний характер навантаження і втомного руйнування, тобто режим часткового самогострення;

– виривання цілих абразивних зерен з зв'язки та видалення самої зв'язки шляхом викрошування або відрізання (в залежності від

характеристик зв'язки) за рахунок контакту з іншими абразивними гранулами, тобто режим самогострення.

Враховуючи, що при вібраційній обробці застосовується в значній частині м'який абразивний інструмент, коли міцність закріплення зерен в інструменті нижче міцності самого абразивного зерна, працює в основному останній механізм зносу, тобто переривання зв'язок та виривання цілих абразивних зерен з зв'язки. Ймовірність прояву перших двох механізмів зносу є дуже мала. Це забезпечує самогострення абразивних гранул і збереження стабільності їхньої ріжучої здатності протягом достатньо тривалого періоду часу, що в свою чергу в значній мірі забезпечує стабільність отримання параметрів якості поверхні оброблюваних деталей. Однак такий механізм зносу абразивних гранул призводить до зміни як форми, так і маси і розмірів абразивних гранул, що в свою чергу визначає зміну ріжучої здатності абразивного інструмента.

**Метою досліджень** даної роботи є встановлення шляхом теоретичних та експериментальних досліджень геометричних параметрів абразивних гранул, що дозволять досягти найбільшої продуктивності вібраційної обробки з забезпеченням зносостійкості форми абразивних гранул.

**Результати досліджень.** Для вирішення поставлених задач визначення раціональних геометричних параметрів абразивних гранул, які здатні забезпечити збереження ріжучих властивостей гранули було проведено ряд експериментальних досліджень, під час яких використовувалися п'ять видів абразивних гранул. Характеристики гранул, що досліджувалися наведено в таблиці 1.

Для проведення експериментальних досліджень використовувалися зразки чотирьох груп. Всі групи зразків було виготовлено зі сталі 3 (ДСТУ 2651:2005). Зразки першої групи мали форму пластин з розмірами 50×40×5 мм. Зразки 2-4 груп були виготовлені у формі порожнистих циліндрів з розмірами:  $\varnothing 40 \times 25 \times 5$  мм;  $\varnothing 25 \times 25 \times 5$  мм і  $\varnothing 17 \times 25 \times 5$  мм. Обробка всіх зразків проводилась на вібраційному верстаті моделі УВИ-25 з U-подібним контейнером з режимами коливань: амплітуда  $A=3,5$  мм і частота  $\omega = 50$  Гц. Об'єм завантаження контейнеру складав 75%. Дослідження з визначення впливу форми абразивних гранул на зняття металу з поверхонь зразків і оцінка їх зносу в процесі роботи проводилися протягом 120 хв, дослідження зі

зміни радіусів округлення гострих кромки гранул – протягом 240 хв (кожні 30 хв здійснювалося контрольне зважування зразків і гранул, вимірювання радіусів округлення гострих крайок гранул). Отримані результати наведені на рис. 1-8. Всі гранули, що використовувалися під час досліджень, поступили на обробку, після припрацювання протягом 3 годин.

Таблиця 1

## Характеристики гранул, що досліджувалися

№	Позначення	Розмір, мм	Кути	Маса, г
1	Конус	$\varnothing 25$ $l = 25$	$\gamma = 60^\circ$	9,9
2	П4	$20 \times 20$ $l = 25$	$\alpha = 90^\circ$ $\gamma = 60^\circ$	9,8
3	П6	$d = 25$ $l = 25$	$\alpha = 60^\circ$ $\beta = 120^\circ$ $\gamma = 60^\circ$	10,1
4	П8	$d = 30$ $l = 25$	$\alpha = 90^\circ$ $\beta = 135^\circ$ $\gamma = 73^\circ$	10,2
5	П8(МК)	$d = 25$ $l = 25$	$\alpha \approx 70^\circ$ $\beta \approx 47^\circ$ $\gamma = 60^\circ$	10,1

Примітка: П4 – піраміда, яка має основи квадрат; П6 – піраміда, яка має в основі неопуклий шестикутник; П8 – піраміда, яка має в основі неопуклий восьмикутник; П8(МК) – піраміда, яка має в основі неопуклий восьмикутник у формі «мальтійського хреста»;  $d$  – діаметр кола, що описує основу гранули;  $l$  – довжина твірної гранули;  $\alpha$  – внутрішній кут, що утворює грані гранули;  $\beta$  – зовнішній кут між гранями гранули;  $\gamma$  – кут при вершині гранули.

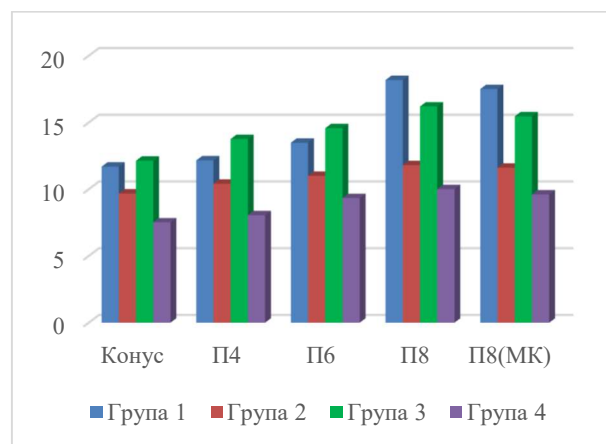


Рис. 1. Результати експериментальних досліджень щодо визначення зняття металу в різних абразивних гранулах (середньоарифметичне значення за 30 хв),  $g/mm^2 \cdot 10^{-6}$

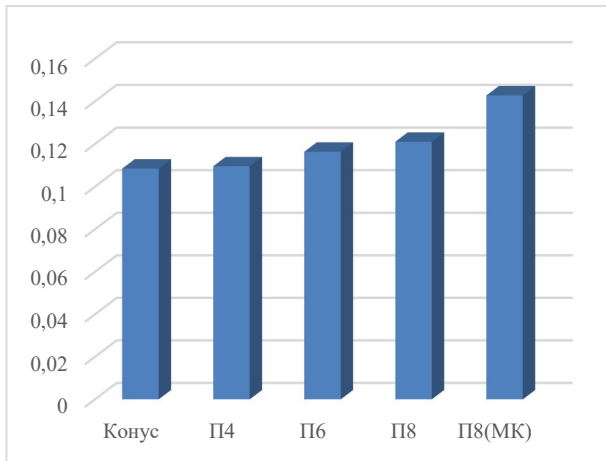


Рис. 2. Результати експериментальних досліджень щодо визначення зношування абразивних гранулах різних форм (середньоарифметичне значення за 30 хв), г

Із результатів досліджень, наведених на рис. 1, 2, випливає, що на продуктивність процесу вібраційної обробки за інших однакових умов (обладнання і режими його роботи, використаного робочого розчину, зернистості, зв'язки, маси гранул) найбільший вплив має форма гранул (а саме кількість ребер і поверхонь певного розміру). Зі збільшенням кількості ребер відбувається знімання металу з поверхонь оброблюваних зразків як циліндричної, так і плоскої форми.

Таблиця 2

**Результати досліджень щодо визначення радіусу округлення ребер і вершин гранул різних форм, мм**

Форма гранул	Час обробки, хв											
	60			120			180			240		
	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>
Конус	1,5	–	–	1,8	–	–	2,0	–	–	2,0	–	–
П4	1,5	1,0	–	1,8	2,0	–	2,0	2,0	–	2,0	2,0	–
П6	1,5	1,5	1,5	1,8	1,5	1,5	2,0	1,5	1,5	2,0	1,5	1,5
П8	1,8	1,5	2,0	2,0	3,0	5,0	2,2	6,0	32	2,2	–	–
П8(МК)	1,5	1,8	0,5	1,8	3,0	1,4	2,0	6	1,6	2,0	–	–

Примітка: R<sub>1</sub> – радіус округлення вершини абразивної гранули, мм; R<sub>2</sub> – радіус округлення зовнішнього кута, утворюючи ребро абразивної гранули, мм; R<sub>3</sub> – радіус округлення внутрішнього кута, утворюючи ребро абразивної гранули, мм.

Найбільш стійкими до зносу є гранули у формі конусів, а найменш – П8 і П8(МК), що є логічним, оскільки саме ці гранули демонструють максимальний відбір металу, а саме на 35-44 % більше порівняно з конусами. Знос цих гранул був значним, що відобразилося на їх формі (див. табл. 4). Гранули у формі П4 і П6 також показали більший відбір, ніж конуси,

а саме на 5 і 20% відповідно. При цьому знос цих гранул був лише на 2 і 7 % вищий, ніж у конусів.

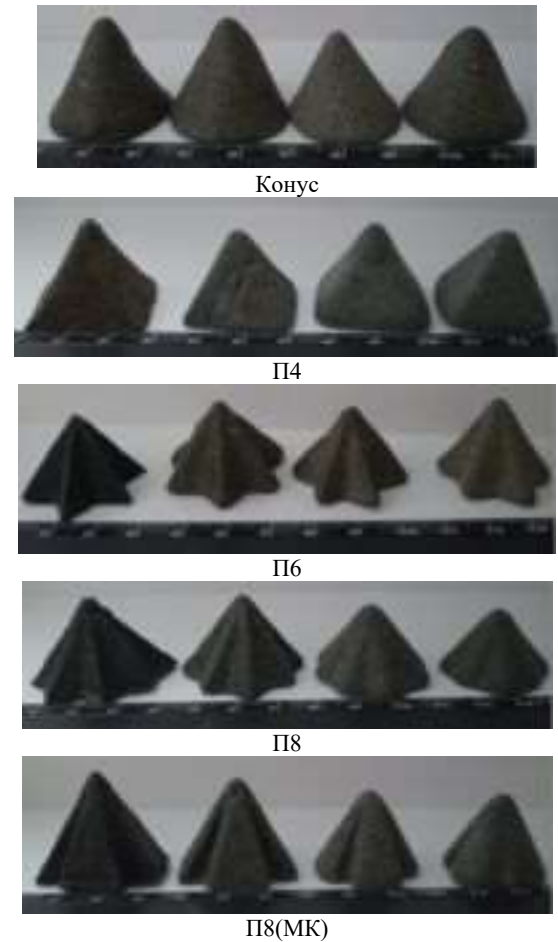


Рис. 3. Зовнішній вигляд вершин гранул різних форм до обробки та після кожної години роботи

На підставі візуального спостереження і вимірювань радіусів округлень гострих кромek гранул (рис. 3, 4), а саме ребер і вершин, можна відзначити, що не всі гранули, демонструючи високу продуктивність, зберігають при цьому форму. Так, П8 і П8(МК) дуже швидко її втрачали і перетворювались в малопродуктивний конус. Ймовірно, це пов'язано з тим, що у абразивних гранул у формі П8 недостатньо розвинені поверхні, які утворюють внутрішні кути восьмикутника, що лежить в основі гранули.

Здавалось би, що деталі у своєму взаємно-відносинному руху повинні контактувати по поверхнях (граням), які утворюють кут 135°, оскільки їхній розмір повинен дозволити елементу деталі або малому за розміром зразку легко контактувати з гранями гранули. Однак, наявність, окрім осцилюючого циркуляційного руху (при якому, як стверджується в [5, 6], 75 % ударів гранул о поверхню деталей є косими) і

пошарового руху, а також обертання гранули навколо своєї осі не дозволяє оброблюваному елементу чи всьому виробу залишитися на слабозвинених поверхнях – гранях гранули. Тобто контакт гранули з оброблюваною деталлю або її елементом, в основному, відбувається лише між її найближчими ребрами, і, отже, саме вони і зношуються. У цьому випадку спостерігається поступове закруглення гострих ребер гранули (за 3 години до радіуса 6 мм), перехід до конусоподібних поверхонь і, в кінці кінців, після 4 годин роботи, перетворення в малопродуктивний конус.

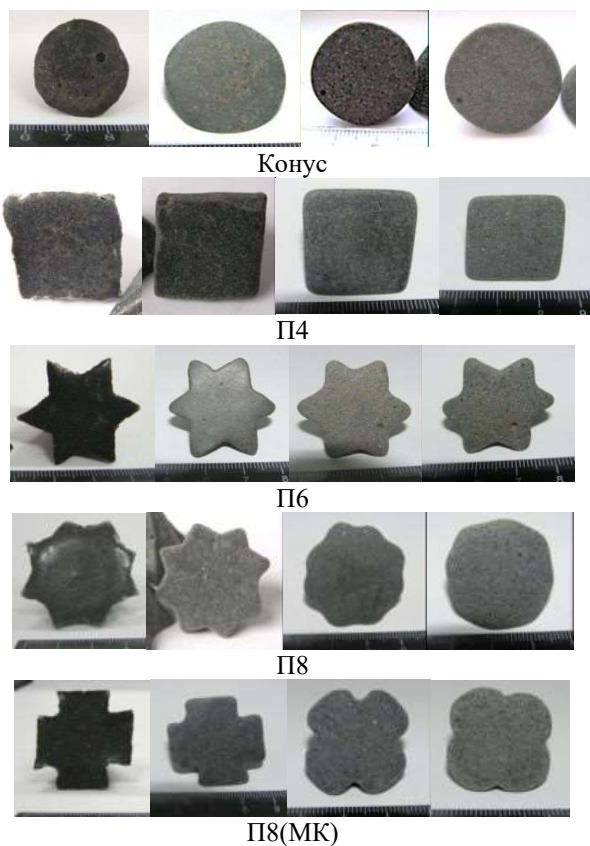


Рис. 4. Зовнішній вигляд основ гранул різних форм до обробки та після кожної години роботи

Дослідження зі зміни форми гранули П8(МК) показали, що ці гранули також не зберігають свою форму протягом роботи. Гранули цієї форми мали, порівняно з іншими, ряд особливостей, а саме: гострі кути, утворюючи ребра гранули ( $\approx 70^\circ$ ); одна з граней, утворюючи ребро гранули, представляє собою розгорнуту відкриту площину достатньо великого розміру. Протягом роботи гранул в формі П8(МК) вони ведуть себе наступним чином: гострі ребра гранули інтенсивно закруглюються протягом всього часу їх роботи,

плоскі грані гранули перетворюються в округлені конусоподібні поверхні з радіусом закруглення гострої кромки до 6 мм за 3 години роботи і надалі продовжують закруглюватися до форми конуса. Це пов'язано з тим, що при обробці зразки майже не мають можливості контактувати з гранями гранули, які утворюють внутрішній кут восьмикутника ( $\approx 47^\circ$ ), оскільки ці поверхні є затемненими і малодоступними. Весь контакт припадає на гострі ребра, які стираються в процесі роботи.

В результаті аналізу досліджень зносу описаних вище гранул можна відзначити, що для забезпечення високої стійкості до зносу, а отже, ефективності використовуваного інструменту, необхідно, щоб кути абразивних гранул, що утворюють внутрішні поверхні (грані гранули), були більше  $47^\circ$  і менше  $135^\circ$ . При цьому ці грані, що утворюють ці кути, повинні бути доступними та достатньо розвинутими для ефективного контакту з деталями та гранулами. У цій роботі не деталізувалися гранули у формі конусів та П4, оскільки вони вже досить відомі та вивчені. Дослідження їх працездатності розглядалися в інших роботах [8, 9]. Знос обох типів гранул рівномірний, що можна відзначити за зміною радіуса закруглення найгостріших виступаючих частин гранули. Так, досягнувши розміру 2 мм, він залишається незмінним протягом всього часу роботи цих гранул, при цьому відбувається лише загальна зміна об'єму тіла гранули до практично повного зношування. Окремо зупинимося на гранулах у формі П6 [7], оскільки на сьогодні вони менш поширені в практичному застосуванні, але мають достатньо високі показники стійкості до зносу та працездатності. Отже, ці гранули є найбільш продуктивними, і саме їх рекомендується для подальшого використання. Зняття металу цими абразивними гранулами порівняно з конусами та П4, як вже зазначалося вище, більше на 20 % при практично такому самому зносі. Подібна перевага забезпечується вдалим співвідношенням геометричних параметрів цієї гранули (внутрішній кут, утворюючи ребро гранули, дорівнює  $60^\circ$ ; зовнішній, – утворюючи грані гранули, –  $120^\circ$ ; кут при вершині гранули  $60^\circ$ ), що дозволяє оброблюваним деталям та гранулам вільно контактувати як з ребрами гранули, так і з її гранями (доступними та розвинутими), що підтверджується візуальним контролем зміни форми гранул.

### Висновки.

1. Для підвищення продуктивності вібраційної обробки деталей, незалежно від їх матеріалу і початкової шорсткості, найбільш раціональним є використання абразивних гранул у формі пірамід, що мають в перерізі неопуклий шестикутник, оскільки продуктивність цих гранул у порівнянні з конусом є вищою на 20 %, а зношування – всього на 4 %.

2. Аналіз результатів експериментів з вивчення стійкості до зносу абразивних гранул різних форм показав, що найвищий рівень зносу та втрати первинної геометричної форми спостерігається у гранул у формі пірамід, що мають в основі неопуклий восьмикутник, та гранул у формі пірамід з основою у вигляді «мальтійського хреста». Порівняно з конусами, знос цих гранул перевищує відповідно на 10 % та 24 %. З іншого боку, гранули у формі конусів, пірамід з квадратною основою та пірамід з неопуклою шестикутною основою зберігають свою форму та зношуються менш інтенсивно, у порівнянні з конусами всього на 2 % та 7 % більше відповідно.

3. Внаслідок проведених спостережень за процесом зношування та зміни форми гранул було встановлено, що для досягнення високої стійкості до зносу необхідно, щоб кути абразивних гранул, які формують внутрішні поверхні (грані гранули), були більшими за 47° і меншими за 135° (це зумовлено геометрією досліджуваних гранул). Кути, що формують ребра гранули, мають бути гострими, і їх розмір повинен відповідати 60°, оскільки при менших значеннях спостерігається збільшене зношування, а при більших – низька продуктивність гранул. При цьому грані, що формують ці кути, повинні бути доступними і достатньо розвиненими для ефективного контакту з деталями і гранулами.

### Література

1. Абразивные гранулы для галтовки: А.с. № 319454 СССР / Ю.Г. Сергиев, А.Г. Варыгин. – Оpubл. 1971, Бюл. № 33.
2. Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Ostroverkh Y.V. Purpose and technological properties of granular media for vibration finishing and grinding processing. Cutting & Tools in Technological System. Kharkiv, NTU «KhPI». 2023. № 99. P. 85-93. <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2023.99.10>
3. Marciniak M., Stefko A. Charakterystyka cech użytkowych nowej grupy narsedzi ściernych // Prace

4. Kalmazov M.O., Shumakova T.O., Strutinskij V.B., Lubenska L.M. Instrument dlya obrobki detalej vil'nimi abrazivami: Monografiya. Lugansk: vid-vo «Noulidzh», 2010. 214 s.
5. Kundrák J., Morgan M., Mitsyk A.V., Fedorovich V.A. The effect of the shock wave of the oscillating working medium in a vibrating machine's reservoir during a multi-energi finishing-grinding vibration processing. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 106, P. 4339-4353 (2020). <https://doi.org/10.1007/s00170-019-04844-2>
6. Romanchenko O. Principles of design of specialized technological equipment. Diagnostyka. 2022; 23(1): 2022109. <https://doi.org/10.29354/diag/146784>
7. Абразивні гранули для вібраційної обробки деталей: Патент № 31109 МПК В24В 31/14 / Калмиков М.О., Шумакова Т.О., Романченко О.В. – Заявл. 28.11.2007; Оpubл. 25.03.2008, Бюл. №6.
8. Венцкевич Г.ж. Влияние некоторых параметров абразивного наполнителя на эффективность процесса шлифования в вибрирующих резервуарах: дис... канд. техн. наук. Одесса, 1986. 175 с.
9. Бойко М.А. Повышение технологических характеристик абразивных гранул для виброабразивной обработки: дис. ... докт. техн. наук. – Ростов н/Д, 2000. 167 с.

### References

1. Abrazivnye granuly dlya galtovki: A.s. № 319454 SSSR / Yu.G. Sergiev, A.G. Varygin. – Opubl. 1971, Byul. № 33.
2. Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Ostroverkh Y.V. Purpose and technological properties of granular media for vibration finishing and grinding processing. Cutting & Tools in Technological System. Kharkiv, NTU «KhPI». 2023. № 99. P. 85-93. <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2023.99.10>
3. Marciniak M., Stefko A. Charakterystyka cech użytkowych nowej grupy narsedzi ściernych // Prace Naukowe Politechniki. Warszawskiej.: Mechanika. 1976. № 36.
4. Kalmazov M.O., Shumakova T.O., Strutinskij V.B., Lubenska L.M. Instrument dlya obrobki detalej vil'nimi abrazivami: Monografiya. Lugansk: vid-vo «Noulidzh», 2010. 214 s.
5. Kundrák J., Morgan M., Mitsyk A.V., Fedorovich V.A. The effect of the shock wave of the oscillating working medium in a vibrating machine's reservoir during a multi-energi finishing-grinding vibration processing. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 106, P. 4339-4353 (2020). <https://doi.org/10.1007/s00170-019-04844-2>

6. Romanchenko O. Principles of design of specialized technological equipment. *Diagnostyka*. 2022; 23(1): 2022109. <https://doi.org/10.29354/diag/146784>
7. Abrazivni granul dlya vibracijnoyi obrobki detalej: Patent № 31109 МПК V24V 31/14 / Kalmikov M.O., Shumakova T.O., Romanchenko O.V. – Zayavl. 28.11.2007; Opubl. 25.03.2008, Byul. № 6.
8. Venkevich Gzh. Vliyanie nekotoryh parametrov abrazivnogo napolnitelya na effektivnost processa shlifovaniya v vibriuyushih rezervuarah: dis... kand. tehn. nauk. Odessa, 1986. 175 s.
9. Bojko M.A. Povyshenie tehnologicheskikh harakteristik abrazivnyh granul dlya vibroabrazivnoj obrabotki: dis. ... dokt. tehn. nauk. – Rostov n/D, 2000. – 167 s.

**Shumakova T.O., Nikolaenko A.P. Wear resistance research abrasive granules**

*The article provides an in-depth analysis of formulas used to determine the wear of abrasive granules during vibrational processing of parts in a free abrasive environment. The results from experimental studies examining the wear of granules of different shapes over a 240-minute period are presented. The shapes tested were cones, pyramids with a square base, non-convex hexagons, non-convex octagons, and pyramids with a non-convex hexagon base resembling a "Maltese cross." The study carefully analyzed the wear patterns and rates of these granules to understand their performance under vibrational stress. It was found that abrasive granules of different shapes (with the same components and mass) wear differently under the influence of the same vibrations. Pyramidal granules with a non-convex octagon base and those in the form of a "Maltese cross" exhibited the highest wear rates, being 10% and 24% higher, respectively, compared to cones. These specific shapes are less durable under identical processing*

*conditions. Cones, pyramids with a square base, and pyramids with a non-convex hexagon base showed less intensive wear, with wear rates being 2% and 7% higher than cones, respectively. These shapes were more effective at retaining their structural integrity and geometric shape over the duration of the processing period. To achieve higher wear resistance, the internal angles of the granules' edges should be between 47° and 135°, based on the studied granules' geometry. This range of angles appears to provide the best balance between durability and effectiveness in the vibrational processing environment. Acute angles of 60° are found to be optimal, as smaller angles result in increased wear, whereas larger angles lead to lower granule productivity. The precise angle of 60° helps in maintaining the structural integrity of the granules while allowing them to function effectively without wearing out too quickly. This comprehensive study underscores the critical role of granule shape and geometric properties in determining wear rates and processing efficiency during vibrational processing applications.*

**Key words:** vibrational processing, tool, abrasive granule, wear, productivity.

**Шумакова Тетяна Олександрівна** – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [shumakovatania@snu.edu.ua](mailto:shumakovatania@snu.edu.ua)

**Ніколаснко Анна Павлівна** – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [apnikolaienko@snu.edu.ua](mailto:apnikolaienko@snu.edu.ua)

Стаття подана 07.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-37-42>

УДК 622

## ОСОБЛИВОСТІ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПОСУДИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПІД ТИСКОМ

Дейнега Р. О., Михайлюк В. В., Романишин Т.Л., Процюк Г. Я.,  
Петрушко Ю. М., Мельничук Р.В.

### FEATURES OF SIMULATION PRESSURE VESSELS

Deineha R.O., Mykhailiuk V.V., Romanyshyn T.L., Protsiuk H.Y.,  
Petrushko Y.M., Melnychuk R.V.

Для транспортування, зберігання та проходження різноманітних процесів сьогодні використовують різні посудини (сепаратори, резервуари, абсорбери, десорбери тощо). Вони працюють за важких умов, оскільки на них діють одночасно декілька різних навантажень. Наприклад, на резервуар для зберігання скрапленого газу діють одночасно вага робочого середовища, власна вага, температура робочого середовища, температура навколишнього середовища, внутрішній тиск та сейсмічні навантаження. Під час проєктування таких посудин, зазвичай, використовують спрощені математичні моделі, у яких не враховуються як деякі навантаження, так і напрямки їх прикладання. Сьогодні для розроблення різноманітних машин та обладнання застосовують різні комп'ютерні програми, що дозволяють не тільки розробляти технічну документацію, а й програми, у яких проводиться імітаційне моделювання їх роботи. До таких програм належать Ansys, Catia, Autodesk Inventor, SolidWorks. Зазвичай у цих програмах для розв'язання інженерних задач використовується метод скінченних елементів, який дозволяє розділити складну геометрію конструкції на простіші частини – скінченні елементи. Такі програми можуть мати навіть спеціальні модулі, які дозволяють проводити моделювання окремих видів виробів та враховують їх специфічні умови роботи. У цій статті наведено алгоритм імітаційного моделювання посудини, що працює під тиском, згідно якого проведено моделювання та отримано результати у програмі SolidWorks Simulation. Особливістю імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском є те, що спочатку необхідно провести їх дослідження за кожного окремо прикладеного навантаження. Потім, за допомогою модуля "Проєктування посудини, що працює під тиском" поєднуються

результати моделювань, використовуючи лінійну комбінацію в алгебраїчній формі та отримуються величини еквівалентних напружень. Варто також зауважити, що для коректної роботи вищезгаданого модуля сітку скінченних елементів, на яку розбивається модель посудини необхідно копіювати з першого у всі наступні дослідження. У іншому випадку розрахунку у модулі "Проєктування посудини, що працює під тиском" не відбудеться.

**Ключові слова:** посудина під тиском, імітаційне моделювання, еквівалентні напруження.

**Вступ.** Зважаючи на сучасний розвиток технологій, розроблення та дослідження нових конструкцій машин та обладнання виникає потреба у менших на це затратах ресурсів та часу. Для цього широко застосовують системи автоматизованого проєктування (САПР), за допомогою яких можливо не тільки розробляти технічну документацію на вироби (CAD-системи), а також імітувати роботу цих виробів (CAE та CFD системи) тощо.

Під час проєктування посудин, що працюють під тиском, застосовуються регламентовані алгоритми розрахунку напружено-деформованого стану їх елементів. Проте, у процесі роботи, на такі посудини діють одночасно багато різноманітних навантажень, таких як вага робочого середовища, власна вага посудини, температура робочого та зовнішнього середовища, внутрішній тиск, сейсмічні навантаження. Звести отримані результати окремих розрахунків до спільних значень дуже

важко. Тому варто для цього застосовувати сучасні САЕ-системи.

Виходячи з вищезгаданого, дослідження напружено-деформованого стану елементів посудин, що працюють під тиском, при комплексній дії на нього різноманітних навантажень є актуальною задачею, розв'язання якої дасть змогу встановити доцільність регламентованого коефіцієнту запасу міцності при неврахуванні вищезазначених чинників, а також зменшити матеріалоємність елементів конструкції посудини (сепаратора, адсорбера, резервуара тощо), не зменшуючи їх міцності.

#### **Аналіз закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій**

В хімічній, нафтохімічній, нафтогазовій, цементній та інших промисловостях застосовують велику кількість посудин, серед яких резервуари, напірні баки, сепаратори, адсорбери, десорбери тощо. Посудини застосовують для продуктів, які надзвичайно різні за своїми властивостями, у тому числі для пожежонебезпечних, агресивних та застигаючих рідин, різноманітних газів та їх сумішей, у зв'язку з чим висуваються визначені вимоги до конструкції цих посудин. Найбільш відповідальними посудинами є ті, які працюють під тиском та є великого діаметру. Із збільшенням об'єму посудини зменшуються питома витрата матеріалу на одиницю об'єму, площа, що займає посудина, кількість застосовуваного обладнання (штуцерів, опор, люків-лазів тощо). Звідси і впливає намагання максимально збільшувати об'єми посудин [1].

Посудини бувають наступних конструкцій: циліндричні (вертикальні та горизонтальні), каплеподібні, кульові (сферичні) та спеціальних типів. За способом встановлення можуть бути наземними, напівпідземними та підземними.

Наприклад, горизонтальні циліндричні резервуари, призначені для зберігання продукції під надлишковим тиском (до 0,2 МПа) та зріджених газів (під тиском до 1,8 МПа та більше). У таких резервуарах за зниження температури можливий вакуум (до 0,1 МПа). Горизонтальні циліндричні резервуари мають обмежений діаметр, який обумовлюється способом та засобами його транспортування (залізничним чи автотранспортним) до місця встановлення. Зазвичай, діаметри резервуарів знаходяться в межах від 1,4 до 3,25 м.

Перевагою горизонтальних резервуарів є простота конструкції, масове виготовлення на заводах та транспортування у зібраному вигляді, зручність монтажу. До недоліків належать

необхідність використання спеціальних опор і складність виміру об'єму продукту, що в ньому знаходиться [2]. Проте, визначення об'єму резервуарів на стадії її розроблення можливо за допомогою сучасних систем автоматизованого проектування. Спосіб автоматизованого розроблення градуальної таблиці горизонтальних резервуарів із врахуванням кута їх нахилу відносно горизонталі та розміщеного всередині технологічного обладнання на стадії його розроблення наведено у роботі [3].

Корпус горизонтального резервуара складається з кількох листових обечайок. Ширину листів приймають у межах 1500...2000 мм. Для забезпечення жорсткості при транспортуванні, монтажі або за наявності вакууму в середині резервуару розташовують спеціальні конструкції. Днища горизонтальних циліндричних резервуарів залежно від величини тиску та його діаметру можуть бути плоскими, конічними, циліндричними, сферичними, напівеліптичними. Надземні резервуари, зазвичай, встановлюють на дві сідлоподібні опори, кут охоплення корпусу яких опори складає 120°. Резервуари обладнуються штуцерами для завантаження, розвантаження продукції, люком-лазом, контрольно-вимірювальною апаратурою, запобіжними пристроями, а також зовнішніми сходами та заземленням.

Сьогодні зростають вимоги до конструкцій посудин, що працюють під тиском, а саме ефективного використання матеріалів, зменшення витрат на виготовлення, підвищення якості тощо. Задоволення вищезгаданих вимог може бути забезпечене за рахунок низки заходів щодо розроблення нових конструкцій, дослідження та вдосконалення існуючих. Одним із факторів, які визначають реалізацію умов успішного вирішення цих завдань при забезпеченні працездатності та надійності обладнання, є розробка та впровадження нових прогресивних методів та алгоритмів розрахунку на міцність та використання оптимального проектування. Складність конструктивних форм, специфічні умови експлуатації висувають до розрахунків посудин специфічні та підвищені вимоги. Необхідність забезпечення працездатності та надійності таких виробів визначає актуальність проблеми розрахункової оцінки несучої здатності елементів обладнання, що працює у складних умовах експлуатації.

При проектуванні посудин основним завданням є вибір їх конструктивних параметрів, що забезпечують високу

ефективність (мінімальну матеріаломісткість, достатній запас міцності та жорсткості, низьку собівартість тощо) [4, 5].

Розробка будь-якого виробу є циклічним ітераційним процесом, при якому конструктор розглядає ряд варіантів виробу, порівнює їх за обраними критеріями ефективності, виконує оцінювальні розрахунки. При розробці досить складних виробів, як правило, розглядають не більше 2-3 варіантів конструкції через обмеження у часі (на виконання трудомістких розрахунків). Найбільш трудомісткими є розрахунки, пов'язані з оцінкою працездатності конструкцій. Виконуючи розрахунки на міцність, конструктор здебільшого використовує спрощені розрахункові схеми. Так, при розрахунку на міцність циліндричних посудин часто використовують балочну математичну модель, у якій не враховують реальну геометрію конструкції, неосесиметричний характер її навантаження та ряд інших чинників. Великий практичний досвід розробки виробів такого типу дозволяє створювати працездатні конструкції, проте питання можливості підвищення їх ефективності залишається відкритим. Зважаючи на відсутність точних і доступних методів розрахунку на міцність посудин, конструктор змушений призначати завищені коефіцієнти запасу міцності, що призводить до збільшення металоемності конструкції, перевитрати дефіцитних матеріалів, підвищених енергетичних витрат тощо. Тому поряд з проблемою обґрунтування несучої здатності та ресурсу посудин особливого значення набувають питання, пов'язані з постановкою та вирішенням завдань оптимального проектування на основі застосування уточнених методів розрахунку на міцність для систематичного дослідження характерних особливостей роботи методами фізичного та чисельного експерименту.

Вирішення трудомістких завдань аналізу напружено-деформованого стану елементів машин та обладнання на основі математичних моделей високого рівня з урахуванням конкретних умов експлуатації, достовірна та надійна оцінка їхньої несучої здатності, пошук оптимальних проєктних рішень можливі лише за умови ефективного використання сучасної комп'ютерної техніки. У зв'язку з цим розроблення нових методів та алгоритмів розрахунку і оптимального проєктування машин та обладнання на основі математичних моделей високого рівня та їх реалізація у вигляді

програмних комплексів для ПК набувають великого значення [5].

Сьогодні найпоширенішими програмами, що дозволяють проєктувати та досліджувати різноманітне обладнання є Ansys, Catia, Autodesk Inventor, SolidWorks. У цих програмах для розв'язання інженерних задач використано метод скінченних елементів, який дозволяє розділити складну геометрію конструкції на простіші частини – скінченні елементи. Рівняння, що описують фізичні явища (напруження, деформації, теплопередачу тощо), розв'язуються для кожного елемента окремо, а потім ці розв'язки об'єднуються для отримання глобального розв'язку всієї системи. Це дозволяє точно моделювати поведінку складних конструкцій під дією різних навантажень [6].

У роботі [7] досліджено горизонтальну посудину під тиском об'ємом 10 м<sup>3</sup> для зберігання зрідженого пропанового газу (LPG) з використанням програми ANSYS. Посудина під тиском у цьому дослідженні є циліндричною з двома еліптичними днищами, містить штуцери, люк і дві сідлові опори. Результати досліджень показали, що конструкція має необхідну міцність. Також встановлено, що найвищі величини напружень концентруються біля люку, в корпусі та днищах. У сідлових опорах величини напружень є найменшими. Проте, варто зауважити, що при дослідженні не враховано всі можливі навантаження, що діють на посудину.

Отже, для якомога точнішої оцінки напружено-деформованого стану посудин, що працюють під тиском, необхідно проаналізувати умови роботи, розробити алгоритм розрахунку та обговорити отримані результати імітаційного моделювання, що буде розглянено у цій статті.

#### **Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання**

Мета роботи полягає у дослідженні напружено-деформованого стану посудини, що працює під тиском з врахуванням ваги робочого середовища, власної ваги посудини, температури робочого та зовнішнього середовища, внутрішнього тиску та сейсмічних навантажень.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати умови роботи посудини, що працює під тиском;
- провести імітаційне моделювання посудини із врахуванням одночасної дії різних навантажень.

– проаналізувати результати імітаційного моделювання.

**Викладення основного матеріалу**

На практиці трапляються випадки виходу з ладу різноманітних посудин, що працюють під тиском. Їх причинами інколи є те, що ще на стадії розроблення не враховують сумісну дію таких навантажень як: тиску, температури, власної ваги, ваги рідини та сейсмічних навантажень.

Під час імітаційного моделювання посудини, що працює під тиском, було проведено ряд окремих досліджень. Кожне навантаження до посудини прикладалось окремо та виконувався розрахунок. Далі за допомогою модуля "Проектування посудини, що працює під тиском", що поєднує результати статичних досліджень, використовуючи лінійну комбінацію в алгебраїчній формі були отримані величини еквівалентних напружень.

На рисунку 1 показано розрахункову схему посудини, що працює під тиском. Згідно цієї схеми одна опора посудини є нерухоною, а інша – рухоною.

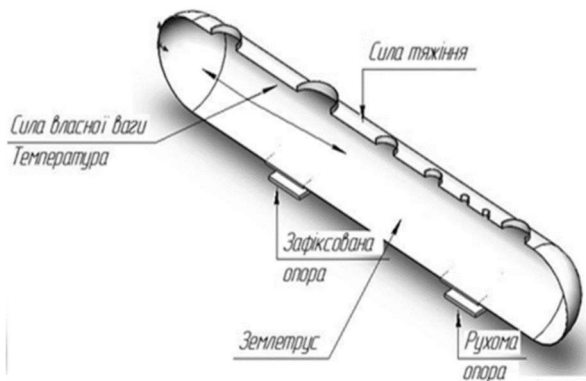


Рис. 1. Розрахункова схема

Алгоритм проведення розрахунку посудини, що працює під тиском, наведений на рисунку 2.



Рис. 2. Алгоритм розрахунку посудини, що працює під тиском

Граничними умовами під час імітаційного моделювання посудини, що працює під тиском прийнято фіксацію рухомої та нерухомої опор, причому рухома опора має можливість переміщуватись вздовж осі корпусу. Посудина

досліджувалась при таких значеннях параметрів: робочий тиск (0,5 МПа), температура (100°C), власна вага та вага рідини (55840 кг), сейсмічні навантаження ( $G=2 \text{ м/с}^2$  (8 балів)).

Нижче наведено результати імітаційного дослідження, а саме розподіли еквівалентних напружень у поздовжньому перерізі посудини, від кожного окремо прикладеного навантаження.

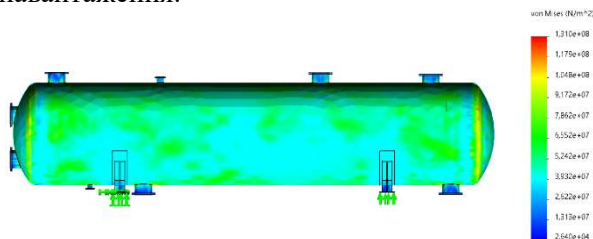


Рис. 3. Еквівалентні напруження (від дії робочого тиску  $P=0,5 \text{ МПа}$ )

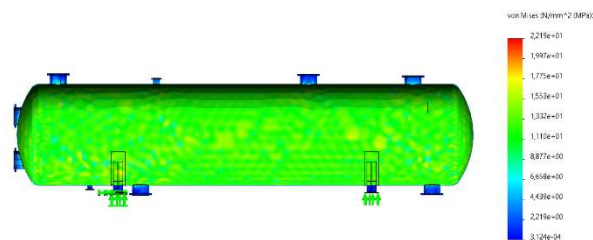


Рис. 4. Еквівалентні напруження (від дії температури на стінки  $t=100^\circ\text{C}$ )

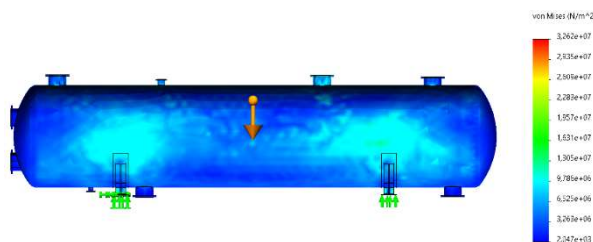


Рис. 5. Еквівалентні напруження (від дії власної ваги та ваги рідини  $M=55840 \text{ кг}$ )

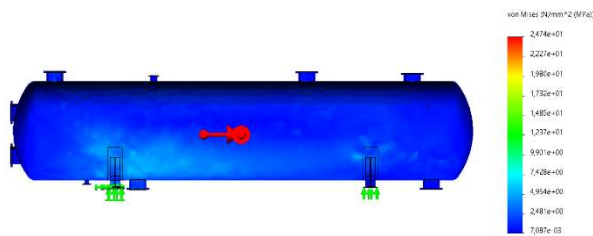


Рис. 6. Еквівалентні напруження (від дії сейсмічних навантажень  $G=2 \text{ м/с}^2$  (8 балів))

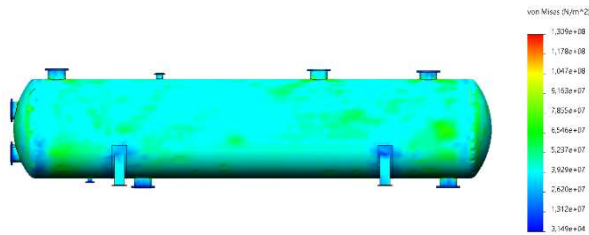


Рис. 7. Еквівалентні напруження (від дії всіх вищезазначених навантажень)

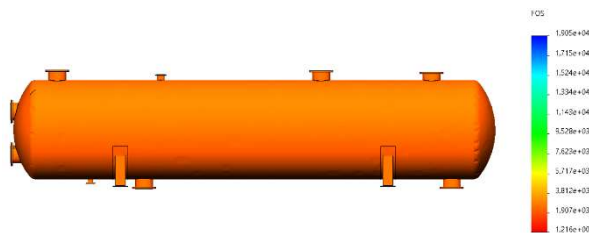


Рис. 8. Коефіцієнт запасу міцності

З проведеного імітаційного моделювання можна зробити висновок, що при сумісній дії всіх прикладених навантажень міцність посудини буде забезпечена. Проте при проектуванні конструкцій таких посудин слід приділяти більше уваги з'єднанням їх конструктивних елементів (патрубків, опор, підкладних листів тощо), оскільки, як бачимо з результатів, саме в цих елементах відбувається концентрація напружень. Отримані результати проведеного імітаційного моделювання можуть бути використані у подальших розрахунках (наприклад, на втому).

### Висновки

Проаналізувавши умови роботи посудини, що працює під тиском, встановлено, що на неї діють одночасно багато різноманітних навантажень, такі як вага робочого середовища, власна вага посудини, температура робочого та зовнішнього середовища, внутрішній тиск, сейсмічні навантаження. Неврахування одного із вищевказаних навантажень під час проведення розрахунків може призвести до руйнування елементів посудини, що працює під тиском, і є неприпустимим.

Під час імітаційного моделювання посудини, що працює під тиском, було проведено ряд окремих досліджень. Кожне навантаження до посудини прикладалось окремо та виконувався розрахунок. Далі за допомогою модуля "Проектування посудини, що працює під тиском" який поєднує результати статичних досліджень, використовуючи лінійну комбінацію в алгебраїчній формі були отримані величини еквівалентних напружень.

За допомогою імітаційного дослідження встановлено розподіл еквівалентних напружень у конструкції посудини та визначено їх максимальні

значення (130,9 МПа). Зважаючи на це, надалі можливо оптимізувати конструкцію посудини, а отримані результати імітаційного моделювання використати у подальших розрахунках на втому.

### Література

1. Врагов А.П. Масообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв: навч. посіб. Суми: Університетська книга, 2007. 284 с.
2. Онищук О.О., Кормош Ж.О. Процеси та апарати хімічних виробництв: курс лекцій. Луцьк: Вежа-Друк, 2020. 155с.
3. Михайлюк, В. В., Процюк, Г. Я., Юрич, А. Р., Юрич, Л. Р., Бабець, М. В., & Стецюк, Р. Б. (2022). Автоматизоване розроблення градууювальної таблиці горизонтальних резервуарів. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, (2(53), 47–53. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2\(53\)-47-53](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53)
4. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. Івано-Франківськ: Факел, 2007. 194 с.
5. <https://tekhnosfera.com/raschet-na-prochnost-i-optimalnoe-proektirovanie-gorizontalnyh-tsilindricheskih-rezervuarov>
6. <https://www.solidworks.com/>
7. Abdewi, Elfetori & Fahel Alboum, Nureddin.. Design and Static Structural Analysis of a Horizontal Pressure Vessel. 2023. 31.

### References

1. Vrahov A.P. Masoobminni protsesy ta ob-ladnannia khimichnykh i hazonaftopererobnykh vyrob-nystv: navch. posib. Sumy: Unversytetska knyha, 2007. 284 p.
2. Onyshchuk O.O., Kormosh Zh.O. Protsey ta aparaty khimichnykh vyrobnystv: kurs lektsii. Lutsk: Vezha-Druk, 2020. 155 p.
3. Mykhailiuk, V. V., Protsiuk, H. Ya., Yurych, A. R., Yurych, L. R., Babets, M. V., & Stetsiuk, R. B. (2022). Avtomatyzovane rozroblennia hraduiival-noi tablytsi horyzontalnykh rezervuariv. Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnoho tekhnich-noho universytetu nafty i hazu, (2(53), 47–53. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2\(53\)-47-53](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53)
4. Kostryba I. V. Osnovy konstruiuvannia naftohazovoho obladdannia: navch. posib. Ivano-Frankivsk: Fasel, 2007. 194 p.
5. <https://tekhnosfera.com/raschet-na-prochnost-i-optimalnoe-proektirovanie-gorizontalnyh-tsilindricheskih-rezervuarov>
6. <https://www.solidworks.com/>
7. Abdewi, Elfetori & Fahel Alboum, Nureddin.. Design and Static Structural Analysis of a Horizontal Pressure Vessel. 2023. 31.

**Deineha R.O., Mykhailiuk V.V., Romanyshyn T.L., Protsiuk H.Y., Petrushko Y.M., Melnychuk R.V.**  
**Features of simulation pressure vessels**

*Various vessels (separators, tanks, absorbers, desorbers, etc.) are used today for transportation, storage and passing of various processes. They work under difficult conditions, as several different loads act on them at the same time. For example, the weight of the working environment, its own weight, the temperature of the working environment, the temperature of the surrounding environment, internal pressure and seismic loads act simultaneously on a liquefied gas storage tank. During the design of such vessels, simplified mathematical models are usually used, which do not take into account both some loads and the direction of their application. Today, for the development of various machines and equipment, various computer programs are used, which allow not only to develop technical documentation, but also programs that simulate their operation. Such programs include Ansys, Catia, Autodesk Inventor, SolidWorks. Usually, in these programs, the finite element method is used to solve engineering problems, which allows you to divide the complex geometry of the structure into simpler parts - finite elements. Such programs can even have special modules that allow simulation of certain types of products and take into account their specific operating conditions. This article provides an algorithm for simulation modeling of a pressure vessel, according to which the simulation was carried out and the results were obtained in the SolidWorks Simulation program. The peculiarity of simulation modeling of vessels operating under pressure is that it is first necessary to conduct their research for each separately applied load. Then, with the help of the "Design of a pressure vessel" module, the simulation results are combined using a linear*

*combination in an algebraic form and the equivalent stress values are obtained. It is also worth noting that for the correct operation of the aforementioned module, the grid of finite elements into which the vessel model is divided must be copied from the first to all subsequent studies. Otherwise, the calculation in the "Design of a pressure vessel" module will not take place.*

**Key words:** *pressure vessel, simulation, equivalent stresses*

**Дейнега Руслан Олександрович** – к.т.н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Михайлюк Василь Володимирович** – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Романишин Тарас Любомирович** – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Процюк Галина Ярославівна** – асистент кафедри прикладного програмування та обчислення, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Петрушко Юрій Миронович** – аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Мельничук Ростислав Васильович** – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

Стаття подана 05.04.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49>

УДК 622

## АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КЛАПАНІВ ШТАНГОВОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

Федорович Я. Т., Шостаківський І. І., Михайлюк В. В.,  
Процюк В. Р., Семенчук А. В., Ковтун В. М.

## ANALYSIS OF DESIGNS AND RESEARCH OF VALVES SUCKER ROD PUMP

Fedorovych Y. T., Shostakivskiy I. I., Mykhailiuk V.V.,  
Protsiuk V.R., Semenchuk A. V., Kovtun V. M.

Для видобування нафти використовують штангові свердловинні насоси, у яких одними із найвідповідальніших елементів є клапани. Зазвичай у таких насосах використовують кулькові клапани. Проте, проведений аналіз кулькових клапанів показав, що вони мають ряд недоліків, серед яких втрата герметичності клапана під час роботи, неможливість застосування у свердловинах із викривленим стовбуром, низька працездатність, знос тощо. Сьогодні існують інші конструкції клапанів, такі як тарілчасті та золотникові, які мають суттєві переваги над кульковими. У статті наведено будову та принцип дії пропонованого клапана золотникового типу. Для визначення його гідродинамічних характеристик та порівняння із гідродинамічними характеристиками кулькового клапана побудовано тривимірні моделі та проведено імітаційне моделювання їх роботи за однакових граничних умов. Програма, яка використовувалась для імітаційного моделювання – FlowSimulation, яка є доповненням програми SolidWorks. FlowSimulation дозволяє вирішувати такі завдання як аеродинаміка твердих тіл, процеси теплообміну в системах охолодження, процеси фільтрації. Також у цій програмі можливо досліджувати відразу кілька варіантів моделі виробу або можливих його конфігурацій і отримати більш наочні результати: будь-які параметри доступні для аналізу – швидкість, тиск, густина, температура – безпосередньо на моделі виробу. Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання сітки скінченних елементів обох клапанів було оптимізовано. У результаті імітаційного моделювання отримано розподіли швидкостей руху рідини у поздовжніх та поперечних перерізах досліджуваних клапанів. Встановлено, що гідравлічний опір руху рідини у золотникового клапана майже такий, як і у кулькового. Золотниковий клапан дозволяє збільшити

коефіцієнт наповнення насоса без збільшення глибини занурення його під динамічний рівень, збільшити подачу насоса, зменшити навантаження на штангову колону та застосовувати його при інтенсивніших режимах роботи штангової свердловинної насосної установки. Також золотниковий клапан рекомендується використовувати під час відкачування в'язких рідин і рідин, у яких наявний вільний газ, та у свердловинах, в яких спостерігаються асфальто-смоло-парафінові відклади.

**Ключові слова:** ШСНУ, насос, клапан, імітаційне моделювання, гідравлічний опір.

**Вступ.** Сьогодні зростає необхідність у нафтогазовому обладнанні, яке б працювало безвідмовно, мало б високі технічні характеристики. До такого обладнання відноситься штанговий свердловинний насос, який приводиться в дію за допомогою верстатка-качалки. Варто зазначити, що за допомогою установок штангових свердловинних насосів у нашій державі видобувається значна частина нафти. Проте, більшість відмов штангових насосних установок припадає на клапани насосів. Попри те, що понад 95% всіх клапанних вузлів штангових насосів виконані із запірним елементом у виді кульки, в світовій практиці використовується велика кількість інших конструкцій клапанів, які сьогодні є малодосліджені та не оптимізовані для певних умов експлуатації.

**Аналіз закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій.** У штангових свердловинних насосах найчастіше

використовуються вхідні та нагнітальні кулькові клапани. Хоча вони є простими та надійними у роботі, їхня конструкція залишається незмінною протягом багатьох років, незважаючи навіть на низький коефіцієнт наповнення циліндра насоса, який не перевищує 0.5. Збільшення коефіцієнта наповнення циліндра насоса можна досягнути модернізувавши конструкції клапанних вузлів. Для цього необхідно відмовитись від використання запірних елементів клапана сферичної форми, оскільки він забезпечує герметичність клапана за рахунок лінійного контакту кульки із сідлом. Щонайменша зміна форми кулі у результаті її зношування та корозії впливає на герметичність клапана [1, 2].

Геометричні розміри, матеріали деталей клапанів необхідно ретельно вибирати, враховуючи конкретні умови їх експлуатації, такі як глибина свердловини, властивості рідини, наявність корозійного середовища, механічних домішок, витрату тощо. Належне технічне обслуговування клапанів є важливими для забезпечення надійної та ефективної роботи штангового насоса протягом тривалого використання [2, 3].

Удосконалення конструкції клапанів дозволить зменшити кількість їх відмов і покращити загальну продуктивність штангових насосів загалом [3].

Далі наведено окремі конструкції клапанів, що використовуються у складі штангових насосів.

Клапани з примусовим закриттям. Клапан (рис. 1) складається з корпусу 1 зі встановленим у ньому сідлом 2.

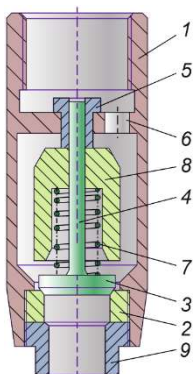


Рис. 1. Клапан з примусовим закриттям:  
1 – корпус; 2 – сідло; 3 – тарілка; 4 – шток;  
5 – напрямна; 6 – отвори; 7 – пружина;  
8 – рухомий вантаж; 9 – затискна гайка

З сідлом 2 взаємодіють тарілка 3 зі штоком 4, який проходить через напрямну 5. Напрямна

виконана у перегородці корпусу 1 з периферійними отворами 6 для проходження рідини. Пружина 7 підтискає тарілку до сідла. Між перегородкою та пружиною встановлено рухомий вантаж 8.

У клапана, поданого на рисунку 2, є два запірні елементи у вигляді кульки – 1 та 3 [4].

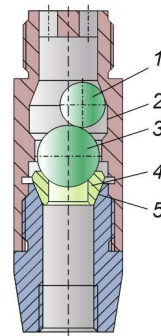


Рис. 2. Клапан:

1, 3 – запірний елемент; 2 – клітка клапана;  
4 – сідло; 5 – обойма

Другий додатковий запірний елемент 1 є допоміжним та слугує для гальмування обертання робочого елемента 3 під час його посадки на сідло 4, а також для збільшення навантаження на клапан. Через наявність двох запірних елементів клітка клапана 2 є видовженою. Сідло 4 має зовнішню конічну посадочну поверхню для встановлення в обойму 5.

Працездатність кулькових клапанних вузлів є низькою, оскільки кулька з сідлом контактує лінійним контактом. При лінійній герметизації найменша розбіжність з ідеальними геометричними формами призводить до появи зазорів між контактуючими елементами. Через ці зазори відбувається витікання пластової рідини.

Надійність кулькового клапана знижується внаслідок впливу корозивного середовища та гідроабразивного зносу.

Недоліки кулькових клапанів проявляються також і при збільшенні кута нахилу свердловини через неможливість посадки кульки в сідло, що призводить до одностороннього зносу сідла.

Недоліками кулькових клапанів є також несвоєчасне відкриття і закриття під час всмоктування та нагнітання пластової рідини.

Для усунення недоліків, які притаманні кульковим клапанам свердловинних насосів були розроблені золотникові клапани [4].

Золотниковий клапан має напрямну, яка забезпечує примусову посадку запірних елементів на сідло, за рахунок чого збільшується коефіцієнт наповнення насоса.

Конструкція клапана наведена на рисунку 3.

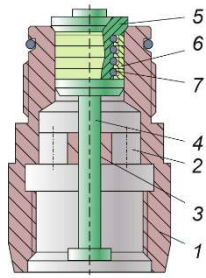


Рис. 3. Золотниковий клапан:  
1 – сідло; 2 – отвори; 3 – напрямний отвір;  
4 – хвостовик; 5 – корпус золотника;  
6 – металеві кільця; 7 – еластичні кільця

Клапан складається з сідла 1 із отворами 2 для проходження пластової рідини та напрямним отвором 3 у корпусі золотника 5 для хвостовика 4. Золотник утворений набором металевих кілець 6, що утворюють запірну пару з внутрішньою поверхнею сідла. Кільця 6 можуть переміщуватись у осьовому та радіальному напрямках та ущільнені з поверхнею корпусу золотника 5 еластичними кільцями 7 круглого поперечного перерізу, які розміщені ексцентрично попарно відносно одного. Ексцентричне зміщення еластичних кілець досягається за рахунок виконання на поверхні корпусу золотника п'яти кільцевих пазів із заданим ексцентриситетом (0,2...0,5 мм).

Для полегшеного входу золотника з набором ущільнювальних кілець у сідло, на вході сідла виконана конічна фаска, що відповідає конічному бурту, який виконано на корпусі золотника 5.

Наявність конічної фаски на сідлі та конічного бурта на корпусі золотника збільшує герметичність запірної пари при контакті конічних поверхонь у закритому положенні клапана.

Клапан золотникового типу має високу ремонтпридатність за рахунок можливості заміни еластичних та металевих кілець нового ремонтного розміру.

Наведені вище конструкції клапанів мають різні характеристики, і, відповідно, для підбору клапанного вузла необхідно враховувати конкретні умови його експлуатації.

**Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання**

Метою роботи є імітаційне моделювання роботи клапанів штангового свердловинного

насоса для оцінки їх гідродинамічних характеристик.

Для досягнення мети необхідно:

- провести аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів;

- створити тривимірні моделі клапанів штангового свердловинного насоса та провести імітаційне моделювання їх роботи за однакових граничних умов;

- оцінити гідродинамічні характеристики досліджуваних клапанів штангового свердловинного насоса та подати рекомендації щодо використання пропонованого клапана.

**Викладення основного матеріалу.**

Конструкція пропонованого клапана золотникового типу показана на рисунку 4.

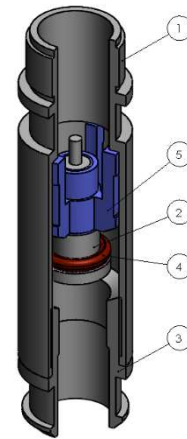


Рис. 4. Клапан золотникового типу:  
1 – корпус; 2 – тарілка; 3 – сідло; 4 – ущільнюоче кільце; 5 – центратор

Клапан золотникового типу складається з корпусу 1 і сідла 3. В порожнині корпусу 1 встановлена тарілка 2, в проточці якої розміщено гумове кільце 4. Тарілка 2 приєднана до центратора 5, на зовнішній циліндричній поверхні якого виконані напрямні.

Клапан жорстко кріпиться до циліндра штангового насоса. Крайне верхнє і крайнє нижнє положення тарілки 2 обмежується відповідними поверхнями корпусу 1 і сідла 3. У момент закриття клапана спочатку тарілка 2 входить у контакт із внутрішньою поверхнею сідла 3, відбувається первинна герметизація зони всмоктування від зони нагнітання. За рахунок перепаду тиску тарілка 2 рухається вниз до упора центратора 5 в направляючу поверхню сідла 3.

Конструкція даного клапана дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення циліндра насоса без занурення його на більшу глибину

(під динамічний рівень). За рахунок цього збільшується подача насоса без зростання енерговитрат та зменшується навантаження на колону насосних штанг. Це дозволяє переходити на інтенсивніші режими роботи штангової насосної свердловинної установки.

Клапан рекомендовано використовувати:

1) при відкачуванні в'язких рідин зі свердловин;

2) при відкачуванні рідин зі свердловин із наявним вільним газом (де газ різко знижує коефіцієнт наповнення циліндра штангового насоса, що призводить до необхідності експлуатації насосів з великою глибиною їх занурення нижче динамічного рівня);

3) при експлуатації свердловин із високою продуктивністю;

4) в свердловині, де спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади, які швидко забивають канали клапанів насосів.

З метою порівняння гідродинамічних характеристик клапанів кулькового та золотникового типів штангових насосів побудовано їх тривимірні моделі, які показані на рисунку 5.

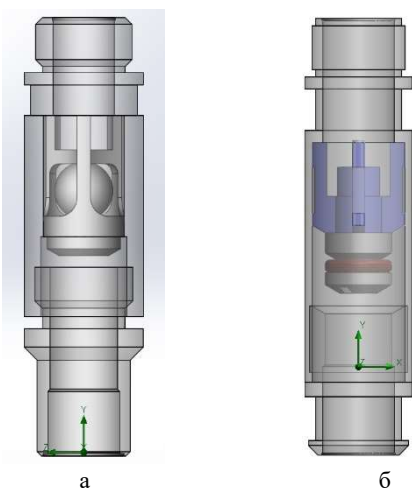


Рис. 5.– Кульковий (а) та золотниковий (б) клапани

Перед проведенням дослідження запірні елементи клапанів виставлені у крайніх положеннях, тобто клапани повністю відкриті.

Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання було оптимізовано сітки скінченних об'ємів. Під оптимізацією сітки розуміються такі її налаштування, за яких скінченні елементи є дрібнішими у певних зонах (вузьких каналах та зонах контакту робочого середовища із внутрішніми поверхнями клапанів). Сітки скінченних елементів для обох

варіантів конструкцій клапанів показані на рисунку 6.

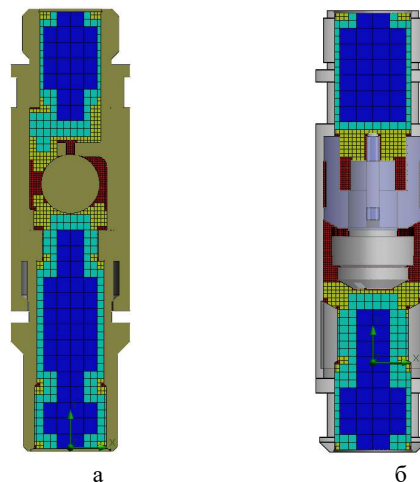


Рис. 6. Сітки скінченних елементів (кульковий (а) та золотниковий (б))

Граничними умовами, що застосовувались під час проведення досліджень, прийнято тиск на виході клапана (18 МПа), витрату рідини на вході клапана ( $12 \text{ м}^3/\text{добу}$ ) та температуру рідини ( $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Також при дослідженні використано рідину, взяту із бібліотеки матеріалів програми FlowSimulation – Olive Oil. Характеристики цієї рідини близькі до характеристик пластової рідини. Варто зауважити, що у характеристиках Olive Oil використано залежність її в'язкості від температури.

Розрахункова схема для кулькового та золотникового клапанів показана на рисунку 7. Оскільки граничні умови для обох клапанів однакові, то показано тільки один клапан (золотниковий).

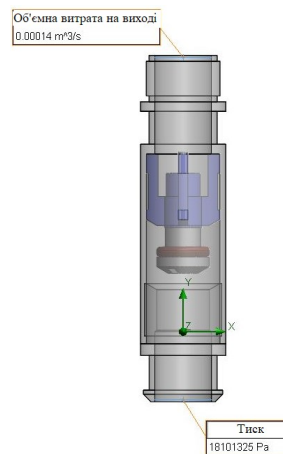


Рис. 7. Розрахункова схема

На наступних рисунках показано результати імітаційного моделювання. Для зручності їх порівняння результати для кулькового та золотникового клапана наведені поруч.

На рисунку 8 показано розподіл тиску рідини у поздовжньому перерізі клапанів.

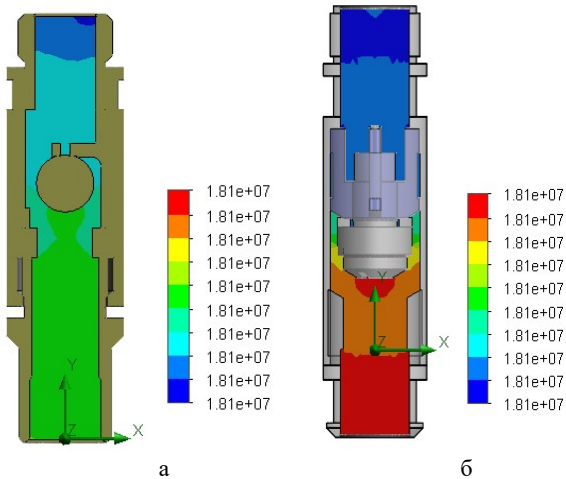


Рис. 8. Розподіл тиску (Па) в поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

Для порівняння гідродинамічних характеристик клапанів доцільно визначити величини гідравлічних опорів, які вони створюють. Оскільки з рисунку 8 зробити це неможливо, то, скориставшись певними інструментами програми FlowSimulation, було визначено:

- гідравлічний опір кулькового клапана складає 1166 Па;
- гідравлічний опір золотникового клапана становить 1206 Па.

Отже, згідно розрахунків, величина гідравлічного опору золотникового клапана незначно відрізняється від величини гідравлічного опору кулькового клапана. Це означає, що коефіцієнт заповнення штангового насоса за використанням клапана нової конструкції буде вищим, що позитивно вплине на ефективність роботи насосної установки загалом.

Розглянемо далі інші результати імітаційного моделювання клапанів – розподіл швидкостей руху рідини у поздовжньому перерізі (рис. 9).

Згідно з рисунком 9 більші швидкості руху рідини спостерігаються у золотниковому клапані. Це підтверджує саме більший його гідравлічний опір. Варто зауважити, що максимальні швидкості руху рідини спостерігаються у найменших поперечних перерізах клапанів (рис. 10).

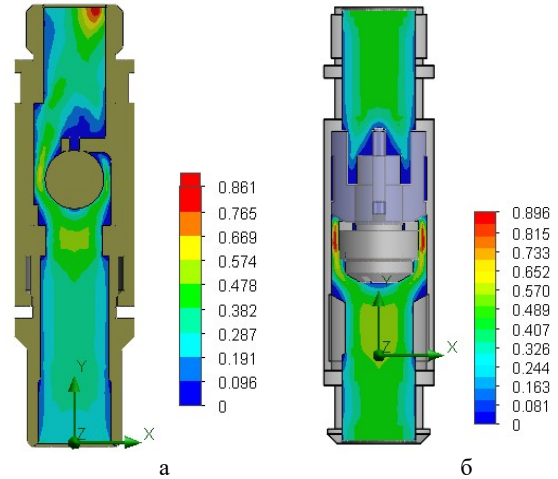


Рис. 9. Розподіл швидкості (м/с) у поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

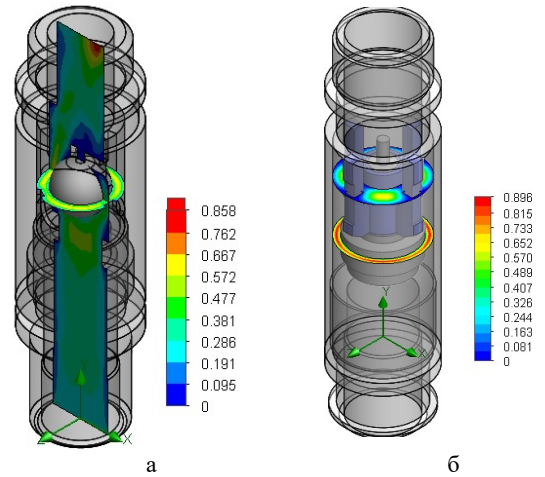


Рис. 10. Розподіл швидкості (м/с) у найменших перерізах клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

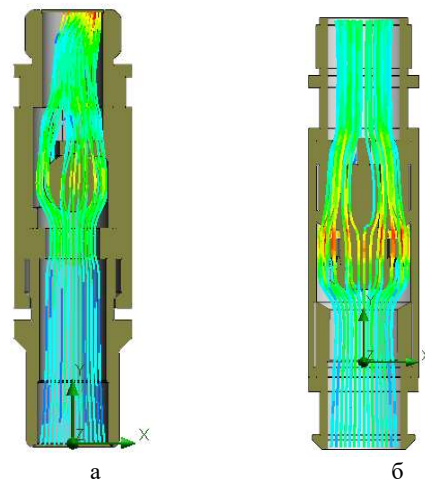


Рис. 11. Траєкторія руху рідини (кульковий (а) та золотниковий клапани (б))

На рисунку 11 показано траєкторії руху рідини у клапанах.

**Висновки.** Проведений аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів виявив ряд недоліків, що притаманні кульковим клапанам. До цих недоліків відносяться втрата герметичності клапана під час роботи, неможливість застосування у свердловинах із викривленим стовбуром, низька працездатність, вплив корозії, знос тощо. Сьогодні існують інші конструкції клапанів, такі як тарілчастий та золотниковий, які мають суттєві переваги над кульковими.

Однією з основних характеристик клапанів є опір, який вони створюють під час руху рідини. Для визначення величин опорів кулькового та золотникового клапанів побудовано їх тривимірні моделі та проведено імітаційне моделювання роботи за однакових граничних умов. Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання клапанів попередньо було оптимізовано сітки скінченних елементів.

За результатами проведеного імітаційного моделювання встановлено, що гідравлічний опір золотникового клапана є майже такий самий як у кулькового. Золотниковий клапан дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення насоса без збільшення глибини занурення його під динамічний рівень, збільшити подачу насоса, зменшити навантаження на штангову колону та застосовувати його при інтенсивніших режимах роботи штангової свердловинної насосної установки. Також золотниковий клапан рекомендується використовувати під час відкачування в'язких рідин, рідин у яких наявний вільний газ та у свердловинах, в яких спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади.

#### Література

1. 1 Дженнінгс, Джеймс В. «Дизайн насосних систем насосної штанги». Доповідь, представлена на столітньому симпозиумі SPE у Нью-Мехіко Тех, Сокорро, Нью-Мексико, жовтень 1989 р. doi: <https://doi.org/10.2118/20152-MS>
2. 2 Fakher, Sherif & Khlaifat, Abdelaziz & Hossain, M. & Nameer, Hashim. (2021). A comprehensive review of sucker rod pumps' components, diagnostics, mathematical models, and common failures and mitigations. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 11. 10.1007/s13202-021-01270
3. 3 Khabibullin, M. (2019). Development of the design of the sucker-rod pump for sandy wells. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.

Conference Series: Materials Science and Engineering. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.

4. 4 Федорович Я. Т.. *Машины та обладнання для видобутку нафти і газу. Навчальний посібник.* Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 297 с.

#### References

1. 1 Dzhenninhs, Dzheims V. «Dyzain nasosnykh system nasosnoi shtanhy». *Dopovid, predstavlena na stolitnomu sympoziumi SPE u Niu-Mekhiko Tekh, Sokorro, Niu-Meksyko, zhovten 1989 r.* doi: <https://doi.org/10.2118/20152-MS>
2. 2 Fakher, Sherif & Khlaifat, Abdelaziz & Hossain, M. & Nameer, Hashim. (2021). A comprehensive review of sucker rod pumps' components, diagnostics, mathematical models, and common failures and mitigations. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 11. 10.1007/s13202-021-01270
3. 3 Khabibullin, M. (2019). Development of the design of the sucker-rod pump for sandy wells. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 560. 012065. 10.1088/1757-899X/560/1/012065.
4. 4 Fedorovych Ya. T.. *Mashyny ta obladnannia dlia vydobutku nafty i hazu. Navchalnyi posibnyk.* Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2014. 297 p.

#### Fedorovych Y.T., Shostakivskiy I.I., Mykhailiuk V.V., Protsiuk V.R., Semenchuk A.V., Kovtun V.M. Analysis of designs and research of valves sucker rod pump

*Rod well pumps are used for oil extraction, in which valves are one of the most responsible elements. Ball valves are usually used in such pumps. However, the analysis of ball valves showed that they have a number of disadvantages, including loss of valve tightness during operation, impossibility of use in wells with a curved stem, low efficiency, wear, etc. Today, there are other valve designs, such as poppet and spool valves, which have significant advantages over ball valves. The article describes the structure and principle of operation of the proposed spool type valve. In order to determine its hydrodynamic characteristics and compare them with the hydrodynamic characteristics of the ball valve, three-dimensional models were built and simulated simulations of their operation under the same boundary conditions were carried out. The program used for simulation modeling is FlowSimulation, which is an add-on to the SolidWorks program. FlowSimulation allows you to solve such tasks as the aerodynamics of solid bodies, heat exchange processes in cooling systems, and filtration processes. Also, in this program, it is possible to investigate several options of the product model or its possible configurations at once and get more visual*

*results: any parameters are available for analysis - speed, pressure, density, temperature - directly on the product model. To obtain more accurate simulation results, the mesh of finite elements of both valves was optimized. As a result of the simulated modeling, distributions of fluid movement velocities in the longitudinal and transverse sections of the studied valves were obtained. It was established that the hydraulic resistance to fluid movement in a spool valve is almost the same as in a ball valve. The spool valve allows you to increase the filling factor of the pump without increasing the depth of its immersion below the dynamic level, increase the pump supply, reduce the load on the rod column and use it in more intensive modes of operation of the rod well pump installation. Also, the spool valve is recommended for use when pumping viscous liquids and liquids containing free gas, and in wells where asphalt-tar-paraffin deposits are observed.*

**Key words:** rod well pump installation, pump, valve, simulation modeling, hydraulic resistance.

**Федорович Ярослав Теодорович** – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Шостаківський Ігор Іванович** – старший викладач кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Михайлюк Василь Володимирович** – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Процок Василь Романович** – к. т. н, доцент кафедри інженерії програмного забезпечення, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Семенчук Андрій Васильович** – кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри фізико-математичних наук, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Ковтун Віталій Миронович** – асистент кафедри геодезії та землеустрою, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Стаття подана 17.04.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-50-57>

УДК 621.318

## 2D-МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ БАГАТОВАРІАНТНИХ РОЗРАХУНКАХ МАГНІТНОЇ ІНДУКЦІЇ В МАТРИЦЯХ ПОЛІГРАДІЄНТНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ СЕПАРАТОРІВ

Романченко Ю.А.

## 2D MODELING OF MAGNETIC INDUCTION IN MULTIVARIATE CALCULATIONS OF MATRICES OF POLY GRADIENT ELECTROMAGNETIC SEPARATORS

Romanchenko J.A.

У статті обґрунтовано застосування 2D-моделювання при багатоваріантних розрахунках магнітної індукції в матрицях поліградієнтних електромагнітних сепараторів. Показано, що використання двовимірних моделей базується на певних припущеннях щодо граничних умов та характеру розподілу магнітного поля в робочих проміжках, не потребуючи значних обчислювальних ресурсів та часу розрахунку. Представлено комбінований підхід до проведення багатоваріантних розрахунків магнітної індукції в робочій зоні електромагнітного сепаратора, заснований на використанні переваг скінченно-елементного аналізу як у двовимірній, так й у тривимірній постановці. Для визначення векторного магнітного потенціалу на границях двовимірних розрахункових областей проведені дослідження просторового розподілу магнітного поля в робочих проміжках матриці сепаратора. Для цього шляхом випадкової вибірки обрано три варіанти сепаратора, які відрізняються геометричними параметрами поліградієнтних матриць. Для моделей з вибірки повітряний проміжок змінюється в достатньо широкому діапазоні. Інші вихідні дані при моделюванні для трьох варіантів лишилися незмінними. Побудовані тривимірні комп'ютерні моделі та отримані числові значення векторного магнітного потенціалу на границях розрахункових областей. Здійснено 2D-моделювання розрахункових моделей трьох варіантів з прийнятими граничними умовами. Порівняно результати розрахунку значень магнітної індукції, що отримані, відповідно, при 2D-та 3D-моделюванні, результати порівняння представлено у вигляді таблиць та графіків. Знайдено відносну похибку розрахунку магнітного поля для трьох варіантів. Показано, що отримані при 3D-моделюванні значення векторного

магнітного потенціалу для прийнятих трьох варіантів електромагнітних систем, можуть бути використані для аналізу, обробки та обчислень магнітної індукції при 2D-моделюванні.

Верифіковано обчислення магнітної індукції при 2D-моделюванні, що дозволило зменшити часові витрати, пов'язані з 3D-моделюванням, та підвищити, таким чином, обчислювальну ефективність розрахунків в цілому.

**Ключові слова:** магнітна сепарація, феромагнітні домішки, поліградієнтний електромагнітний сепаратор, магнітне поле, магнітна індукція, 2D- та 3D-моделювання.

**Вступ.** Сепаратори різних видів використовують безліч різноманітних способів сепарації, заснованих на різниці в якісних характеристиках компонентів у суміші: у розмірах твердих частинок, у їх масах, у формі, щільності, коефіцієнтах тертя, міцності, пружності, змочуваності поверхні, магнітної сприйнятливості, електропровідності, радіоактивності та інших. Сепарація входить та є невід'ємною частиною первинних процесів оброблення (харчової, гірничої, газовидобувної, сільськогосподарської та легкої промисловості).

Найбільш ефективною технологією для вилучення із різних матеріалів феромагнітних частинок є поліградієнтна магнітна сепарація. Більшість існуючих пристроїв для поліградієнтної магнітної сепарації призначена для очищення рідинних середовищ (пульпи) або запиленних газів [1]. У той самий час у зв'язку зі зростанням вимог до якості продукції проблема

вилучення дрібнодисперсних феромагнітних включень, які виникають в процесі зносу обладнання, є актуальною й для сипких матеріалів.

В сучасних умовах для очищення сипких матеріалів знайшли застосування переважно відкриті багатополюсні магнітні системи, які є недостатньо ефективними при видаленні феромагнітних домішок розміром до 1 мм. Найявніші в робочих зонах існуючих пристроїв для поліградієнтної сепарації невеликих за розмірами повітряних проміжків, де саме й відбувається сепарація матеріалів, ускладнює їх застосування для очищення сипких речовин. Тому важливим науковим завданням є дослідження впливу геометричних розмірів робочих повітряних проміжків на величину та характер просторового розподілу магнітного потоку в матриці поліградієнтного сепаратора [2].

Ця процедура є багатоваріантною. Зазвичай для її вирішення застосовують чисельні методи розрахунку магнітних полів та спеціалізовані програмні продукти дво- або тривимірною моделювання.

Перевагами тривимірних моделей є врахування реальних геометричних розмірів магнітних систем та можливість дослідження впливу геометрії на поточкорозподіл в будь-якому елементі магнітопроводу. У той самий час визначення просторового розподілу поля в складних тривимірних моделях електромагнітних сепараторів є достатньо трудомістким та тривалим у часі процесом [3, 4].

Використання двовимірних моделей базується на певних припущеннях щодо граничних умов та характеру розподілу магнітного поля в робочих проміжках, не потребуючи значних обчислювальних ресурсів та часу розрахунку [5].

Це обумовлює актуальність розробки нових підходів до проведення багатоваріантних розрахунків магнітних полів в поліградієнтних матрицях електромагнітних сепараторів заснованих на використанні двовимірних моделей, здатних забезпечити необхідну обчислювальну ефективність та точність.

**Мета статті.** Обґрунтування застосування 2D-моделювання при багатоваріантних розрахунках магнітної індукції в матрицях поліградієнтних електромагнітних сепараторів.

**Результати дослідження.** Геометрична модель пластинчастої матриці сепаратора із зазначенням основних геометричних розмірів робочої зони представлена на рис. 1 [6].

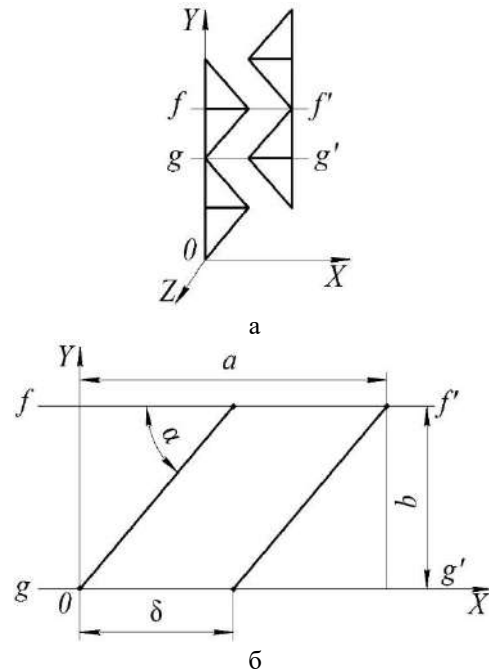


Рис. 1. Раціональний структурний варіант пластинчастої матриці:

$a$  – геометрична модель;  
 $b$  – основні геометричні розміри робочої зони

Основні геометричні розміри робочої зони (рис. 1):  $\delta$  – міжполюсний робочий проміжок;  $\alpha$  – кут при вершині виступу полюса;  $a$  – робоча ширина матриці;  $b$  – основа виступу полюса. Задавалися наступні геометричні критерії подібності для досліджуваних областей:  $X_1=b/a$  та  $X_2=\alpha$ . Діапазони варіювання геометричних критеріїв подібності  $X_1$  та  $X_2$ , які мають практичний інтерес, склали:  $X_1=b/a=0,15\dots0,42$ ,  $X_2=\alpha=0,11\pi\dots0,18\pi$ . Товщина  $t$  пластин матриці (на рис.1 не показана) в напрямку осі  $Oz$  приймалася  $t=6$  мм. З врахуванням прийнятих діапазонів варіювання геометричних критеріїв подібності отримано 55 варіантів поліградієнтної матриці та побудовані 2D-моделі їх робочих проміжків (рис. 2), для яких потребували уточнення граничні умови. Зокрема, потрібно було визначитися із значеннями векторного магнітного потенціалу вздовж границь  $ch$  і  $de$  на рис. 2, які співпадають з силовими лініями розрахункової області. При цьому, якщо для векторного магнітного потенціалу вздовж однієї з границь (наприклад, для границі  $ch$ ) може бути прийняте нульове значення  $A_{ch}=0$ , то векторний магнітний потенціал  $A_{de}$  вздовж другої границі має бути визначеним.

Різниця значень векторного магнітного потенціалу  $|\overline{A_{de}} - \overline{A_{ch}}| = |\overline{A_{de}}|$  дорівнює середньому

поток вектору магнітної індукції  $\Phi$  у робочому повітряному проміжку, який припадає на одиницю товщини  $t$  полюсу у напрямку осі  $Oz$  (рис. 1, а;  $t=6$  мм). Тобто визначається співвідношенням  $|\overline{A_{de}}|=\Phi/t$ . Тому для визначення величини потенціалу  $A_{de}$  необхідно розрахувати магнітний потік  $\Phi$ . Ця задача може бути вирішена тільки з застосуванням тривимірних комп'ютерних моделей.

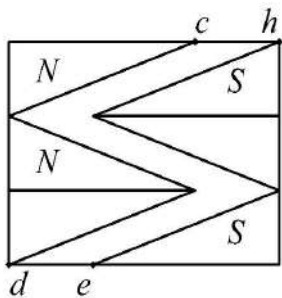


Рис. 2. 2D-модель робочої зони

Для подальшого аналізу шляхом випадкової вибірки обрані три варіанти пластинчастої матриці електромагнітного сепаратора з наступними параметрами [7]:

– варіант 1: відстань між сусідніми виступами пластин  $b=32,4$  мм ( $X_1=b/a=0,18$ ), кут при вершині виступу полюсу  $2\alpha=54^\circ$  ( $X_2=\alpha=0,15\pi$ ), робочий міжполюсний проміжок  $\delta=53$  мм;

– варіант 2: відстань між сусідніми виступами пластин  $b=72$  мм ( $X_1=b/a=0,4$ ), кут при вершині виступу полюсу  $2\alpha=66^\circ$  ( $X_2=\alpha=0,18\pi$ ), робочий міжполюсний проміжок  $\delta=37$  мм;

– варіант 3: відстань між сусідніми виступами пластин  $b=50$  мм ( $X_1=b/a=0,28$ ), кут при вершині виступу полюсу  $2\alpha=40^\circ$  ( $X_2=\alpha=0,11\pi$ ), робочий міжполюсний проміжок  $\delta=13,6$  мм. Ці параметри відповідають базовій конструкції електромагнітного сепаратора.

Слід зазначити, що для моделей з вибірки повітряний проміжок  $\delta$  змінюється в достатньо широкому діапазоні: від  $\delta=13,6$  мм (для базової моделі сепаратора, варіант 3) до  $\delta=53$  мм (для варіанту 1).

При моделюванні прийняті наступні вихідні дані: сила струму в обмотках – 3,2 А; матеріал магнітопроводу, пластин матриці, стінок матриці, які паралельні полюсам магнітопроводу – сталь марки Ст. 3; двох інших стінок – алюміній.

На рис. 3, а наведено геометричну тривимірну модель для варіанту 1 ( $\delta=53$  мм)

електромагнітного сепаратора, побудовану у програмі КОМПАС-3D. Картина магнітного поля, отримана у програмному середовищі Infolytica [8] показана на рис. 3, б.

Побудова графіка магнітної індукції була здійснена для внутрішньої пластини матриці (пластина 2 на рис. 4, а). Визначалися розрахункові значення магнітної індукції у повітряному проміжку всередині площадки  $S$ , показаної на рис. 4, б. Розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$  через площадку  $S$  (рис. 4, б) склало 0,0000126111 Вб. Відповідно, розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$ , що приходить на одиницю товщини полюса  $t$ , склало  $\Phi/t=0,0000126111/0,006=0,00210185$  Вб/м.

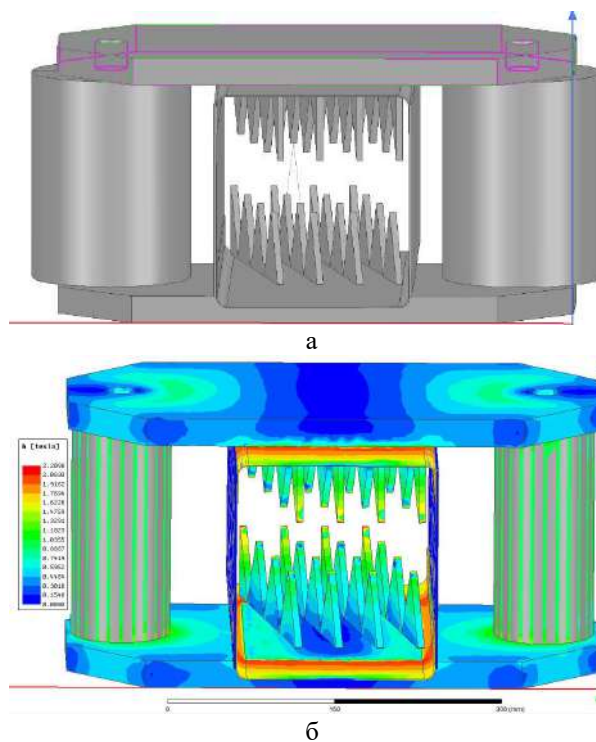


Рис. 3. Тривимірне моделювання електромагнітного сепаратора (варіант 1):

а – геометрична модель сепаратора;  
б – картина магнітного поля

Цей результат може бути використаний для визначення граничної умови  $A_{de}$  на ділянці  $de$  (рис. 2) розрахункової двовимірної області (2D-моделі), яка відповідає варіанту 1.

Враховуючи, що у розрахунковій двовимірній області (рис. 2) розташовані три зубця та, відповідно, три ідентичних повітряних проміжки, то сумарне розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$ , що приходить на одиницю товщини полюса  $t$ , та, відповідно, гранична умова  $A_{de}$  розраховувалась наступним

чином:  $A_{de}=3\Phi/t=3\cdot 0,00210185= 0,00630554$  Вб/м.

прийнятою граничною умовою  $A_{de}=0,00630554$  Вб/м (рис. 5).

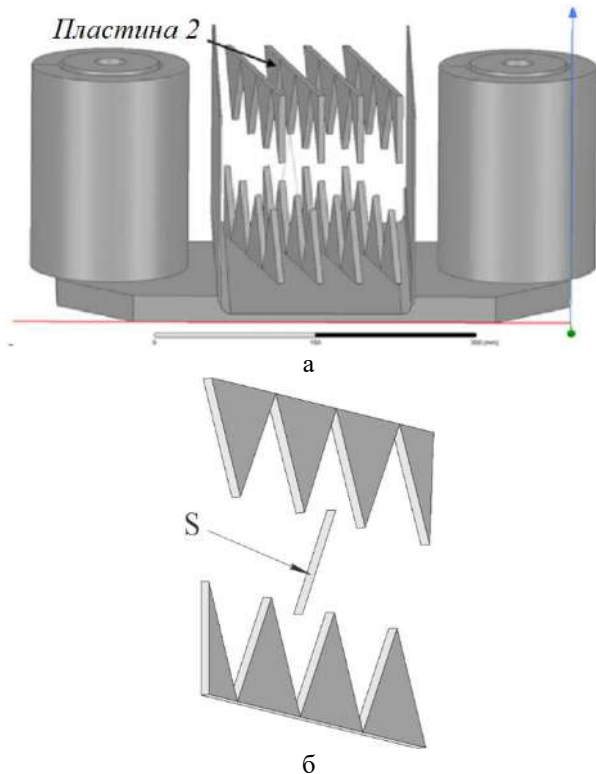


Рис. 4. Робоча зона електромагнітного сепаратора: а – пластина матриці, обрана для розрахунку магнітної індукції; б – площадка у повітряному проміжку для визначення розрахункового значення магнітного потоку  $\Phi$

Далі було здійснено 2D-моделювання розрахункової моделі для варіанту 1 з

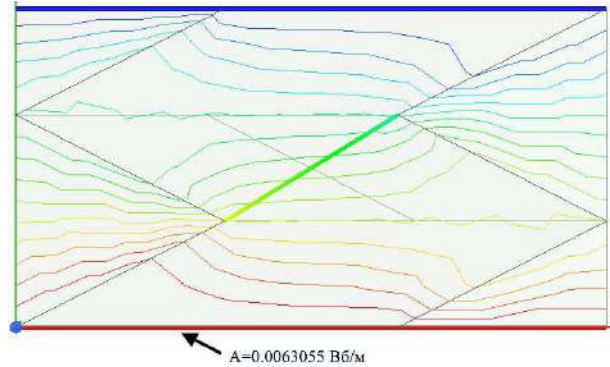


Рис. 5. Картина магнітного поля, отримана при 2D-моделюванні для варіанту 1

Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції, отриманих, відповідно, при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 1 та представлених у таблиці 1 та на рис.6, свідчить про їх достатньо високу узгодженість. Відносна похибка розрахунку магнітного поля не перевищує 10,6 %.

Таким чином, для двовимірної моделі з параметрами  $X_1=b/a=0,18$  та  $X_2=\alpha=0,15\pi$  для границі  $de$  (рис. 2) може бути прийнята наступна гранична умова  $A_{de}=0,00630554$  Вб/м.

На рис. 7 наведено геометричну тривимірну модель та картину магнітного поля для *варіанту 2* ( $\delta=37$  мм) електромагнітного сепаратора. Дослідження тривимірної моделі для варіанту 2 проводилося у тому ж порядку, що і для варіанту 1.

Таблиця 1

Розрахункові значення магнітної індукції для 3D- та 2D-моделей (варіант 1)

№ точки	Відстань, мм	B, мТл		№ точки	Відстань, мм	B, мТл	
		3D	2D			3D	2D
1	0,00	46,41	41,98	11	37,56	64,19	64,95
2	3,76	49,94	46,99	12	41,32	64,08	64,84
3	7,51	53,32	52,01	13	45,07	63,26	64,40
4	11,27	55,56	54,95	14	48,83	61,88	63,62
5	15,02	58,22	57,84	15	52,59	60,18	61,19
6	18,78	60,99	60,74	16	56,34	58,02	58,43
7	22,54	62,18	63,12	17	60,10	55,65	55,46
8	26,29	63,15	63,94	18	63,85	53,21	52,31
9	30,05	63,98	64,50	19	67,61	49,72	47,40
10	33,81	64,10	64,79	20	71,37	46,46	42,19

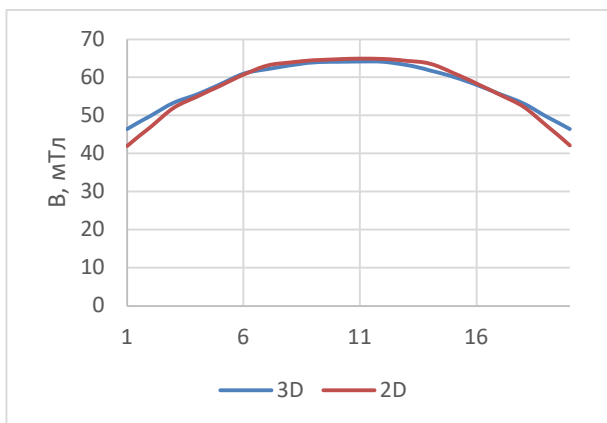


Рис. 6. Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 1

Побудова графіка магнітної індукції також була здійснена для внутрішньої пластини матриці (пластина 2 на рис. 7, а). Визначалися розрахункові значення магнітної індукції у повітряному проміжку всередині площадки  $S$ .

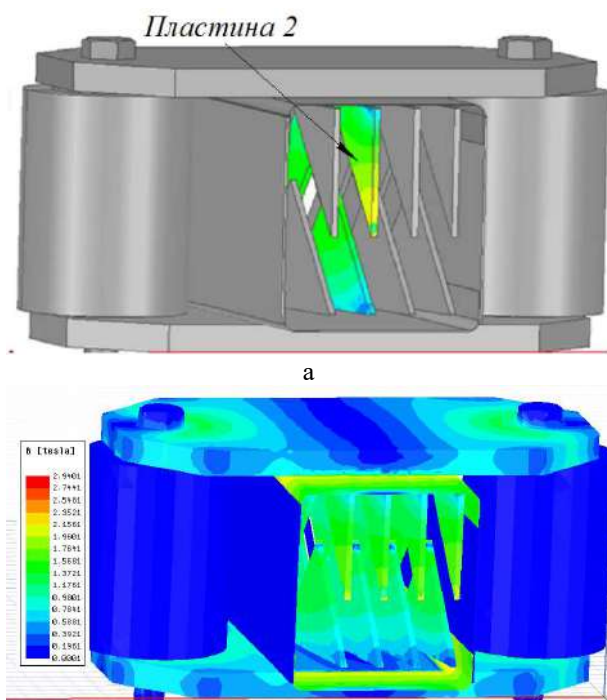


Рис. 7. Тривимірне моделювання електромагнітного сепаратора (варіант 2):  
а – геометрична модель сепаратора;  
б – картина магнітного поля

Розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$  через площадку  $S$  склало  $0,0000558067$  Вб. Відповідно, розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$ , що приходить на одиницю товщини полюса  $t$ , склало

$\Phi/t=0,0000558067/0,006=0,00930111$  Вб/м. Цей результат використаний для визначення граничної умови  $A_{de}$  на ділянці  $de$  (рис. 2) розрахункової двовимірної області (2D-моделі), яка відповідає варіанту 2:  $A_{de}=3\Phi/t=3\cdot 0,00930111=0,027903332$  Вб/м. Далі було здійснено 2D-моделювання розрахункової моделі для варіанту 2 з прийнятою граничною умовою  $A_{de}=0,027903332$  Вб/м (рис. 8).

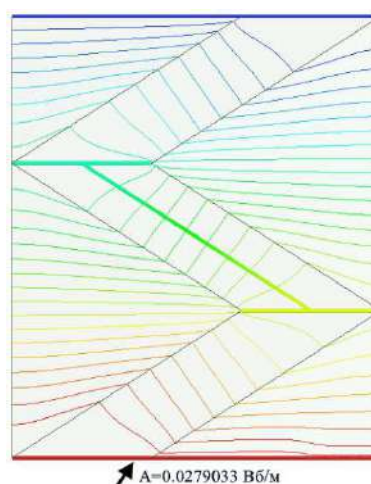


Рис. 8. Картина магнітного поля, отримана при 2D-моделюванні для варіанту 2

Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції, отриманих, відповідно, при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 2 та представлених у таблиці 2 та на рис. 9, свідчить про їх високу узгодженість. Відносна похибка розрахунку магнітного поля не перевищує  $14,6\%$ .

Таким чином, для двовимірної моделі з параметрами  $X_1=b/a=0,4$  та  $X_2=\alpha=0,18\pi$  для границі  $de$  (рис. 2) може бути прийнята наступна гранична умова  $A_{de}=0,027903332$  Вб/м.

Визначення граничної умови  $A_{de}$  на ділянці  $de$  (рис. 2) розрахункової двовимірної області (2D-моделі), яка відповідає варіанту 3 було здійснено в аналогічній послідовності.

Розрахункове значення магнітного потоку  $\Phi$  через площадку  $S$  для варіанту склало  $0,0000640057$  Вб. Визначено граничну умову  $A_{de}$  на ділянці  $de$  (рис. 2) розрахункової двовимірної області (2D-моделі), яка відповідає варіанту 3:  $A_{de}=3\Phi/t=3\cdot 0,0000640057/0,006=0,032002859$  Вб/м.

Таблиця 2

**Розрахункові значення магнітної індукції для 3D- та 2D-моделей (варіант 2)**

№ точки	Відстань, мм	B, мТл		№ точки	Відстань, мм	B, мТл	
		3D	2D			3D	2D
1	0,00	35,28	30,79	11	70,08	96,62	92,74
2	7,01	44,30	41,35	12	77,08	96,16	92,63
3	14,02	55,49	53,86	13	84,09	95,19	92,23
4	21,02	67,75	67,44	14	91,10	92,64	91,00
5	28,03	79,34	79,64	15	98,11	89,45	87,52
6	35,04	88,23	87,52	16	105,12	80,30	79,64
7	42,05	92,43	91,00	17	112,12	67,67	67,44
8	49,05	95,30	92,24	18	119,13	55,05	53,86
9	56,06	96,80	92,63	19	126,14	44,23	41,34
10	63,07	97,05	92,74	20	133,15	34,99	30,79

Таблиця 3

**Розрахункові значення магнітної індукції для 3D- та 2D-моделей (варіант 3)**

№ точки	Відстань, мм	B, мТл		№ точки	Відстань, мм	B, мТл	
		3D	2D			3D	2D
1	0,00	12,23	10,97	11	76,94	90,74	91,08
2	7,69	24,71	24,80	12	84,64	92,50	91,08
3	15,39	59,05	55,72	13	92,33	92,30	91,07
4	23,08	89,03	86,20	14	100,02	94,02	91,06
5	30,78	94,43	90,83	15	107,72	93,28	91,04
6	38,47	93,09	91,04	16	115,41	94,36	90,83
7	46,17	91,99	91,06	17	123,11	89,44	86,20
8	53,86	91,96	91,07	18	130,80	57,53	55,74
9	61,55	91,82	91,08	19	138,50	23,19	24,81
10	69,25	90,05	91,08	20	146,19	10,26	10,96

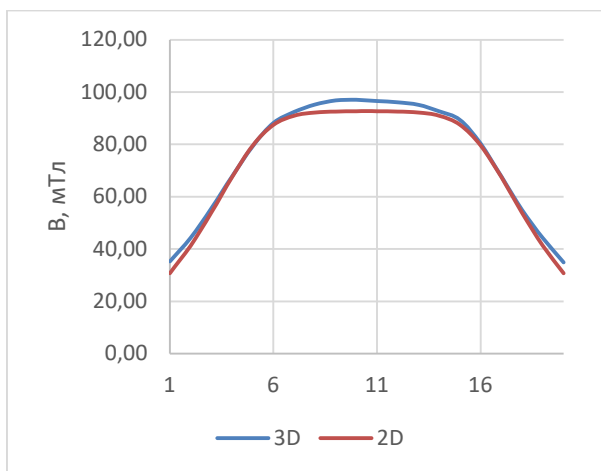


Рис. 9. Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 2

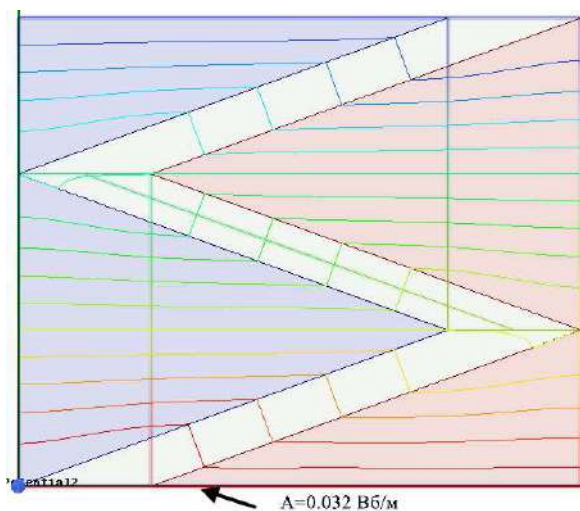


Рис. 10. Картина магнітного поля, отримана при 2D-моделюванні для варіанту 3

Картина магнітного поля наведена на рис. 10.

Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції, отриманих, відповідно, при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 3 та представлених у таблиці 3 та на рис. 11, свідчить про їх високу узгодженість. Відносна похибка розрахунку магнітного поля не перевищує 10,3 %.

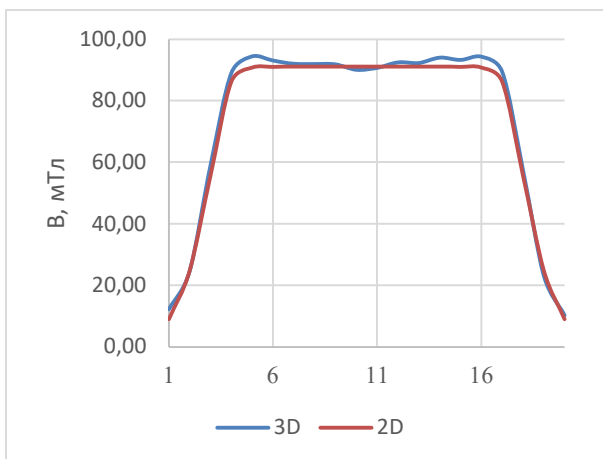


Рис. 11. Порівняння результатів розрахунку магнітної індукції при 2D- та 3D-моделюванні для варіанту 3

Таким чином, отримані при 3D-моделюванні значення векторного магнітного потенціалу  $A_{de}$  для прийнятих трьох варіантів електромагнітних систем, можуть бути використані для аналізу, обробки та обчислень магнітної індукції при 2D-моделюванні. Це значно скоротить обчислювальні ресурси та часу розрахунку.

**Висновки.** Безсумнівною перевагою 3D-моделювання є можливість розрахунку магнітного поля в будь-якому елементі конструкції електромагнітного сепаратора та наближення результатів розрахунків до реальних процесів. У той самий час аналіз розподілу поля для великої кількості комп'ютерних 3D-моделей електромагнітного сепаратора, які відрізняються геометричними розмірами елементів матриці, вимагає значного часу обчислень.

З огляду на це був прийнятий комбінований підхід до розрахунків, заснований на використанні переваг скінченно-елементного аналізу як у двовимірній, так й у тривимірній постановці. Це дозволило верифікувати обчислення магнітної індукції при 2D-моделюванні та зменшити часові витрати, пов'язані з 3D-моделюванням, та підвищити,

таким чином, обчислювальну ефективність розрахунків в цілому.

При порівнянні результатів розрахунку магнітної індукції для всіх обраних варіантів, отриманих, відповідно, при 2D- та 3D-моделюванні, відносна похибка розрахунків магнітного поля не перевищила 14,6 %, що свідчить про високу узгодженість отриманих даних. Отже, знайдені при 3D-моделюванні граничні умови, можуть бути використані при дослідженні розподілу магнітного поля в розрахункових 2D-моделях робочих зон матриці. Це дозволить значно скоротити обчислювальні ресурси та час розрахунку та визначити раціональні геометричні параметри пластин матриці електромагнітного сепаратора.

### Література

- Soloshych, I., Shvedchykova, I. Development of systematics ranked structure of environmental protecting equipment for cleaning of gas emissions wastewater and solid waste. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. 6/10, 17-23. doi: 10.15587/1729-4061.2016.86462
- Загирняк М.В. Магнитные сепараторы. Проблемы проектирования: [монография] / М.В. Загирняк, Ю.А.Бранспиз, И.А. Шведчикова; под ред. М.В.Загирняка. К.: Техніка, 2011. 224 с.
- Zeng, J., Tong, X., Yi, F., Chen, L. Selective capture of magnetic wires to particles in high gradient magnetic separation. *Minerals*, 2019. 9(509), 1-12. doi: 10.3390/min9090509
- Haitao, C., Chen, H., Bockenfeld, D., Rempfer, D., Kaminski, M., Liu, X., Rosengart, A. Preliminary 3-D analysis of a high gradient magnetic separator for biomedical applications. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2008. 320, 279-284. doi: 10.1016/j.jmmm.2007.06.001
- Shvedchykova, I., Romanchenko, J., Nikitchenko, I. Comparative analysis of inhomogeneity degree of magnetic field of polygradient magnetic separators for purification of bulk materials. *Proceedings of the International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*, 2018. 144-147. doi: 10.1109/MEES.2017.8248873 (Scopus)
- Gerlici, J., Shvedchykova, I., Romanchenko, J., Nikitchenko, I. Determination of the rational geometrical parameters of plate type elements of magnetic matrix of the polygradient separator. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 2018. 4, 58-62. doi: <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2018.4.10>
- Jasim, J.M.J., Shvedchykova, I., Panasiuk, I., Romanchenko, J., Melkonova, I. Increasing the efficiency of multi-variant calculations of electromagnetic field distribution in matrix of a polygradient separator. *EUREKA, Physics and Engineering* this link is disabled, 2021(5), 69–79.

8. Infolytica is now part of Mentor, a Siemens Business. –<https://www.mentor.com/products/mechanical/infolytica>.

### References

1. Soloshych, I., Shvedchykova, I. Development of systematized ranked structure of environmental protecting equipment for cleaning of gas emissions wastewater and solid waste. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. 6/10, 17-23. doi: 10.15587/1729-4061.2016.86462
2. Zagirnyak M.V. Magnitnyye separatory. Problemy pro-yektirovaniya: [monografiya] / M.V. Zagirnyak, YU.A. Brans-piz, I.A. Shvedchikova; pod red. M.V. Zagirnyaka. K.: Tekhnika, 2011. 224 s.
3. Zeng, J., Tong, X., Yi, F., Chen, L. Selective capture of magnetic wires to particles in high gradient magnetic separation. Minerals, 2019. 9(509), 1-12. doi: 10.3390/min9090509
4. Haitao, C. Chen, H., Bockenfeld, D., Rempfer, D., Kaminski, M., Liu, X., Rosengart. A. Preliminary 3-D analysis of a high gradient magnetic separator for biomedical applications. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2008. 320, 279-284. doi: 10.1016/j.jmmm.2007.06.001
5. Shvedchykova, I., Romanchenko, J., Nikitchenko, I. Comparative analysis of inhomogeneity degree of magnetic field of polygradient magnetic separators for purification of bulk materials. Proceedings of the International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES), 2018. 144-147. doi: 10.1109/MEES.2017.8248873 (Scopus)
6. Gerlici, J., Shvedchykova, I., Romanchenko, J., Nikitchenko, I. Determination of the rational geometrical parameters of plate type elements of magnetic matrix of the polygradient separator. Electrical Engineering & Electromechanics, 2018. 4, 58-62. doi: <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2018.4.10>
7. Jasim, J.M.J., Shvedchykova, I., Panasiuk, I., Romanchenko, J., Melkonova, I. Increasing the efficiency of multy-variant calculations of electromagnetic field distribution in matrix of a polygradient separator. EUREKA, Physics and Engineering this link is disabled, 2021(5), 69–79.
8. Infolytica is now part of Mentor, a Siemens Business. –<https://www.mentor.com/products/mechanical/infolytica>.

### Romanchenko J.A. 2D modeling of magnetic induction in multivariate calculations of matrices of poly gradient electromagnetic separators.

*The article substantiates the use of 2D modeling of magnetic induction in multivariate calculations of polygradient matrices of electromagnetic separators. It is shown that the use of two-dimensional models is based on certain assumptions regarding the boundary conditions and the nature of magnetic field distribution in the working gaps, without requiring significant computational resources and calculation time. A combined approach to carrying out multivariate calculations of magnetic induction in the working area of an electromagnetic separator, based on using the advantages of finite element analysis in both two-dimensional and three-dimensional formulations is presented. For determination of the vector magnetic potential at the boundaries of two-dimensional computational domains, studies by magnetic field spatial distribution in the working spaces of the separator matrix were carried out. For this purpose, three separator options were selected by random sampling, differing in the geometric parameters of the polygradient matrices. For sampled models, the air gap varies over a fairly wide range. Other initial data during modeling for the three options remained unchanged. Three-dimensional computer models were constructed and numerical values of the vector magnetic potential at the computational domains boundaries were obtained. 2D modeling of calculated models of three options with accepted limit conditions was carried out. Comparatively, The calculating results of magnetic induction values are compared, that obtained respectively from 2D and 3D modeling. The comparison results are presented in the form of tables and graphs. The relative error in calculating of the magnetic field for three options was found. It is shown that the vector magnetic potential values that obtained from 3D modeling for the adopted three options of electromagnetic systems can be used for analysis, processing and calculations of magnetic induction in 2D modeling. The calculation of magnetic induction in 2D modeling was verified, which made it possible to reduce the time costs associated with 3D modeling and thus increase the computational efficiency of calculations in general.*

**Key words:** magnetic separation, ferromagnetic impurities, polygradient electromagnetic separator, magnetic field, magnetic induction, 2D and 3D modeling.

**Романченко Юлія Андріївна** – к.т.н., доц., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [romanchenko\\_ja@snu.edu.ua](mailto:romanchenko_ja@snu.edu.ua)

Стаття подана 29.02.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-58-65>

УДК 62-83

## ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ В УСТАЛЕНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ, ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ЇХ ПІДВИЩЕННЯ

Руднєв Є.С., Романченко Ю.А., Рибалка Є.Л.

## ENERGY LOSSES IN STEADY-STATE OPERATING MODES OF ELECTRIC DRIVES, ENERGY CHARACTERISTICS AND THEIR IMPROVEMENT

Rudniev Y.S., Romanchenko J.A., Rybalka Y.L.

*В статті представлений аналіз втрат енергії в усталених режимах роботи електроприводів та підвищення енергетичних характеристик. Показано, що задача правильного визначення/розрахунку необхідної потужності електроприводу та вибору двигунів, які володіють достатньою потужністю та переважувальною здатністю, має виключно важливе практичне значення. Від правильності вибору двигунів при проектуванні істотно залежить продуктивність, надійність та економічність машин, що приводяться в рух. Авторами зазначено, що проходження потоку енергії від мережі до робочого органу механізму супроводжується втратами енергії у всіх елементах електроприводу. Необхідність розрахунку втрат енергії при проектуванні та експлуатації обумовлена тим, що визначення непродуктивних витрат енергії є найважливішою характеристикою економічності роботи механізму та їх аналіз – основа пошуку шляхів енергозбереження. Зазначено, що втрати в електричних машинах поділяються на постійні та змінні. Змінні втрати двигуна обумовлені протіканням струмів по опорам силового ланцюга, отже, безпосередньо пов'язані з навантаженням двигуна. Проаналізовано втрати у трьох видах двигунів. Показано, що для перевірки двигуна по нагріванню, необхідно враховувати тільки втрати, що гріють, які виділяються безпосередньо у двигуні. Наведено співвідношення, які дають можливість розраховувати втрати енергії у двигуні для перевірки його умов роботи. Розглянуто приклад розрахунку та наведено ряд рекомендацій, які дають змогу додатково спростити визначення втрат для конкретних умов. В статті зазначено, що економічність роботи електромеханічної системи визначає ККД електроприводу, а також коефіцієнт потужності, що враховує ефективність використання активної енергії. Розглянуто основні заходи щодо підвищення коефіцієнту потужності*

*асинхронних двигунів. Швидкодія асинхронних електроприводів з реостатним регулюванням швидкості може бути досягнута вибором оптимального ковзання під час пуску та гальмування. Оскільки механічні характеристики асинхронного двигуна нелінійні, є оптимальне значення критичного моменту, що забезпечує мінімум часу розгону і гальмування приводу.*

**Ключові слова:** *потужність, втрати енергії, усталений режим роботи, електропривод, асинхронний двигун, коефіцієнт потужності, ковзання.*

**Вступ.** В інженерній діяльності фахівця-електромеханіка задача правильного визначення/розрахунку необхідної потужності електроприводу та вибору двигунів, які володіють достатньою потужністю та переважувальною здатністю, має виключно важливе практичне значення. Обмеження, що накладаються на процеси електромеханічного перетворення енергії за умовами нагрівання, умовами комутації струму на колекторах машин постійного струму, за максимальним моментом двигунів змінного струму [1] при виборі двигунів повинні враховуватися ретельно, достовірно, з розумним запасом, обґрунтованим аналізом вірогідних факторів, які визначають нагрівання та переважувальну здатність двигунів, а також оцінкою точності використовуваних методів розрахунку.

Помилки у бік заниження необхідної потужності електроприводу знижують надійність його роботи і за несприятливих умов викликають прискорене зношування ізоляції і

вихід двигунів з ладу. Однак помилки у бік запасу також спричиняють витрати, пов'язані з нераціональним використанням дорогого обладнання, погіршенням енергетичних показників недовантажених двигунів та збільшенням динамічних навантажень механізмів. Тому від правильності вибору двигунів при проектуванні істотно залежить продуктивність, надійність та економічність машин, що приводяться в рух.

Необхідні відомості про переважувальну здатність різних двигунів, достатні для правильного вибору двигунів за переважувальною здатністю викладені у [1, 2]. У статті приділяється увага вибору двигунів по нагріванню/нагріву, який при роботі електроприводу визначається тепловиділенням, обумовленим втратами енергії в елементах конструкції двигунів – обмотках, магнітопроводах, колекторах тощо. Визначимо втрати енергії не тільки в усталеному, а й у перехідних процесах роботи електроприводу. Даний матеріал необхідний/корисний для методу розрахунку навантажувальних діаграм електроприводу та обґрунтування загальних методів перевірки двигуна на нагрівання, які використовуються при проектуванні електроприводів.

**Мета статті.** Вивчення втрат енергії в усталених режимах роботи електроприводів, для подальшої побудови навантажувальних діаграм роботи електроприводу, розрахунку процесів нагрівання та охолодження двигунів та дослідження і підвищення енергетичних характеристик.

#### Результати дослідження.

*Втрати енергії в усталених режимах роботи електроприводу.*

Енергія, яка необхідна для здійснення робочим органом механізму корисної роботи, електропривод у загальному випадку споживає з мережі. Проходження потоку енергії від мережі до робочого органу механізму супроводжується втратами енергії у всіх елементах електроприводу. Протікання струмів у силовому ланцюзі та ланцюзі збудження двигуна викликає втрати електричної енергії в активних опорах; зміни магнітного потоку є причиною втрат у магнітному ланцюгу двигуна, обумовлених вихровими струмами та гістерезисом. Сили тертя, і навіть опір руху, які створюються самовентильацією двигуна, викликають механічні втрати двигуна, а сили тертя у передачах – механічні втрати у кінематичному ланцюзі [3]. Необхідність розрахунку втрат

енергії при проектуванні та експлуатації обумовлена тим, що визначення непродуктивних витрат енергії є найважливішою характеристикою економічності роботи механізму та їх аналіз – основа пошуку шляхів енергозбереження. Інша, не менш важлива для практики, задача достовірної оцінки втрат енергії при роботі двигуна пов'язана з вибором двигунів за потужністю при проектуванні, визначенням їх завантаження по нагріванню в процесі експлуатації.

Для керування електроприводом у його силові ланцюги та ланцюги збудження можуть вводитися активні зовнішні опори або інші елементи, наприклад, реактори, що володіють активним опором. Це враховано у типових схемах приводу виробничого механізму, для кожного з яких необхідно проаналізувати втрати енергії в усталених режимах роботи на основі відповідних розрахункових співвідношень. Сумарну потужність втрат в аналізованому електроприводі з урахуванням вище сказаного можна в загальному вигляді записати так [1]:

$$\Delta P_{\text{сп}\Sigma} = \Delta P_{\text{дв}\Sigma} + \Delta P_{\text{мех}\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} I_i^2 R_i + \Delta P_{\text{ст}} + \Delta P_{\text{мех.дв}} + \sum_{j=1}^{j=k} \Delta P_{\text{мех.}j}, \quad (1)$$

де  $\Delta P_{\text{дв}\Sigma}$  – потужність втрат енергії у двигуні та його електричних ланцюгах;  $\Delta P_{\text{мех}\Sigma}$  – потужність втрат у механізмі;  $I_i$ ,  $R_i$  – відповідно струм та опір  $i$ -го елемента;  $\Delta P_{\text{ст}}$  – втрати у сталі двигуна;  $\Delta P_{\text{мех.дв}}$  – механічні втрати двигуна;  $\Delta P_{\text{мех.}j}$  – потужність втрат в  $j$ -му механічному елементі.

Проаналізуємо втрати у трьох видах двигунів. При цьому нагадаємо, що втрати в електричних машинах прийнято ділити на постійні  $\Delta P_c$  та змінні  $\Delta P_v$ :

$$\Delta P_{\text{дв}\Sigma} = \Delta P_c + \Delta P_v. \quad (2)$$

Змінні втрати двигуна обумовлені протіканням струмів по опорам силового ланцюга, отже, безпосередньо пов'язані з навантаженням двигуна. Інші втрати також можуть змінюватися при роботі двигуна, однак або повністю не залежать від навантаження, або ця залежність не є явно вираженою, тому їх умовно відносять до постійних втрат. Розглянемо ці складові втрат для двигуна постійного струму із незалежним збудженням.

Постійні втрати двигуна:

$$\Delta P_c = \Delta P_B + \Delta P_{ст} + \Delta P_{мех.дв}. \quad (3)$$

де  $\Delta P_B = I_B^2 (r_B + r_{в.д}) = U_B I_B$  – потужність втрат на збудження двигуна;  $U_B, I_B$  – відповідно напруга та струм ланцюга збудження.

Потужність втрат на збудження максимальна під час роботи на природній характеристиці при  $\Phi = \Phi_{ном}$ . У режимах роботи з ослабленим полем вона знижується при  $U_B = U_{в.ном} = \text{const}$  пропорційно струму  $I_B$ , причому потужність втрат у міді обмотки знижується пропорційно квадрату струму збудження.

Втрати в сталі електричної машини залежать від квадрата індукції та від частоти перемагнічування магнітопроводу у ступені 1,3. В усталених режимах потік  $\Phi$  постійний, тому втрати мають місце тільки в якорі, що обертається

$$\Delta P_{ст} = \Delta P_{ст.ном} \left( \frac{\Phi}{\Phi_{ном}} \right)^2 \left( \frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^{1,3}, \quad (4)$$

частота перемагнічування сталі якого пропорційна кутової швидкості двигуна. При  $\Phi = \Phi_{ном} = \text{const}$  втрати в сталі залежать тільки від швидкості, в режимах ослаблення поля змінюються меншою мірою, оскільки збільшення швидкості відбувається за рахунок зниження потоку двигуна. Вочевидь, що зміни навантаження двигуна впливають на втрати сталі внаслідок змін швидкості двигуна і впливу реакції якоря.

Відомо, що момент механічних втрат двигуна  $\Delta M_{мех.дв}$  містить складові сухого тертя в підшипниках та вентиляторного моменту (рис. 1, а) [1]. Якщо прийняти його постійним та рівним середньому значенню, тоді отримаємо:

$$\Delta P_{мех.дв} = \Delta P_{мех.дв.ном} \frac{\omega}{\omega_{ном}}. \quad (5)$$

Змінні втрати двигуна:

$$\Delta P_v = I_a^2 (r_{я\Sigma} + r_{я.д}). \quad (6)$$

Підсумовуючи (4) – (6), отримуємо повні втрати у двигуні та його електричних ланцюгах:

$$\begin{aligned} \Delta P_{дв\Sigma} = & I_B^2 (r_B + r_{в.д}) + \Delta P_{ст.ном} \left( \frac{\Phi}{\Phi_{ном}} \right)^2 \left( \frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^{1,3} + \\ & + \Delta P_{мех.дв.ном} \frac{\omega}{\omega_{ном}} + I_a^2 (r_{я\Sigma} + r_{я.д}). \end{aligned} \quad (7)$$

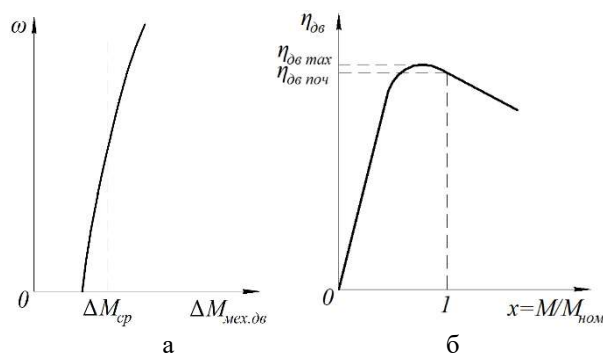


Рис. 1. Характеристика моменту втрат (а) та ККД двигуна (б)

При розрахунках для перевірки двигуна на нагрівання, необхідно враховувати тільки втрати, що гріють  $\Delta P_{дв.гр}$ , які виділяються безпосередньо у двигуні, тобто за вирахуванням втрат у зовнішніх додаткових опорах. У цьому випадку перший та четвертий доданки рівняння (7) будуть відповідно складати  $I_B^2 r_B$  та  $\Delta P_{в.ном} = (I_a / I_{ном})^2$  замість  $I_B^2 (r_B + r_{в.д})$  та  $I_a^2 (r_{я\Sigma} + r_{я.д})$ , де  $\Delta P_{в.ном}$  – змінні втрати двигуна при роботі у номінальному режимі.

Співвідношення (6) справедливе й для двигуна зі змішаним збудженням, якщо  $I_B$  – струм обмотки незалежного збудження. Для двигуна з послідовним збудженням у цьому виразі слід приймати  $I_B = 0$ , тому що  $r_{я\Sigma}$  включає в себе опір послідовної обмотки збудження, і при розрахунках мати на увазі, що потік двигуна в цьому випадку визначається струмом якоря  $\Phi(I_a)$ .

Для асинхронного двигуна частота перемагнічування сталі статора є частота прикладеної до статора напруги, а для ротора пропорційна ковзанню [4, 5]. Тому постійні втрати асинхронного двигуна можна розрахувати:

$$\begin{aligned} \Delta P_c = & 3I_{10}^2 \left( \frac{\Phi_\mu}{\Phi_{\mu ном}} \right)^2 (r_1 + r_{1д}) + \\ & + \Delta P_{ст.ном} \left( \frac{\Phi_\mu}{\Phi_{\mu ном}} \right)^2 \left( \frac{f_1}{f_{1ном}} \right)^{1,3} (1 + s^{1,3}) + \\ & + \Delta P_{мех.дв.ном} \frac{\omega}{\omega_{ном}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Тут  $I_{10}$  – струм холостого ходу двигуна. Перший доданок наближено враховує втрати від протікання струму намагнічування по ланцюгу статора, умовно виділені із загальних втрат, пропорційних квадрату струму статора. Втрати  $\Delta P_{1\text{ст.ном}}$  представляють собою втрати в сталі статора у номінальному режимі, причому виходячи з приблизної рівності обсягів сталі статора і ротора, при  $s=1$  прийнято  $\Delta P_{2\text{ст.ном}} = \Delta P_{1\text{ст.ном}}$ .

Змінні втрати асинхронного двигуна:

$$\begin{aligned} \Delta P_v &= 3I_1^2 (r_1 + r_{1д}) + 3I_2^2 (r_2' + r_{2д}') = \\ &= 3I_2^2 (r_2' + r_{2д}') \left( 1 + \frac{r_1 + r_{1д}}{r_2' + r_{2д}'} \right) = M \omega_0 s \left( 1 + \frac{r_1 + r_{1д}}{r_2' + r_{2д}'} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

У виразі (9) прийнято  $I_1 = I_2'$ , тому що втрати від струму холостого ходу вже умовно враховані у постійних втратах. Повні втрати асинхронного двигуна отримуємо просумувавши (8) та (9):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{дв}\Sigma} &= 3I_{10}^2 \left( \frac{\Phi_{\mu}}{\Phi_{\mu\text{ном}}} \right)^2 (r_1 + r_{1д}) + \\ &+ \Delta P_{1\text{ст.ном}} \left( \frac{\Phi_{\mu}}{\Phi_{\mu\text{ном}}} \right)^2 \left( \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} \right)^{1,3} (1 + s^{1,3}) + \\ &+ \Delta P_{\text{мех.дв.ном}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} + M \omega_0 s \left( 1 + \frac{r_1 + r_{1д}}{r_2' + r_{2д}'} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Гріючи втрати асинхронного двигуна:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{дв.гр}} &= 3I_{10}^2 r_1^2 \left( \frac{\Phi_{\mu}}{\Phi_{\mu\text{ном}}} \right)^2 + \Delta P_{1\text{ст.ном}} \left( \frac{\Phi_{\mu}}{\Phi_{\mu\text{ном}}} \right)^2 \times \\ &\times \left( \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} \right)^{1,3} (1 + s^{1,3}) + \Delta P_{\text{мех.дв.ном}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} + \\ &+ M \omega_0 s \left( 1 + \frac{r_1}{r_2'} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Для синхронного двигуна за аналогією с асинхронним двигуном, при  $s = 1$ :

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{дв}\Sigma} &= I_B^2 (r_B + r_{Bд}) + \Delta P_{1\text{ст.ном}} \left( \frac{\Phi}{\Phi_{\text{ном}}} \right)^2 \times \\ &\times \left( \frac{f_1}{f_{1\text{ном}}} \right)^{1,3} + \Delta P_{\text{мех.дв.ном}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} + 3I_1^2 (r_1 + r_{1д}). \end{aligned} \quad (12)$$

При перевірці двигуна на нагрівання гріючі втрати визначаються (12) при  $r_{Bд} = r_{1д} = 0$ .

Наведені співвідношення дають можливість розраховувати втрати енергії у двигуні для перевірки його умов роботи по нагріванню. Зазначимо, що на практиці розрахунки втрат навіть у поданому спрощеному вигляді можуть викликати труднощі у зв'язку з відсутністю всіх даних та характеристик. Розглянемо далі приклад розрахунку та ряд рекомендацій, які дають змогу додатково спростити визначення втрат для конкретних умов.

При необхідності визначення енергетичних показників електроприводу повні втрати потужності у двигуні та його ланцюгах дозволяють розрахувати ККД двигуна  $\eta_{\text{дв}} = P_2 / P_1$ . Враховуючи що електромагнітний момент пропорційний струму силового ланцюга, залежність ККД від коефіцієнта завантаження двигуна  $x = M / M_{\text{ном}}$  можна представити більш наглядно ( $\omega = \omega_{\text{ном}}$ , додаткові опори відсутні):

$$\eta_{\text{дв}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M \omega}{M \omega + \Delta P_{\text{дв}\Sigma}} = \frac{P_{\text{ном}} x}{P_{\text{ном}} x + \Delta P_c + \Delta P_{\text{вном}} x^2}. \quad (13)$$

Залежність  $\eta_{\text{дв}} = f(x)$  нелінійна та має максимум при  $x_{\text{опт}} = \sqrt{\Delta P_c / \Delta P_{\text{вном}}}$ . Визначивши екстремум цієї функції, отримуємо максимальне значення ККД:

$$\eta_{\text{дв max}} = \frac{P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}} + 2\sqrt{\Delta P_c \Delta P_{\text{вном}}}}. \quad (14)$$

При  $\Delta P_c = \Delta P_{\text{вном}}$  максимум ККД відповідає номінальному навантаженню двигуна. Зазвичай постійні втрати відносно менші,  $x_{\text{опт}} < 1$ , завдяки чому забезпечується збереження високого ККД у широкому діапазоні зміни завантаження двигуна (див. рис. 1, б).

Повні втрати енергії в електроприводі відповідно до (2) включають в себе сумарні втрати в передавальному пристрої та рухомих елементах механізму. Відомо, що момент тертя у передачах та механізмі залежить від корисного навантаження передач  $M_{\text{кор}}$ , як показано на рис. 2, а, де  $\Delta M_{\text{мех}0}$  є момент тертя спокою. З урахуванням цієї залежності потужність втрат у механізмі можна представити:

$$\Delta P_{\text{мех}\Sigma} = \Delta P_{\text{мех}0} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} + (\Delta P_{\text{мех.ном}} - \Delta P_{\text{мех}0}) \frac{M_{\text{кор}}}{M_{\text{мех.ном}}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (15)$$

де  $\Delta P_{\text{мех}0} = \Delta M_{\text{мех}0} \omega_{\text{ном}}$ ;  $\Delta P_{\text{мех.ном}} = \Delta M_{\text{мех.ном}} \omega_{\text{ном}}$ .

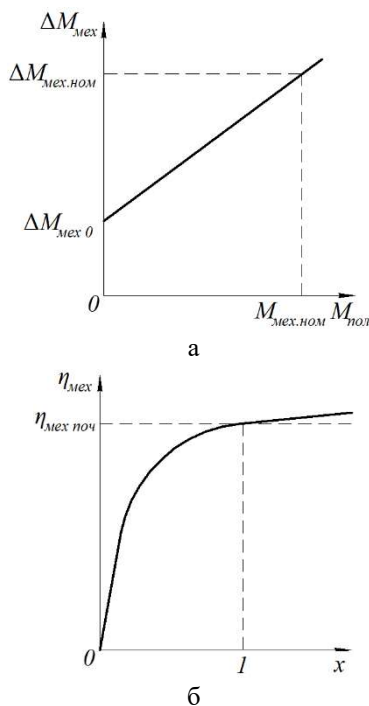


Рис. 2. Характеристика моменту втрат (а) та ККД (б) механічної частини електропривода

Таким чином, і в механічній частині втрати можна розділити на постійні та змінні, й визначити ККД механізму так (при  $\omega = \omega_{\text{ном}}$ ):

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{P'_{\text{ном}} x}{P'_{\text{ном}} x + \Delta P_{\text{мех}0} + (\Delta P_{\text{мех.ном}} - \Delta P_{\text{мех}0}) x}, \quad (16)$$

де  $P'_{\text{ном}} = M_{\text{мех.ном}} \omega_{\text{ном}}$ .

Ця залежність також нелінійна, проте пропорційність змінних втрат коефіцієнту завантаження визначає монотонне зростання ККД при зростанні корисного навантаження. І тут відносно зменшення постійних втрат розширює межі зміни навантаження, у яких ККД близький до номінального (рис. 2, б).

#### Енергетичні характеристики

Економічність роботи електромеханічної системи визначає ККД електроприводу:

$$\eta_{\text{еп}} = \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{мех}}. \quad (17)$$

Розглянуті залежності  $\eta_{\text{дв}}$  та  $\eta_{\text{мех}}$  від завантаження електроприводу дозволяють переконатися в тому, що значний запас при виборі двигуна за потужністю та недовикористання його в експлуатації погіршує енергетичні показники приводу та механізму.

На рис. 3 наведено залежність  $\eta = f(P_2)$ , яка побудована під час роботи двигуна на природній характеристиці. ККД у номінальному режимі дорівнює  $\eta_{\text{ном}} = 0,75 \div 0,95$ , зі збільшенням номінальної потужності  $P_{\text{ном}}$  двигуна ККД зростає. При наростанні навантаження  $P_2$  на валу двигуна ККД зростає у зв'язку з ростом корисної потужності, при  $P_2 \approx P_{\text{ном}}$  ККД досягає максимуму, при подальшому зростанні  $P_2$  ККД знижується у зв'язку зі збільшенням втрат потужності всередині машини.

Іншим показником, що характеризує машину змінного струму як приймач електричної енергії є коефіцієнт потужності, що враховує ефективність використання активної енергії. При синусоїдальній формі напруги і струму коефіцієнт потужності  $\cos \varphi$  є відношенням активної потужності ( $P$ ) до повної потужності ( $S$ ). На рис. 3, б наведена енергетична характеристика асинхронного двигуна  $\cos \varphi_1 = f(P_2)$ . При роботі в режимах, близьких до номінального, коефіцієнт потужності досягає значень  $\cos \varphi_1 = 0,7 \div 0,85$ . У режимі холостого ходу двигун споживає переважно реактивну енергію,  $\cos \varphi_{10} = 0,05 \div 0,15$  враховує споживання активної енергії на покриття втрат енергії в двигуні. При  $P_2 > P_{\text{ном}}$  коефіцієнт потужності знижується за рахунок зростання реактивної складової струму ротора.

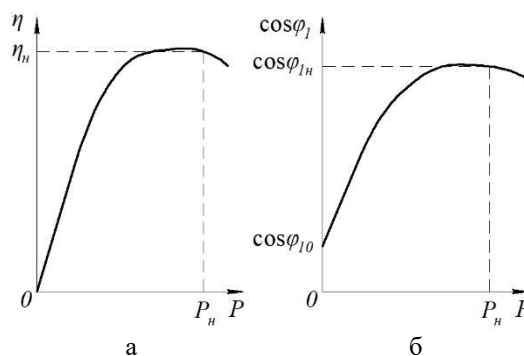


Рис. 3. Енергетичні характеристики АД

*Підвищення енергетичних показників асинхронних двигунів.*

Коефіцієнт потужності асинхронного двигуна при синусоїдальних напругах і струмах визначається виразом

$$\cos \varphi = \frac{P}{S} = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}}, \quad (18)$$

де  $P = M\omega_0 + 3I_1^2 R_1$  – активна потужність;  
 $Q = 3I_0^2 x_0 + 3I_1^2 x_1 + 3I_2^2 x_2'$  – реактивна потужність;  
 $S$  – повна потужність [2].

Для більшості двигунів номінальний  $\cos \varphi \approx 0,8 \div 0,9$ , при цьому  $Q \approx (0,5 \div 0,7)P$ , тобто асинхронний двигун споживає значну реактивну потужність. Чим нижче  $\cos \varphi$ , тим більше споживається з мережі реактивної потужності, завантажуючи її реактивним струмом та викликаючи додаткові втрати. При цьому зменшується пропускна спроможність лінії.

Коефіцієнт потужності залежить від завантаження асинхронного двигуна. При холостому ході коефіцієнт потужності невеликий, внаслідок значного за величиною струму намагнічування по відношенню до активної складової. По мірі зростання навантаження зростає  $\cos \varphi$ , досягаючи свого максимального значення приблизно при номінальному навантаженні.

Асинхронні двигуни є основним споживачем реактивної потужності у системах енергопостачання. Тому підвищення  $\cos \varphi$  асинхронних двигунів дозволяє суттєво знизити втрати енергії в мережі, що дуже актуально в умовах дефіциту та великої вартості електроенергії.

Основними заходами щодо підвищення  $\cos \varphi$  асинхронних двигунів є:

- заміна малозавантажених двигунів двигунами меншої потужності, що збільшить ступінь завантаження, а отже, і  $\cos \varphi$ ;
- обмеження невиробничої роботи асинхронних двигунів на холостому ході;
- зниження напруги живлення двигунів, які працюють з малим навантаженням, шляхом застосування системи регулятор напруги-АД. При зниженні напруги до оптимального значення зменшується магнітний потік двигуна, струм намагнічування та втрати у сталі. В результаті цього підвищується  $\cos \varphi$  й зменшується сумарні втрати двигуна. Зменшення напруги живлення дуже ефективно

для асинхронних електроприводів з вентиляторним навантаженням;

- використання конденсаторів потужності: додавання банків конденсаторів до системи може допомогти знизити вплив індуктивного опору і підвищити  $\cos \varphi$ ;

- використання реактивного потужного компенсатора: це пристрій, який компенсує реактивну потужність, полегшуючи роботу асинхронного двигуна та підвищуючи його  $\cos \varphi$ ;

- використання високоефективних обмоток також може допомогти зменшити енергетичні втрати та покращити коефіцієнт потужності.

- заміна асинхронних приводів з реостатним регулюванням швидкості частотно-регульованим, що допоможе оптимізувати роботу асинхронних двигунів, знижуючи вплив реактивної потужності на їх ефективність.

Швидкодія асинхронних електроприводів з реостатним регулюванням швидкості може бути досягнута вибором оптимального ковзання під час пуску та гальмування. Оскільки механічні характеристики асинхронного двигуна нелінійні, є оптимальне значення критичного моменту, що забезпечує мінімум часу розгону і гальмування приводу.

**Висновки.** Необхідність розрахунку втрат енергії при проектуванні та експлуатації обумовлена тим, що визначення непродуктивних витрат енергії є найважливішою характеристикою економічності роботи механізму та їх аналіз – основа пошуку шляхів енергозбереження. Змінні втрати двигуна обумовлені протіканням струмів по опорам силового ланцюга, отже, безпосередньо пов'язані з навантаженням двигуна. Наведено приклад розрахунку та ряд рекомендацій, які дають змогу додатково спростити визначення втрат для конкретних умов.

Пропорційність змінних втрат коефіцієнту завантаження визначає монотонне зростання ККД при зростанні корисного навантаження. І тут відносно зменшення постійних втрат розширює межі зміни навантаження, у яких ККД близький до номінального.

Для зменшення втрат можна вжити різні заходи, такі як покращення ефективності електродвигунів, використання оптимізованих приводних механізмів та енергоефективних кабелів, а також оптимізація систем керування та моніторингу.

Асинхронні двигуни є основним споживачем реактивної потужності у системах енергопостачання. Тому підвищення  $\cos\varphi$  асинхронних двигунів дозволяє суттєво знизити втрати енергії в мережі, що дуже актуально в умовах дефіциту та великої вартості електроенергії.

#### Л і т е р а т у р а

1. Зеленов А.Б. Теорія електропривода. Методика проектування електроприводів: Підручник. Луганськ: Ноулідж, 2010. 670 с.
2. Колб Ант. А, Колб А.А. Теорія електроприводу: Навчальний посібник. 2-е вид. перероб. і доп. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2011. 540 с.
3. Rudnjev, Y., Romanchenko, J., Romanchenko, O. Study of Impact Phenomenon in Mechatronic Systems Proceedings of the 2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy System, MEES 2022, 2022, p. 1-6.
4. Шевченко І.С., Морозов Д.І. Електромеханічні процеси в асинхронному електроприводі: навчальний посібник. Алчевськ: ДонДТУ. 2009. 349 с.
5. Rudnjev J., Shevchenko I., Romanchenko J. Mathematical model of an asynchronous machine in real coordinates of state. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 5 (269). С. 24-28.

#### R e f e r e n c e s

1. Zelenov A.B. Teorija elektroprivoda. Metodyka proektuvannja elektroprivodiv: Pidruchnyk. Lugansk: Noulidzh, 2010. 670 s.
2. Kolb Ant. A, Kolb A.A. Teorija elektroprivodu: Navchal'nyj posibnyk. 2-e vyd. pererob. i dop. Dnipropetrovs'k: Nacional'nyj girnychyj universytet, 2011. 540 s.
3. Rudnjev, Y., Romanchenko, J., Romanchenko, O. Study of Impact Phenomenon in Mechatronic Systems Proceedings of the 2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy System, MEES 2022, 2022, p. 1-6.
4. Shevchenko I.S., Morozov D.I. Elektromehaniichni procesy v asynhronnomu elektroprivodi: navchal'nyj posibnyk. Alchevs'k: DonDTU. 2009. 349 s.
5. Rudnjev J., Shevchenko I., Romanchenko J. Mathematical model of an asynchronous machine in

real coordinates of state. Visnyk Shidnoukrai'ns'kogo nacional'nogo universytetu imeni Volodymyra Dalja. 5 (269). S. 24-28.

#### **Rudnjev Y.S., Romanchenko J.A., Rybalka Y.L. Energy losses in steady-state operating modes of electric drives, energy characteristics and their improvement.**

*The article presents an analysis of energy losses in steady-state operating modes of electric drives and an increase in energy performance. It is shown that the task of correctly determining/calculating the required electric drive power and selecting motors with sufficient power and overload capacity is of extremely important practical importance. The performance, reliability and efficiency of driven machines significantly depend on the correct choice of engines during design. The authors indicated that the passage of energy flow from the network to the working body of the mechanism is accompanied by energy losses in all elements of the electric drive. The need to calculate energy losses during design and operation is due to the fact that the determination of unproductive energy costs is the most important characteristic of the efficiency of the mechanism, and their analysis is the basis for finding ways to save energy. It is indicated that losses in electric machines are divided into constant and variable. Variable motor losses are caused by the flow of currents through the resistances of the power circuit, and therefore are directly related to the motor load. Losses in three types of engines are analyzed. It is shown that to check the engine for heating, it is necessary to take into account only the heating losses that are generated directly in the engine. Relationships are given that allow you to calculate energy losses in the engine to check its operating conditions. An example of a calculation is considered and a number of recommendations are given to further simplify the determination of losses for specific conditions. The article notes that the efficiency of the electromechanical system determines the efficiency of the electric drive, as well as the power factor, which takes into account the efficiency of active energy use. The main measures to increase the power factor of asynchronous motors are considered. The performance of asynchronous electric drives with rheostatic speed control can be achieved by choosing optimal sliding during starting and braking. Since the mechanical characteristics of an asynchronous motor are nonlinear, there is an optimal value of the critical torque that provides a minimum of acceleration and deceleration time for the drive.*

**Key words:** power, energy losses, steady state operation, electric drive, asynchronous motor, power factor, slip.

---

**Руднев Євген Сергійович** – д.т.н., доц., завідувач кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [rudnev\\_es@snu.edu.ua](mailto:rudnev_es@snu.edu.ua)

**Романченко Юлія Андріївна** – к.т.н., доц., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [romanchenko\\_ja@snu.edu.ua](mailto:romanchenko_ja@snu.edu.ua)

**Рибалка Євген Львович** – магістрант кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [ee-23dm-436@snu.edu.ua](mailto:ee-23dm-436@snu.edu.ua)

Стаття подана 04.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-66-69>

УДК 622.8

## ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТОЧНОСТІ УЯВНОЇ ГУСТИНИ ВУГІЛЛЯ ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ВИКИДОНЕБЕЗПЕЧНОСТІ ШАХТОПЛАСТІВ

Руднєв Є.С., Філатєва Е.М., Попович В.А., Антощенко М.І.

## ON THE ISSUE OF DETERMINING THE ACCURACY OF THE APPARENT DENSITY OF COALS TO ESTABLISHING THE OUTBURST HAZARD OF COAL SEAMS

Rudniev Y.S., Filatieva E.M., Popovich V.A., Antoshchenko M.I.

*В статті розглянуто можливість визначення уявної густини для прогнозу схильності вугільних пластів до прояву раптових викидів з використанням емпіричної залежності, яка отримана на підставі статистичної обробки показників технічного аналізу вугілля.*

*Методика заснована на порівняльному аналізі для кожного шахтопласта відповідності розрахункових значень уявної густини вугілля зі значеннями, які встановлені стандартним методом.*

*За результатами досліджень спостерігається практична відсутність кореляційної взаємозалежності між розрахунковими значеннями уявної густини та її величинами, які експериментально визначені за методикою загальноприйнятих стандартів. Це вказує на повну невідповідність точності визначення уявної густини вугілля відповідно до емпіричної залежності її значенням, встановленим стандартним методом. Близькість отриманих розрахункових значень уявної густини вугілля відповідно до емпіричних залежностей, з використанням відповідно одного показника виходу летких речовин ( $V^{daf}$ ) і трьох (виходу летких, вологи та виходу золи) впливаючих факторів, дає підставу аналізувати уявну густину вугілля тільки від  $V^{daf}$ . В залежності від  $V^{daf}$ , поліном ступеня другого порядку досить з високою тісністю кореляційного зв'язку характеризує уявну густину вугілля визначену стандартним методом.*

*Достовірне визначення уявної густини вугілля можливе тільки стандартними методами, виключивши використання емпіричних залежностей із застосуванням показників технічного аналізу, що підтверджується значним середньоквадратичним відхиленням, яке перевищує в 1,5 рази точність визначення.*

*Вперше на підставі статистичної обробки експериментальних даних про уявну густину вугілля та показників технічного аналізу для*

*шахтопластів Донбасу та Львівсько-Волинського басейнів доведена неприпустимість використання розрахункових значень відповідно до емпіричних рівнянь для прогнозування схильності шахтопластів до раптових викидів вугілля та газу при веденні гірничих робіт.*

*Результати досліджень дозволяють розробити пропозиції щодо вдосконалення нормативної бази у частині прогнозу викидонебезпечності вугільних пластів.*

**Ключові слова:** вугілля, уявна густина, стандартний метод, викидонебезпечність, шахтопласти, нормативна база, удосконалення.

**Вступ.** Густина є одним із найважливіших фізичних характеристик вкопного вугілля. Для дисперсних і пористих тіл, до яких належить вугілля, розрізняють дійсну та уявну. Їх значення використовують при обчисленні запасів вугілля в надрах, при встановленні кількості видобутого палива, а також для розрахунку пористості вугілля [1]. Зокрема пористість вугілля необхідна для контролю визначення природної газоносності шахтопластів [2], яка значною мірою визначає їх схильність до раптових викидів вугілля та газу при веденні гірничих робіт [3]. До теперішнього часу природа виникнення раптових викидів вугілля та газу не розкрита повною мірою. З цієї причини науково-дослідні роботи, спрямовані на вирішення цієї проблеми, є актуальними для промисловості всіх вугледобувних країн світу. Точність встановлення густини вкопного вугілля багато в чому може сприяти успішному вирішенню проблеми безпечного відпрацювання вугільних пластів схильних до

прояву раптових викидів. До таких робіт належить, розроблений свого часу, каталог колекторських властивостей кам'яного вугілля та антрацитів Донецького та Львівсько-Волинського басейнів [2]. У цьому нормативно-довідковому документі наведено відомості про категорійну небезпеку шахт щодо виділення вибухонебезпечного газу (метану) та зазначено схильність до раптових викидів вугілля та газу для 779 шахтопластів. Для більшої частини сукупності з 592 шахтопластів уявна густина вугілля була визначена згідно зі стандартом, який діяв у той період часу (ГОСТ 2160-82). Основні його положення залишилися незмінними й вони наведені у сучасному нормативному документі [4].

Для другої частини шахтопластів зі 184 сукупностей уявна густина  $d_a^r$  визначалася відповідно до емпіричної залежності:

$$d_a^r = 1,325 - 0,003V^{\text{daf}} + 0,01(A^r + W_t^r), \text{ г/см}^3. \quad (1)$$

де  $V^{\text{daf}}$  – масовий вихід летких речовин при термічному розкладанні вугілля без доступу повітря на сухий беззольний стан проби, %. Визначався згідно зі стандартом (ГОСТ 6382-80), який діяв у той період часу, нині це нормативний документ [5];  $W_t^r$  – волога вугілля (пластова), %, визначалася згідно зі стандартом (ГОСТ 11014-81), який діяв на час складання каталогу [2];  $A^r$  – середній вихід золи (пластової), %, встановлюється відповідно до ГОСТу 9815-75.

У каталозі [2] наведено значення, визначені принципово різними методами. Найбільш достовірними є експериментальні дані для 592 шахтопластів, які були визначені відповідно до вимог стандарту [4]. Згідно з цими вимогами, незалежно від методу випробувань (насичення пор й тріщин водою або з парафінуванням шматків) межа повторюваності (точність визначення) становить  $0,03 \text{ г/см}^3$  або 2% від середнього результату.

Для 184 шахтопластів показники тісноти кореляційних зв'язків розрахункових значень уявної густини  $d_a^{r(p)}$ , встановлених із застосуванням емпіричного рівняння 1, в каталозі [2] не наведені. З цієї причини для сукупності цих шахтопластів не встановлено достовірність визначення уявної густини вугілля.

**Мета статті.** Встановити можливість визначення уявної густини для прогнозу схильності вугільних пластів до прояву раптових викидів з використанням емпіричної залежності 1, яка отримана на підставі

статистичної обробки показників технічного аналізу вугілля.

**Методика досліджень** заснована на порівняльному аналізі для кожного шахтопласта відповідності розрахункових значень уявної густини вугілля  $d_a^{r(p)}$  і значеннями  $d_a^{r(ct)}$  встановленими стандартним методом.

**Результати дослідження.** У каталозі [2] наведено сукупність із 592 шахтопластів, для яких визначено значення  $d_a^{r(ct)}$  стандартним методом. Для переважної більшості цих шахтопластів (519) вказані технічні параметри вугілля ( $V^{\text{daf}}$ ,  $W_t^r$  і  $A^r$ ). Це дало можливість, маючи експериментальні дані, які визначені  $d_a^{r(ct)}$  стандартним методом, паралельно розрахувати відповідно до рівняння 1 значення  $d_a^{r(p)}$ . Співвідношення між значеннями  $d_a^{r(p)}$  та  $d_a^{r(ct)}$  для аналізованої сукупності зі 519 шахтопластів наведено на графіку (рис. 1).

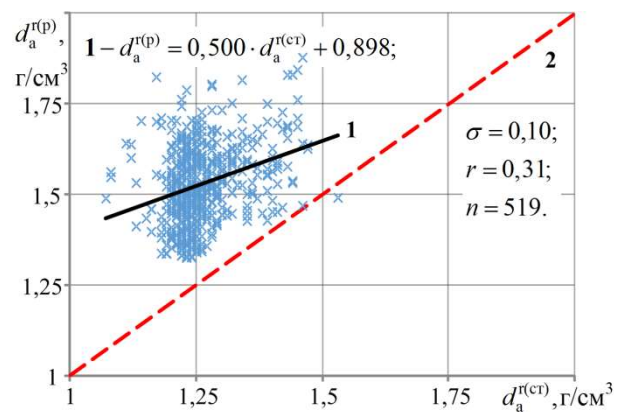


Рис. 1. Взаємозалежність між розрахунковими значеннями уявної густини ( $d_a^{r(p)}$ ) та її величинами

( $d_a^{r(ct)}$ ), які експериментально визначені за методикою загальноприйнятих стандартів:

× – встановлене співвідношення для кожного шахтопласту між значеннями  $d_a^{r(p)}$  та  $d_a^{r(ct)}$ ;

1 – усереднена пряма; 2 – бісектриса координатної

сітки;  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення;

$r$  – коефіцієнт кореляції;  $n$  – кількість пар даних.

У розглянутому випадку спостерігається практична відсутність кореляційної взаємозалежності ( $r=0,31$ ). Розташування точок, що визначають співвідношення між  $d_a^{r(p)}$  та  $d_a^{r(ct)}$ , вище бісектриси координатної сітки (2), свідчить про наявність систематичної похибки визначення  $d_a^{r(p)}$ . Середньоквадратичне відхилення ( $\sigma=0,10 \text{ г/см}^3$ ) від усередненої прямої (1) більш ніж у три рази перевищує точність визначення ( $0,03 \text{ г/см}^3$ ) стандартними

методами [4]. Це вказує на повну невідповідність точності визначення уявної густини вугілля відповідно до емпіричної залежності (1) її значенням, встановленим стандартним методом.

Виходячи зі структури побудови емпіричних залежностей (1), головним впливаючим фактором, що визначає уявну густину є ступінь метаморфічних перетворень вугілля. В якості основного та єдиного критерія таких перетворень прийнятий вихід летких речовин ( $V^{\text{daf}}$ ). Аналіз розрахункових значень  $d_a^{r(p)}$  для 184 шахтопластів, наведених у каталозі [2], показав незначний вплив інших факторів ( $W_t^r$  та  $A^r$ ). Підтвердженням цього є практично функціональна залежність лише від  $V^{\text{daf}}$  значень  $d_a^{r(p)}$ , які розраховані згідно з рівнянням 1 з додатковим залученням показників  $W_t^r$  та  $A^r$  (рис. 2).

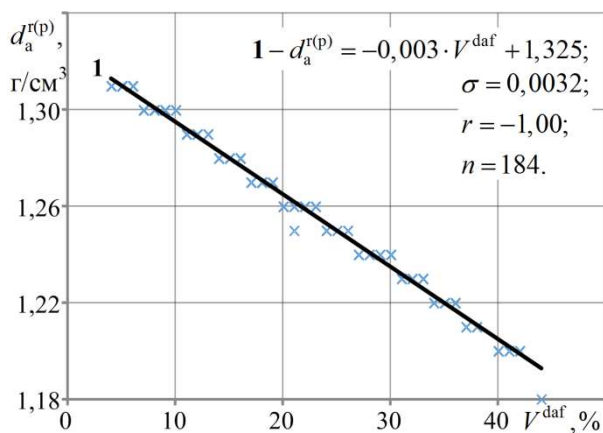


Рис. 2. Залежність розрахункових значень уявної густини вугілля ( $d_a^{r(p)}$ ) згідно з рівнянням 1 тільки від одного параметра ( $V^{\text{daf}}$ ):  $\times$  – розрахункові значення  $d_a^{r(p)}$  згідно з рівнянням 1; 1 – усереднена пряма;  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення;  $r$  – коефіцієнт кореляції;  $n$  – кількість оброблених пар даних.

Близькість отриманих розрахункових значень  $d_a^{r(p)}$  відповідно до емпіричних залежностей, з використанням відповідно одного ( $V^{\text{daf}}$ ) і трьох ( $V^{\text{daf}}$ ,  $W_t^r$  та  $A^r$ ) впливаючих факторів, дає підставу аналізувати уявну густину вугілля тільки від  $V^{\text{daf}}$ .

Зміна експериментально визначених значень уявну густину вугілля стандартним методом  $d_a^{r(ct)}$  для 592 шахтопластів ілюструється графіком їх залежності від  $V^{\text{daf}}$  (рис. 3). Для цього випадку значення  $d_a^{r(ct)}$  встановлено незалежно від застосовуваного

методу [4] (з насиченням пор й тріщин водою або з парафінуванням шматків) з межею повторюваності (точність визначення) не більше  $0,03 \text{ г/см}^3$ .

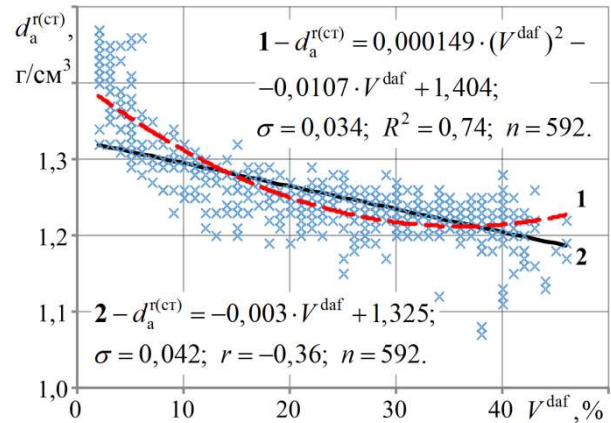


Рис. 3. Залежність уявної густини вугілля ( $d_a^{r(ct)}$ ), яка визначена за методикою загальноприйнятих стандартів, від виходу летких речовин ( $V^{\text{daf}}$ ):  $\times$  – експериментальні дані визначення уявної густини вугілля стандартним методом для сукупності з 592 шахтопластів; 1 – емпірична усереднена крива полінома ступеня другого порядку, встановлена методом найменших квадратів для сукупності із 592 шахтопластів; 2 – усереднена пряма розрахункових значень уявної густини вугілля для 184 шахтопластів (рис. 2, пряма 1);  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення;  $r$  – коефіцієнт кореляції;  $n$  – кількість оброблених пар даних.

В залежності від  $V^{\text{daf}}$ , поліном ступеня другого порядку (рис. 3, крива 1) досить з високою тісністю кореляційного зв'язку характеризує уявну густину вугілля визначену стандартним методом. Показники тісноти кореляційного зв'язку ( $R^2$  та  $\sigma$ ) для аналізованої сукупності із 592 шахтопластів відповідно дорівнюють 0,74 та  $0,034 \text{ г/см}^3$ . Слід зазначити близькі значення встановлених меж повторюваності згідно [4] та отриманого середньоквадратичного відхилення від усередненої кривої, що гарантує деяку достовірність встановлення уявної густини вугілля для розглянутої сукупності шахтопластів.

Усереднена пряма 2 (рис. 3) відображає, за своєю суттю, результати, які отримані при використанні емпіричного рівняння 1. Вона, як й рівняння 1, характеризується низьким коефіцієнтом кореляції ( $r=-0,36$ ). Значне середньоквадратичне відхилення від усередненої прямої 2 (рис. 3,  $\sigma=0,042 \text{ г/см}^3$ ), що перевищує в 1,5 рази точність визначення

(0,03 г/см<sup>3</sup>)  $d_a^{r(ст)}$  стандартним методом, виключає практичну можливість використання розрахункових значень відповідно до рівняння 1 для прогнозу схильності шахтопластів до прояву їхньої викидонебезпечності.

**Висновки.** На підставі отриманих результатів слідує висновок, що достовірне визначення уявної густини вугілля можливе тільки стандартними методами, виключивши використання емпіричних залежностей із застосуванням показників технічного аналізу.

### Література

1. James G. Speight. Handbook of coal analysis. A John Wiley & Sons, Inc. 2005. 240 p.
2. Каталог коллекторских свойств каменных углей и антрацитов Донецкого и Львовско-Волынского бассейнов / Р.М. Кривицкая та ін. Макеевка-Донбасс. МакНИИ, 1985. 48 с.
3. СОУ 10.1.00174088.011-2005. Правила ведення гірничих робіт на пластах, схильних до газодинамічних явищ. [Чинний від 2005-12-01]. Вид. офіц. Київ : Мінвуглепром України, 2005. 224 с.
4. ISO 5072:2013 Brown coals and lignites. Determination of true relative density and apparent relative density. International Organization for Standardization. 2013. 6 p.
5. ДСТУ 9220:2023 Паливо тверде мінеральне. Методи визначення виходу летких речовин. 2023. ДП «УкрНДНЦ».

### References

1. James G. Speight. Handbook of coal analysis. A John Wiley & Sons, Inc. 2005. 240 p.
2. Katalog kolektorских свойств kamennyh uglej i antracitov Doneckogo i L'vovsko-Volynskogo bassejnov. Makeevka-Donbass. MakNII, 1985. 48 s.
3. SOU 10.1.00174088.011-2005. Pravyla vedennia hirnychykh robit na plastakh, skhylnykh do hazodynamichnykh yavyshch. (2005). Kyiv, Minvuhleprom Ukrainy. 224 s.
4. ISO 5072:2013 Brown coals and lignites. Determination of true relative density and apparent relative density. International Organization for Standardization. 2013. 6 p.
5. DSTU 9220:2023 Palyvo tvrde mineralne. Metody vyznachennia vykhodu letkykh rehovyn. 2023. DP «UkrNDNTs».

**Rudniev Y.S., Filatieva E.M., Popovych V.A., Antoshchenko M.I. On The Issue Of Determining The Accuracy Of The Apparent Density Of Coals To Establishing The Outburst Hazard Of Coal Seams.**

*The article considers the possibility of determining the apparent density for the prediction of the tendency of coal seams to the manifestation of sudden emissions using the empirical dependence obtained on the basis of statistical processing of indicators of technical analysis*

*of coal. The methodology is based on a comparative analysis of the compliance between the calculated values of the apparent density of coal and the values established by the standard method for each coal seam. According to the results of research, there is a practical absence of correlational interdependence between the calculated values of the apparent density and its values, which are experimentally determined according to the methodology of generally accepted standards. This indicates a complete discrepancy between the accuracy of determining the apparent density of coal in accordance with the empirical dependence of its values established by the standard method. The closeness of the obtained calculated values of the apparent density of coal in accordance with the empirical dependences, using, respectively, one index of volatile matter output ( $V^{daf}$ ) and three (volatile output, moisture and ash output) influencing factors, gives reason to analyze the apparent density of coal only from  $V^{daf}$ . Depending on  $V^{daf}$ , a second-order polynomial with high correlation density characterizes the apparent density of coal determined by the standard method. A reliable determination of the apparent density of coal is possible only by standard methods, excluding the use of empirical dependencies with the use of indicators of technical analysis, which is confirmed by a significant root mean square deviation, which exceeds the accuracy of the determination by 1.5 times. For the first time, on the basis of statistical processing of experimental data given on the apparent density of coal and indicators of technical analysis for 592 coal seams of the Donbass and Lviv-Volyn basins, the inadmissibility of using calculated values according to empirical equations for predicting the susceptibility of mine layers to sudden emissions of coal and gas during mining operations was proven. The research results make it possible to develop proposals for improving the regulatory framework in terms of forecasting the outbursts hazard of coal seams.*

**Key words:** coal, apparent density, standard method, outbursts hazard, coal seams, regulatory framework, improvement.

**Руднев Євген Сергійович** – д.т.н., доц., завідувач кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [rudnev\\_es@snu.edu.ua](mailto:rudnev_es@snu.edu.ua)

**Філатєва Ельвіра Миколаївна** – доктор філософії, PhD, [filateva@snu.edu.ua](mailto:filateva@snu.edu.ua)

**Попович Віталій Анатолійович** – аспірант кафедри фармації, виробництва та технологій, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [asp-263-22-431@snu.edu.ua](mailto:asp-263-22-431@snu.edu.ua)

**Антощенко Микола Іванович** – д.т.н., проф., професор кафедри фармації, виробництва та технологій, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), [antoschenko@snu.edu.ua](mailto:antoschenko@snu.edu.ua)

Стаття подана 07.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-70-77>

УДК 629.4.027.31-272.82

## ЗАКОНОМІРНОСТІ ДЕФОРМУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРИ ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ У ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВНУТРІШНЬОГО ТИСКУ ТА ПРИКЛАДЕНОГО ЗОВНІШНЬОГО СТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Кузишин А.Я., Ковальчук В.В.

### PATTERNS OF DEFORMATION OF THE PNEUMATIC SPRING OF THE HIGH-SPEED ROLLING STOCK DEPENDING ON THE INTERNAL PRESSURE AND THE APPLIED EXTERNAL STATIC LOAD

Kuzyshyn A. Ya., Kovalchuk V. V.

Основою безпечної експлуатації сучасного швидкісного рухомого складу залізниць є дотримання його динамічних показників та показників безпеки руху. Метою статті є дослідження закономірностей деформування гумо-кордної оболонки пневматичної ресори сучасного швидкісного рухомого складу залізниць в залежності від величини прикладеного зовнішнього навантаження та внутрішнього тиску в ресорі. Для досягнення цієї мети було розроблено спеціальну конструкцію стенду та програму експериментальних випробувань пневматичної ресори, яка передбачала вимірювання вертикальних та горизонтальних деформацій із застосуванням сучасних вимірювальних технологій. Зміна величин внутрішнього тиску та прикладеного зовнішнього навантаження відбувалась за допомогою компресора високого тиску та гідродомкрату відповідно. Для вимірювання вертикальних та горизонтальних деформацій застосовувались високочастотні датчики лінійних переміщень. Внутрішній тиск у ресорі змінювався ступеня із кроком 0,5 атм. На основі проведених досліджень побудовано залежності вертикального переміщення кріпильної плити, а також вертикального та горизонтального деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки від величини манометричного тиску у пневматичній ресорі. Встановлено, що збільшення величини манометричного тиску в пневматичній ресорі призводить до зменшення максимальної сили зовнішнього навантаження, що необхідно для деформування ресори на її граничну величину. Відзначено певні узгодження між деформуванням гумо-кордної оболонки у горизонтальному напрямку з різницею між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної

оболонки у вертикальному напрямку. Наукова новизна отриманих результатів полягає у експериментальному встановленні закономірностей деформування гумо-кордної оболонки пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках у залежності від зміни тиску в пневматичній ресорі та прикладеного зовнішнього навантаження. Що дозволить більш точно моделювати роботу пневматичної ресори із урахуванням особливостей деформування гумо-кордної оболонки та визначати її динамічні характеристики, що необхідно на етапі проектування сучасного швидкісного рухомого складу залізниць при визначенні безпечних умов його експлуатації.

**Ключові слова:** пневматична ресора, гумо-кордна оболонка, деформування, сила, внутрішній тиск

**Вступ.** Безпечна експлуатація залізничного рухомого складу в першу чергу залежить від правильності його проектування відповідно до умов експлуатації. Водночас у процесі проектування рухомого складу досліджуються різноманітні умови роботи конструктивних елементів. Основними конструктивними елементами швидкісного рухомого складу, який експлуатується на залізничному транспорті України є застосування у другій ступені ресорного підвищення пневматичної системи. Конструктивно вона складається з таких основних елементів: пневматичної ресори 1, додаткового резервуару 3 та з'єднувального трубопроводу 2 (рис. 1).

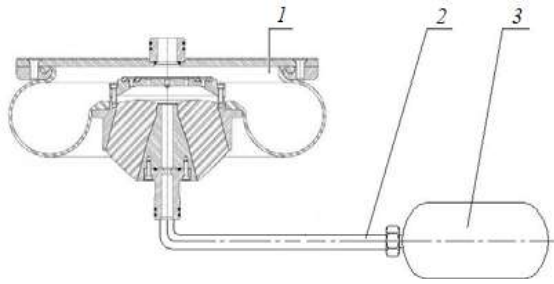


Рис. 1. Схема пневматичної ресори з додатковим резервуаром

Основними характеристиками пневматичної системи ресорного підвішування швидкісного рухомого складу залізниць є жорсткість та коефіцієнт демпфування. Аналіз та систематизація математичних моделей динамічної поведінки пневматичної ресори, оцінка можливості врахування в моделях параметрів, які чинять основний вплив на роботу пневморесори були наведені у роботі [1]. Коефіцієнт демпфування є більше внутрішньою характеристикою, яка залежить від особливостей перетікання повітря між пневматичною ресорою та додатковим резервуаром [2–4]. Жорсткість пневматичної ресори залежить не тільки від стану повітря у пневматичній ресорі, але і від особливостей деформування гумо-кордної оболонки. У роботах [5–8] наведено найбільш поширені механічні моделі пневматичних ресор, які представлені еквівалентними механічними схемами (що складаються з пружин, мас, демпфувальних та інших елементів), значення параметрів яких зазвичай визначають експериментальним шляхом. У роботі [9] авторами проведено теоретичне моделювання та експериментальний аналіз вертикальної жорсткості пневматичної ресори. При цьому, аналітичні моделі структурних параметрів пневматичної ресори встановлено з використанням підходу геометричного аналізу. Проведені експериментальні випробування показали важливість врахування жорсткості гумо-кордної оболонки при дослідженні вертикальної динамічної жорсткості пневматичної ресори. Вплив геометричних параметрів пневматичної ресори на її вертикальну жорсткість також досліджено у роботі [10]. У роботі [11] авторами виведено аналітичну формулу для визначення вертикальної жорсткості пневматичної ресори шляхом врахування швидкості зміни ефективної площі та отримана діаграма залежності коефіцієнта форми від геометричних

параметрів. Однак, точність аналітичної формули погіршується для випадку збільшення об'єму додаткового резервуару. У роботі [12] досліджено нелінійні механічні властивості пневматичної ресори з урахуванням особливостей зміни форми гумо-кордної оболонки пневматичної ресори. У роботі [13] авторами отримано рівняння жорсткості пневматичної ресори в залежності від прогину із урахуванням конфігурації гумо-кордної оболонки.

Отже, проаналізувавши вищенаведені роботи, слід відзначити, що на даний час проведено значну кількість досліджень по визначенню динамічних характеристик пневматичної системи ресорного підвішування. Однак, невирішеним завданням залишається дослідження деформування гумо-кордної оболонки у вертикальному та горизонтальному напрямках, як однієї із складових пневматичної ресори, в залежності від внутрішнього тиску, прикладеного зовнішнього навантаження та особливостей експлуатації пневматичної системи ресорного підвішування.

**Метою роботи** є експериментальне дослідження закономірностей деформування гумо-кордної оболонки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу залізниць у вертикальному та горизонтальному напрямках в залежності від величини внутрішнього тиску та прикладеного зовнішнього навантаження.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні задачі:

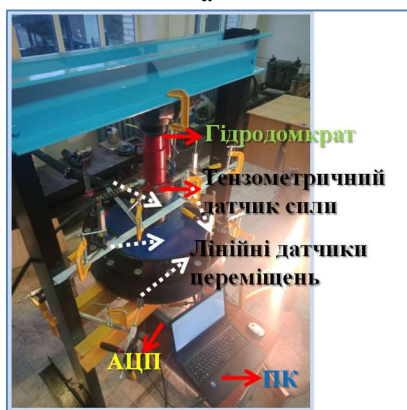
1. Розробити методологію експериментальних досліджень деформування гумо-кордної оболонки при зміні внутрішнього тиску в пневматичній ресорі та прикладеного зовнішнього навантаження.

2. Побудувати залежності вертикального переміщення кріпильної плити пневматичної ресори, вертикального та горизонтального деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки пневматичної ресори в залежності від зміни внутрішнього тиску та зовнішнього навантаження.

**Виклад основного матеріалу.** Для дослідження особливостей деформування ресори швидкісного рухомого складу залізниць при зміні внутрішнього тиску та заданні змінного зовнішнього навантаження розроблено спеціальну конструкцію стенду (рис. 2). На рис. 2, *a* наведено складові конструктивної системи ресорного підвішування, а на рис. 2, *b* - навантажувальне та вимірювальне обладнання.



a



b

Рис. 2. Процес експериментальних випробувань пневматичної ресори: *a* – конструктивна схема ресорного підвішування; *b* – навантажувальне та вимірювальне обладнання

Програма експериментальних випробувань пневматичної ресори передбачала вимірювання горизонтальних та вертикальних деформацій ресори при заданні зовнішнього навантаження від гідродомкрата. При цьому випробування проводилося у залежності від внутрішнього тиску у пневматичній ресорі. Величина тиску задавалася компресором високого тиску.

Внутрішній тиск у ресорі змінювався ступеня від 0 до 5 атм., із кроком 0,5 атм. При кожній зміні тиску на 0,5 атм. на ресору прикладалося зовнішнє навантаження від гідродомкрата, що спричиняло деформування ресори. Вимірювання вертикальних та горизонтальних деформацій ресори проводили високочастотними датчиками лінійних переміщень, які зчитувалися аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) та зберігалися у пам'яті персонального комп'ютера (ПК). Величина прикладеного навантаження (у кН) визначалася за допомогою тензометричного датчика сили та висвітлювалася на екрані цифрового перетворювача сили (рис. 3).



Рис. 3. Контроль вертикальних деформацій цифровою лінійкою та величини сили

Задання навантаження від домкрата проводилося до моменту коли вертикальна деформація пневматичної ресори по осі досягала значення 33,0 мм, що відповідає нормальній роботі пневматичної ресори. Перевищення деформацій 33,0 мм призводить до роботи ресори в аварійному режимі. Тому дана величина деформації ресори була обмеженням проведених досліджень при вивченні закономірностей деформування пневматичної ресори. Контроль вертикальної деформації проводився цифровою лінійкою лінійних деформацій (рис. 3).

Слід зазначити, що при прикладанні зовнішнього навантаження від гідралічного домкрата відбувається перетікання повітря у додатковий резервуар. Для фіксування втрати тиску у пневматичній ресорі використано манометр.

Отже, на основі розробленої методології експериментальних досліджень деформування гумо-кордної оболонки отримано залежності вертикального переміщення кріпильної плити, а також вертикального та горизонтального деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки від величини внутрішнього тиску (рис. 4–9).

Аналізуючи отримані залежності встановлено, що при збільшенні манометричного тиску від 0 атм. до 2,0 атм. різниця між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної оболонки збільшується від 3,9 мм до 12,4 мм. При подальшому збільшенні манометричного тиску від 2,0 атм. до 4,0 атм. різниця становить від 11,6 мм до 12,6 мм. А при збільшенні манометричного тиску від

4,0 атм. до 5,0 атм. спостерігається поступове зменшення вказаної різниці (рис. 10).

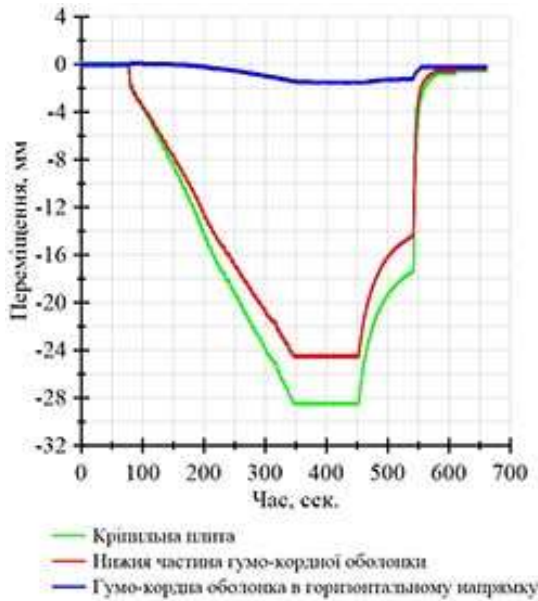


Рис. 4. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при атмосферному тиску

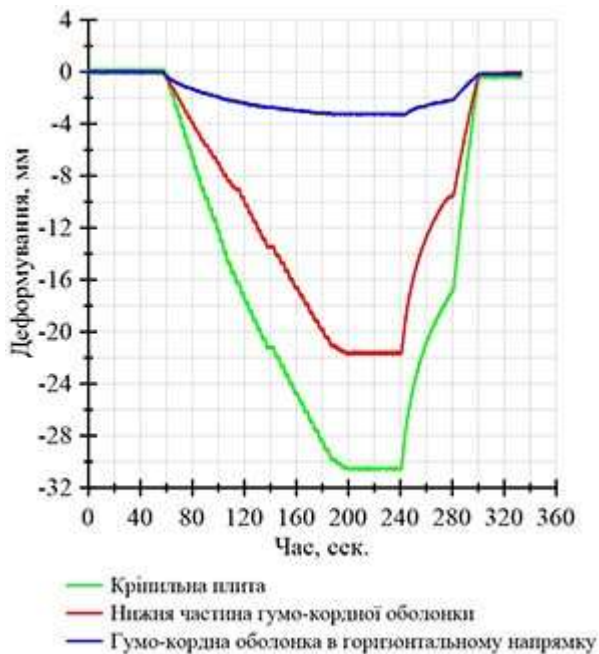


Рис. 5. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при манометричному тиску 1,0 атм.

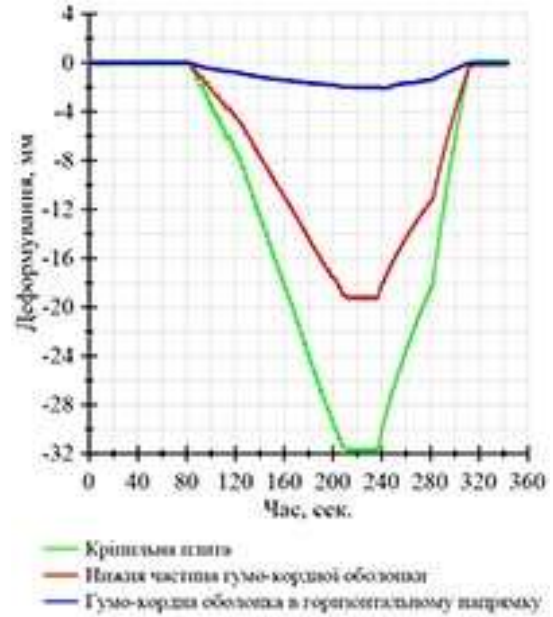


Рис. 6. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при манометричному тиску 2,0 атм.

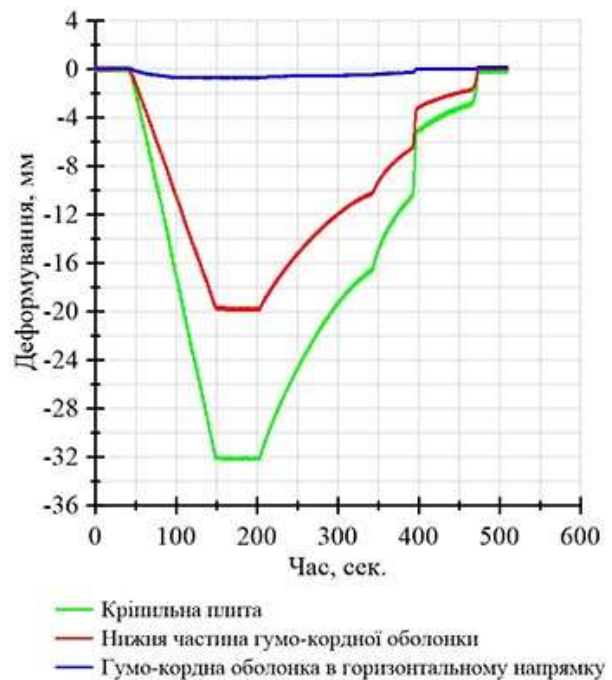


Рис. 7. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при манометричному тиску 3,0 атм.

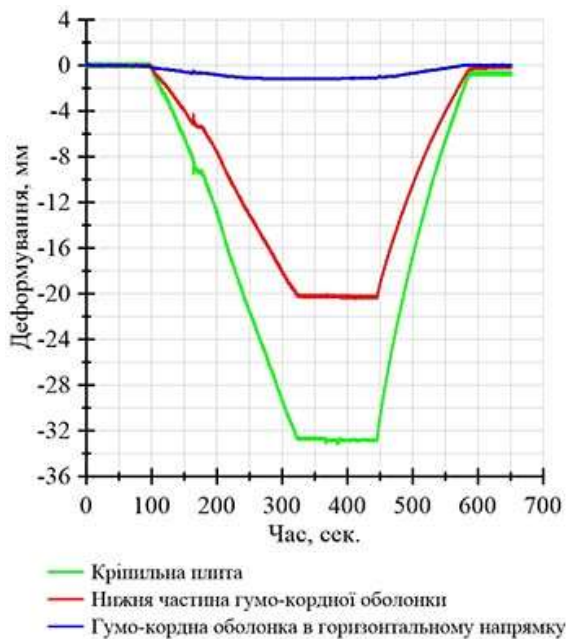


Рис. 8. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при манометричному тиску 4,0 атм.

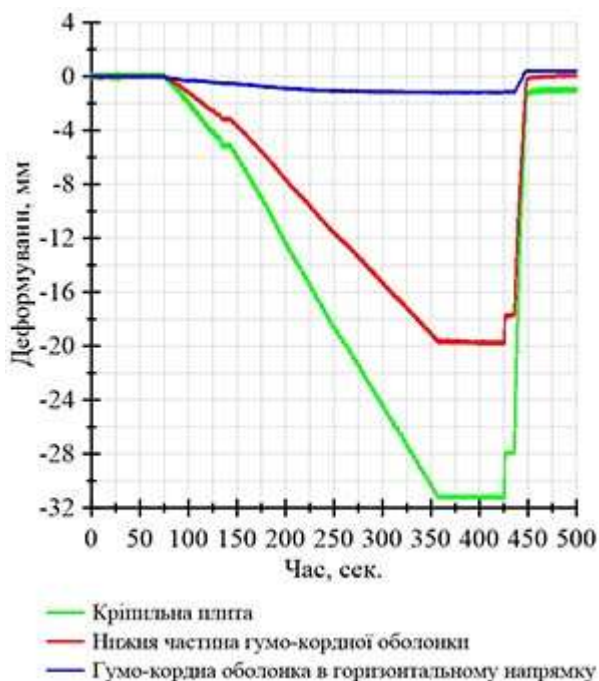


Рис. 9. Вертикальне переміщення кріпильної плити, вертикальне та горизонтальне деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки при манометричному тиску 4,5 атм.

Вищенаведені особливості деформування гумо-кордної оболонки у вертикальному напрямку корилуються із деформуванням в горизонтальному напрямку (рис. 11).

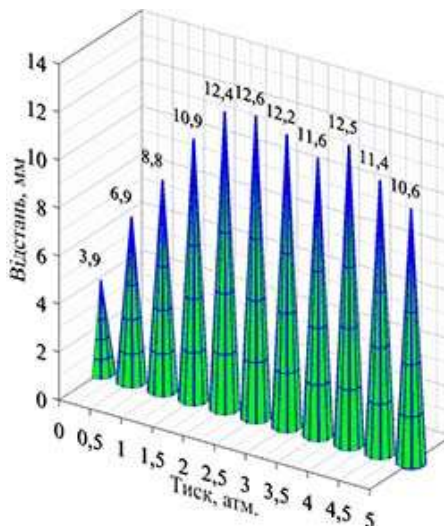


Рис. 10. Різниця між переміщенням кріпильної плити та максимальною величиною деформування нижньої частини гумо-кордної оболонки

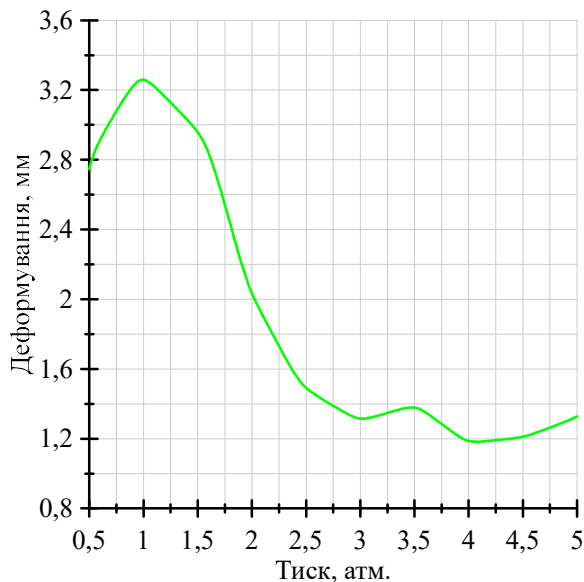


Рис. 11. Деформування гумо-кордної оболонки в горизонтальній площині в залежності від внутрішнього тиску в пневматичній ресорі

Отже, при збільшенні манометричного тиску від 1,0 атм. до 2,0 атм. деформування гумо-кордної оболонки в горизонтальному напрямку приймає максимальне значення 3,26 мм та має спадаючий характер. Цим і пояснюється збільшення різниці між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної оболонки у цьому діапазоні. При подальшому збільшенні манометричного тиску від 2,0 атм. до 4,0 атм. відбувається зменшення величини горизонтального деформування гумо-кордної оболонки, проте не такої інтенсивності, як у діапазоні від 1,0 атм. до 2,0 атм. Це в свою

чергу сприяє практично сталій різниці між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної оболонки. Подальше збільшення манометричного тиску в діапазоні від 4,0 до 5,0 атм. призводить до збільшення деформування гумо-кордної оболонки в горизонтальному напрямку та відповідно зменшення вказаної різниці у вертикальному.

Слід відзначити, що зміна внутрішнього тиску у пневматичній ресорі призводить до зміни максимального значення прикладеного зовнішнього навантаження, що необхідно для деформування пневматичної ресори на граничну величину рівну 33 мм (табл.).

Таблиця

**Максимальні значення прикладеного зовнішнього навантаження в залежності від внутрішнього тиску в ресорі**

Тиск, атм.	Максимальна сила зовнішнього навантаження, кН
0,5	40,40
1,0	29,42
1,5	19,10
2,0	9,54
2,5	5,86
3,0	6,95
3,5	6,67
4,0	7,56
4,5	7,48
5,0	7,91

Аналізуючи дані наведені у табл. 1 встановлено, що збільшення величини манометричного тиску в пневматичній ресорі від 0 атм. до 5,0 атм. призводить до зменшення максимальної сили зовнішнього навантаження в діапазоні від 40,40 кН до 5,86 кН., що необхідно для деформування пневматичної ресори на її граничну величину.

**Висновки.** Розроблено методологію експериментальних досліджень деформування гумо-кордної оболонки у вертикальному та горизонтальному напрямку при зміні внутрішнього тиску в пневматичній ресорі та прикладеного зовнішнього навантаження. Встановлено, що збільшення величини манометричного тиску в пневматичній ресорі призводить до зменшення максимальної сили зовнішнього навантаження, що необхідно для деформування ресори на її граничну величину при роботі у нормальному режимі 33,0 мм. Відзначено певні узгодження між деформуванням гумо-кордної оболонки у

горизонтальному напрямку з різницею між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної оболонки у вертикальному напрямку.

В діапазоні манометричного тиску 1,0÷2,0 атм. деформування у горизонтальному напрямку зменшується, проте різниця між вертикальним переміщенням кріпильної плити та деформуванням нижньої частини гумо-кордної оболонки у вертикальному напрямку збільшується. При зміні тиску в діапазоні 2,0÷4,0 атм. деформування в горизонтальній площині продовжує зменшуватись, проте у незначному діапазоні, а вказана різниця практично залишається незмінною. У діапазоні манометричного тиску 4,0÷5,0 атм. відбувається збільшення деформування в горизонтальній площині та відповідно зменшення різниці у вертикальній.

## Література

1. Кузишин А. Я., Костриця С. А., Соболевська Ю. Г., Батіг А. В. Світовий досвід створення математичних моделей пневматичної ресори: переваги та недоліки. Наука та прогрес транспорту. 2021. № 4 (94). С. 25–42. DOI: 10.15802/stp2021/245974
2. Docquier N., Fiset P., Jeanmart H. Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2007. Vol. 45. Iss. 6. P. 505–524. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110601050848>
3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Yu. Studying the diagrams "force - deformation" of a pneumatic spring of a modern rolling stock at increased speeds. *MATEC Web of Conferences*. 2024. 390. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/202439004006>
4. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Stankevych V., Hilevych V. Determining patterns in the influence of the geometrical parameters of the connecting pipeline on the dynamic parameters of the pneumatic spring of railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 1/7(121). P. 57–65. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.274180>
5. Oda N., Nishimura S. Vibration of air suspension bogies and their design. *Bulletin of JSME*. 1970. Vol. 13. Iss. 55. P. 43–50. DOI: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.13.43>
6. Pellegrini C., Gherardi F., Spinelli D., Saporito G., Romani M. Wheel-rail dynamic of DMU IC4 car for DSB: modeling of the secondary air springs and effects on calculation results. *Vehicle System Dynamics*. 2006. Vol. 44. Iss. sup1. P. 433–442. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110600872960>
7. Aizpun M., Vinolas J., Alonso A. Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to

- identify the vehicle model parameters. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2013. Vol. 228. Iss. 4. P 408–421. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409713478592>
8. Berg M. A three-dimensional airspring model with friction and orifice damping. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 33. Iss. sup1. P. 528–539. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063109>
  9. Chen J.-J., Yin Z.-H., Rakheja S., He, J.-H., Guo K.-H. Theoretical modelling and experimental analysis of the vertical stiffness of a convoluted air spring including the effect of the stiffness of the bellows. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2017. Vol. 232. Iss. 4. P. 547–561. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407017704589>
  10. Li X., Li T. Research on vertical stiffness of belted air springs. *Vehicle System Dynamics*. 2013. Vol. 51. Iss. 11. P. 1655–1673. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.819984>
  11. Li X., He Y., Liu W., Wei Y. Research on the vertical stiffness of a rolling lobe air spring. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 2015. Vol. 230. Iss. 4. P. 1172–1183. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715585370>
  12. Qing O., Yin S. The non-linear mechanical properties of an airspring. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2001. Vol. 17. Iss. 3. P. 705–711. DOI: <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1434>
  13. Xu W., He L., Shuai C. Stiffness calculation and dynamic simulation of air spring. *ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (California, 24-28 Sep 2005). California, 2005. P. 1395–1399. DOI: <https://doi.org/10.1115/DETC2005-84338>
- References**
1. Kuzyshyn, A. Ya., Kostrytsia, S. A., Sobolevska Yu. H., Batih A. V. Svitovyi dosvid stvorennia matematychnykh modelei pnevmatychnoi resory: perevahy ta nedoliky. *Nauka ta prohres transportu*. 2021. №4(94). S. 25–42. DOI: [10.15802/stp2021/245974](https://doi.org/10.15802/stp2021/245974)
  2. Docquier N., Fissette P., Jeanmart H. Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2007. Vol. 45. Iss. 6. P. 505–524. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110601050848>
  3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Yu. Studying the diagrams "force - deformation" of a pneumatic spring of a modern rolling stock at increased speeds. *MATEC Web of Conferences*. 2024. 390. DOI: [10.1051/mateconf/202439004006](https://doi.org/10.1051/mateconf/202439004006)
  4. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Stankevych V., Hilevych V. Determining patterns in the influence of the geometrical parameters of the connecting pipeline on the dynamic parameters of the pneumatic spring of railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 1/7(121). P. 57–65. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.274180>
  5. Oda N., Nishimura S. Vibration of air suspension bogies and their design. *Bulletin of JSME*. 1970. Vol. 13. Iss. 55. P. 43–50. DOI: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.13.43>
  6. Pellegrini C., Gherardi F., Spinelli D., Saporito G., Romani M. Wheel-rail dynamic of DMU IC4 car for DSB: modeling of the secondary air springs and effects on calculation results. *Vehicle System Dynamics*. 2006. Vol. 44. Iss. sup1. P. 433–442. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110600872960>
  7. Aizpun M., Vinolas J., Alonso A. Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to identify the vehicle model parameters. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2013. Vol. 228. Iss. 4. P 408–421. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409713478592>
  8. Berg M. A three-dimensional airspring model with friction and orifice damping. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 33. Iss. sup1. P. 528–539. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063109>
  9. Chen J.-J., Yin Z.-H., Rakheja S., He, J.-H., Guo K.-H. Theoretical modelling and experimental analysis of the vertical stiffness of a convoluted air spring including the effect of the stiffness of the bellows. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2017. Vol. 232. Iss. 4. P. 547–561. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407017704589>
  10. Li X., Li T. Research on vertical stiffness of belted air springs. *Vehicle System Dynamics*. 2013. Vol. 51. Iss. 11. P. 1655–1673. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2013.819984>
  11. Li X., He Y., Liu W., Wei Y. Research on the vertical stiffness of a rolling lobe air spring. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 2015. Vol. 230. Iss. 4. P. 1172–1183. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715585370>
  12. Qing O., Yin S. The non-linear mechanical properties of an airspring. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2001. Vol. 17. Iss. 3. P. 705–711. DOI: <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1434>
  13. Xu W., He L., Shuai C. Stiffness calculation and dynamic simulation of air spring. *ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (California, 24-28 Sep 2005). California, 2005. P. 1395–1399. DOI: <https://doi.org/10.1115/DETC2005-84338>

**Kuzyshyn, A. Ya., Kovalchuk, V. V. Patterns of deformation of the pneumatic spring of the high-speed rolling stock depending on the internal pressure and the applied external static load**

*The basis of safe operation of modern high-speed railway rolling stock is compliance with its dynamic and traffic safety indicators. The purpose of the article is to study the patterns of deformation of the rubber-cord shell of the pneumatic spring of modern high-speed railway rolling stock depending on the magnitude of the applied external load and internal pressure in the spring. To achieve this goal, a special design of the stand and a program of experimental tests of the pneumatic spring were developed, which involved measuring vertical and horizontal deformations using modern measuring technologies. The change in the values of internal pressure and applied external load took place with the help of a high-pressure compressor and a hydraulic jack, respectively. High-frequency linear displacement sensors were used to measure vertical and horizontal deformations. The internal pressure in the spring changed in steps of 0.5 atm. On the basis of the conducted research, the dependence of the vertical movement of the fastening plate, as well as the vertical and horizontal deformation of the lower part of the rubber-cord shell on the value of the manometric pressure in the pneumatic spring was constructed. It was established that an increase in the value of the manometric pressure in the pneumatic spring leads to a decrease in the maximum force of the external load, which is necessary to deform the spring to its limit value. A certain agreement was noted between the deformation of the rubber-cord sheath*

*in the horizontal direction with the difference between the vertical movement of the fastening plate and the deformation of the lower part of the rubber-cord sheath in the vertical direction. The scientific novelty of the obtained results lies in the experimental establishment of the patterns of deformation of the rubber-cord shell of the pneumatic spring in the vertical and horizontal directions depending on the change in pressure in the pneumatic spring and the applied external load. That will allow to more accurately model the operation of the pneumatic spring taking into account the deformation characteristics of the rubber-cord shell and determine its dynamic characteristics, which is necessary at the stage of designing modern high-speed railway rolling stock when determining the safe conditions of its operation.*

**Keywords:** *pneumatic spring, rubber cord shell, deformation, force, internal pressure*

**Кузишин Андрій Ярославович** – доктор філософії (PhD), доцент кафедри «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua

**Ковальчук Віталій Володимирович** – д.т.н., професор, професор кафедри «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, kovalchuk.diit@gmail.com

Стаття подана 20.04.2024.

## ЕКОНОМІЧНІ НАУКИ

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-78-85>

УДК 339.138:334.72

### ОПТИМІЗАЦІЯ ВИТРАТ НА МАРКЕТИНГ ТА РЕКЛАМУ ЯК ЗАСОБИ ІННОВАЦІЙНОЇ МАРКЕТИНГОВОЇ ПОЛІТИКИ ПІДПРИЄМСТВА

Гавриушенко Г.В.

### OPTIMIZATION OF MARKETING AND ADVERTISING COSTS AS A MEANS OF INNOVATIVE MARKETING POLICY OF THE ENTERPRISE

Havriushenko H.V.

*У статті наголошено на тому, що маркетинг та реклама є важливими аспектами будь-якого бізнесу, однак часто вони потребують значних витрат. Зазначено, що оптимізація витрат на маркетинг та рекламу виступає елементом інноваційної маркетингової політики підприємства, дозволяючи більш ефективно використовувати ресурси та впроваджувати новаторські стратегії. Бізнеси, які ефективно оптимізують свої витрати, мають перевагу перед конкурентами. Зазначено, що основними аспектами, що можуть призводити до проблем в частині оптимізації витрат на маркетинг та рекламу, є: брак або недостатність даних про ефективність рекламних кампаній; недостатня цільова спрямованість реклами; низька якість рекламного контенту; неправильний вибір каналів реклами; нестабільні ринкові умови; неправильна стратегія цінової політики; непослідовність і недостатній моніторинг. Наголошено на тому, що для оптимізації витрат на маркетинг та рекламу необхідно запровадити систему оперативного отримання інформації про ефективність як окремих маркетингових заходів, так і маркетингової діяльності загалом. Зазначено, що контроль роботи маркетологів об'єктивний лише у разі дотримання правила: «Необхідне планування з чіткими кількісними показниками». Запропоновано виділяти три основні етапи оцінки роботи маркетологів при впровадженні інноваційної маркетингової політики підприємства, а саме: 1 етап – постановка завдань, що включає вивчення організації, визначення товарів/послуг, що дають прибуток, вивчення контрагентів, моніторинг інформаційного поля,*

*складання бюджету на рекламу та маркетинг; 2 етап – оцінка результатів, що передбачає установлення планових величин (показники у бюджетах), розрахунок ефективності витрат на рекламу, оцінка якості роботи зі споживачами (виміряти цей показник можна за допомогою опитування цільової аудиторії), рівень рекламної поінформованості, тобто розуміння, наскільки співробітники знають кон'юнктуру ринку, поінформовані про нові продукти та діяльність конкурентів; 3 етап – підготовка програми коригувальних заходів, що передбачає розроблення плану коригувальних заходів на майбутній період, призначення відповідальних за їх виконання, встановлення конкретних термінів виправлення невідповідностей. Програма повинна включати ті дії, які допоможуть виключити виявлені негативні сторони роботи маркетингової служби. Наголошено на тому, що оптимізація витрат на маркетинг та рекламу потребує системного підходу та постійного аналізу результатів для забезпечення максимальної ефективності інноваційної маркетингової політики підприємства.*

**Ключові слова:** маркетинг, реклама, маркетингова політика, маркетингова інновація, інноваційна маркетингова політика підприємства.

**Вступ.** Маркетинг та реклама є важливими аспектами будь-якого бізнесу, однак часто вони потребують значних витрат. Оптимізація витрат на маркетинг та рекламу виступає елементом інноваційної маркетингової політики

підприємства, дозволяючи більш ефективно використовувати ресурси та впроваджувати новаторські стратегії. Бізнеси, які ефективно оптимізують свої витрати, мають перевагу перед конкурентами. Вони можуть пропонувати свої товари або послуги за більш конкурентоспроможними цінами, або ж вдосконалювати свої продукти. Завдяки оптимізації можна більш точно визначити цільову аудиторію та спрямовувати рекламу саме на тих, хто має великий ймовірний інтерес до продукту чи послуги. Оптимізація витрат створює можливість для експериментів та інновацій: підприємства можуть випробовувати нові ідеї без значних фінансових ризиків та швидше впроваджувати успішні стратегії. Ринкові умови і споживацькі уподобання можуть змінюватися. Оптимізація дозволяє підприємствам швидко адаптуватися до цих змін і утримувати свою ефективність в конкурентному середовищі. Отже, оптимізація витрат на маркетинг та рекламу стає важливою для досягнення успіху, забезпечення стійкості бізнесу та підтримання конкурентоспроможності в сучасному бізнес-середовищі.

**Постановка проблеми.** Проблеми оптимізації витрат на маркетинг та рекламу можуть виникати з різних причин. Основними аспектами, що можуть призвести до проблем, є:

- недостатність даних та аналітики: брак або недостатність даних про ефективність рекламних кампаній може ускладнювати процес оптимізації. Без належної аналітики важко визначити, які канали та стратегії найбільше впливають на результативність;

- недостатня цільова спрямованість: якщо реклама не налаштована на вірну цільову аудиторію, може виникнути проблема з досягненням цільових споживачів, що може призвести до витрат без значного результату;

- низька якість контенту: якщо рекламний контент не цікавий чи не привабливий для цільової аудиторії, ефективність кампаній може бути низькою;

- неправильний вибір каналів реклами: вибір неподходящих каналів реклами може призвести до невеликої віддачі від інвестицій. Кожен бізнес має свою унікальну цільову аудиторію, і не кожен канал може бути ефективним для всіх;

- нестабільні ринкові умови: зміни в економіці, поведінці споживачів та конкурентному середовищі можуть ускладнити прогнозування та оптимізацію витрат;

- неправильна стратегія цінової політики: неоптимальне встановлення цін на продукти або послуги може впливати на рекламні витрати та ефективність маркетингу;

- непослідовність і недостатній моніторинг: відсутність систематичного моніторингу та недостатня послідовність в оптимізаційних заходах може призвести до того, що компанія неефективно реагує на зміни та не виправляє помилки.

Отже, рішення проблеми оптимізації витрат на маркетинг та рекламу зазвичай полягає в удосконаленні стратегій, використанні аналітики, тестуванні різних підходів та вдосконаленні комунікації з цільовою аудиторією.

#### **Аналіз досліджень та публікацій.**

Проблеми впровадження маркетингових інновацій були пріоритетними у дослідженнях таких вітчизняних і зарубіжних фахівців: В.П. Александрової, І. Ансоффа, Ю.М. Бажала, А.М. Бірмана, В.І. Бокія, О.Д. Василика, Л. Водачека, А.С. Гальчинського, В.М. Гейця, А.П. Гречан, А.В. Гриньова, А.І. Даниленка, М.Я. Дем'яненко, М.П. Денисенка, І.А. Ігнатієвої, В.С. Кабакова, М.М. Кирилова, М.Д. Корінька, О.О. Лапко, Н.І. Лапіна, І.В. Новікової, В.М. Опаріна, К.В. Павлюк, А.А. Пересади, П.Т. Саблука, І.О. Тарасенко, В.М. Федосова, М.Г. Чумаченка, Ю.Є. Шенгера, Й. Шумпетера, С. І. Юрія, Ю. В. Яковця та інших. Постулати інноваційного маркетингу представлені в наукових працях Д. Воркса, К. Вотсон-Хемфілла, М. Джорджа, П. Друкера, Р. Каплана, Д. Нортон, М. Портера, К. Прахалада, А. Сливозького, Г. Стефіка та Б. Стефік, Х. Фрімана, Г. Хамела.

Оптимізація маркетингових витрат досліджувалась зарубіжними вченими – Скоттом Несліном, Роном Берманом та іншими, а також вітчизняними науковцями, серед яких: П. Заяць, Н. Косар, О. Пелецишин, Л. Гнилянська.

Питання ефективності та оптимізації рекламних витрат розглядалися такими дослідниками, як: Джон Г. Мендельсон, Хершел Герцог, Еймі У. Лендерс, Джон Ф. Шеттерлі, Гарет Д. Джеймс, Пол Дж. Мейнцінгер, Т. Г. Діброва, С. О. Солнцев, К. В. Бажеріна, О. В. Данайканич.

Разом із тим, слід зазначити, що маркетингові інновації, у тому числі в частині оптимізації витрат на маркетинг та рекламу, виникають постійно, що актуалізує вибір теми

дослідження, визначає його мету, завдання та логіку подання матеріалу.

**Мета досліджень** полягає у теоретичному обґрунтуванні шляхів оптимізації витрат на маркетинг та рекламу як засобів інноваційної маркетингової політики підприємства.

**Результати досліджень.** Важливим шляхом удосконалення інноваційної маркетингової політики підприємства є оптимізація витрат на маркетинг та рекламу. Це допоможе зрозуміти, що вимагати від маркетологів та контролювати їхню роботу. Для реалізації цієї мети *необхідно запровадити систему оперативного отримання інформації про ефективність як окремих маркетингових заходів, так і маркетингової діяльності загалом.* При цьому слід розуміти, що контроль роботи маркетологів об'єктивний лише у разі дотримання правила «Необхідне планування з чіткими кількісними показниками». Отже, для того, щоб зрозуміти, чи справляється відділ маркетингу зі своїми завданнями, необхідно їх визначити та зафіксувати.

Етапи оцінки роботи маркетологів при впровадженні інноваційної маркетингової політики підприємства представлено на рис. 1.

Як видно із рис. 1, першим етапом має бути «Постановка завдань», а першим завданням – «вивчення організації». Важливо відстежувати актуальні відомості про ринок, інформацію про попит на товари/послуги, рівень конкуренції або

можливе партнерство, наприклад, з метою здійснення крос-маркетингу. Завдання друге – «*визначення товарів/послуг, які дають прибуток*». Нерідко, провівши такий аналіз, фінансовий директор переконується в тому, що лише деякі з них приносять прибуток. Крім того, необхідно постійно підтримувати актуальність такої інформації, оскільки на її основі маркетологи розробляють рекомендації щодо правильної політики компанії в галузі збуту. Варто зауважити, що завдання «визначення товарів/послуг, що приносять прибуток» відноситься до сфери діяльності фінансового директора. Однак у цьому питанні координація роботи фахівців із фінансів та маркетингу дуже важлива. Фахівці стверджують, що дуже часто виникають ситуації, коли фінансові розрахунки прибутковості товарів не можна сприймати дуже однозначно. Виявляється, що неприбуткові продукти можуть створювати імідж, допомагати продавати прибуткові товари (а без них обсяг продажу буде іншим). Такі збитки можна визнати витратами на просування товару. Однак ситуація ця має бути керованою. Тому завдання для маркетологів доцільно переформулювати так: «Управління товарами (послугами), які не приносять прибуток». Найскладніше завдання, що виникає при цьому, – *оцінити ефективність роботи відділу*



Рис. 1. Етапи оцінки роботи маркетологів при впровадженні інноваційної маркетингової політики підприємства в частині оптимізації витрат на маркетинг та рекламу

маркетингу. Часто маркетологи обирають пріоритетний продукт для просування, не керуючись чіткими принципами і не орієнтуючись на фінансову складову взагалі. Однак не тільки рентабельність може бути основним критерієм вибору продукту для просування, *критерієм може також бути бажана частка ринку*. У будь-якому випадку ці критерії важливо узгодити з керівництвом компанії і формально зафіксувати.

Завдання третє можна визначити як *«вивчення контрагентів»*. Досліджувати треба не лише конкурентів та постачальників, а й клієнтів. Необхідний як аналіз цінової політики, так і вивчення їх роботи. У ході аналізу клієнтів потрібно провести їхню сегментацію. Наприклад, умовно розділити усіх клієнтів компанії на три групи. Перша – важливі (клієнти, які приносять найбільший прибуток, а також ті, які користуються послугами компанії тривалий час та у великому обсязі). Друга – поточні (клієнти, зацікавлені у послугах компанії, але вони періодично випадають з її поля зору). Цю категорію потрібно систематично переконувати у перевагах компанії перед конкурентами. І третя – потенційні. У перспективі такі клієнти можуть перейти до перших двох категорій, тому не можна від них відмовлятися, а навпаки, важливо виробити певний підхід до них.

Сегментація потрібна для більш правильного підбору товарів/послуг, необхідних для кожної групи клієнтів і дозволить у подальшому ефективніше планувати проведення різних маркетингових акцій.

Корисно не лише вивчення клієнтів та їхня сегментація, а все, що можна дізнатися про них, аж до особистої інформації. Часто цьому не надають значення. Але невелика знижка на день народження клієнта (директора, постачальника, всього підприємства) може принести не менше користі, ніж стандартні маркетингові акції. На фінансову дисципліну клієнтів це також впливає дуже позитивно.

Завдання 4 можна сформулювати, як *«моніторинг інформаційного поля»*. А саме – моніторинг рекламної та PR-діяльності. І це не просто огляд ЗМІ, а комплексна робота, у тому числі контроль виходу своїх рекламних матеріалів, спостереження за діяльністю конкурентів, відстеження тенденцій, що існують на ринку. Сюди входить також оцінка ефективності реклами, яка вимірюється збільшенням обсягів продажів, що є

безпосереднім результатом проведення рекламних акцій.

Завдання 5 – це *«складання бюджету на маркетинг і рекламу»*. Розмір рекламних витрат не може змінюватися в залежності від ситуації. Незаплановане їхнє зниження може мати негативні наслідки. Менше за певні суми краще не витратити на рекламу взагалі. Але є й рівень рекламних витрат, який марний з погляду впливу поведінки покупців. Наприклад, не варто замовляти одноразову рекламу. Один показ ролика на телебаченні не запам'яється. Мінімальний термін показу – місяць: за цей час відбувається запам'ятовування. Інакше всі вкладення виявляться неефективними, а гроші будуть витрачені даремно. Такі ж правила застосовуються до радіо та друкованої преси.

Саме тому у компаніях, де впроваджуються інноваційні маркетингові стратегії, фінансові директори вимагають від відділу маркетингу надання їх бюджету не у вигляді переліку витрат на утримання відділу та проведення акцій, а *повноцінний бюджет із дохідною та видатковою частиною*. Фінансові директори стверджують, що їм важко оцінити необхідність витрат, якщо вони не бачать, який ці витрати принесуть прибуток. І якщо у бюджеті маркетингового відділу відображено, наприклад, зростання доходної частини на 10 %, то варто розуміти, за рахунок чого – реклами, нової мотиваційної системи у відділі продажів чи вдалих переговорів директора.

Як видно із рис. 1, *етап 2 – це «оцінка результатів»*. Крок 1 на цьому етапі – *«Установлення планових величин (показники у бюджетах)»*. Наприклад, недостатньо лише задати певний рівень обсягу продажів, якого необхідно досягти у I кварталі. Тут має бути розроблено також план маркетингових заходів, націлених на підтримку виконання цього плану за обсягами продажів.

Крок 2. – *«Виявлення реальних значень показників»*. А також їхнє порівняння: «що було заплановано – що вийшло», аналіз результатів. Це дозволить вчасно оцінити ефективність реалізованих заходів та з'ясувати причини відхилень. Найточніше ефективність витрат на рекламу характеризує її *рентабельність*, яка визначається за формулою:

$$P = \Pi \div B \times 100 \%, \quad (1)$$

де  $\Pi$  – прибуток, отриманий від застосування заходів, грн.;  $B$  – витрати на заходи, грн.

Чим вищою є рентабельність реклами, тим ефективніша реклама. Разом із тим слід розуміти, що рентабельність витрат на рекламу – показник потрібний, але досить складний та неоднозначний у використанні. Так, наприклад, у мережі роздрібних магазинів було запущено на 10 днів акцію «Розпродаж». Для підрахунку її ефективності потрібно зробити прогноз виручки без акції та, зіставивши його потім із виручкою у дні акції та витратами, отримати рентабельність заходу. Тут можуть виникнути складнощі, тому що на виручку впливає багато факторів: день тижня, сезонні тренди, активність конкурентів, наявність лінійки асортименту в магазині тощо. Спрогнозувати її без похибки на 10 конкретних днів у конкретному магазині дуже складно. Тому потрібно мати на увазі, що у деяких випадках показник прибутку від проведення заходу буде вкрай умовним.

Порівняльний аналіз виконання фактичних та планових показників продажу та прибутку, динаміки продажів – основні критерії. Можна проаналізувати продажі у абсолютному та кількісному вираженні, розбити їх за товарними категоріями, щоб оцінити вплив кожного товару на виконання плану продажів.

При аналізі витрат на маркетинг багато підприємств виходить в основному із оцінки зміни продажу та (або) валового прибутку від акції. Так, середньоденні продажі в період акції зіставляють із середньоденними продажами інших «неакційних» періодів (наприклад, минулого місяця, аналогічного періоду минулого року). Про ефективність судять, виходячи з цілей аналізу, але правило завжди одне: приріст продажів по акції повинен дати такий приріст валового прибутку, який покrije витрати на цю акцію і «приросте» до аналогічних безакційних періодів. Натомість

підприємства, де впроваджується інноваційна маркетингова політика, часто при плануванні акцій виходять від зворотного: наприклад, при зниженні цін на полицях у мережах визначають, наскільки мають збільшитися продажі за різних варіантів зменшення націнки, щоб покрити витрати на акцію та забезпечити приріст валового прибутку. На підставі цієї інформації маркетингологи вже ухвалювали рішення про масштаби зниження цін/стимулювання роздрібу.

Необхідно аналізувати і загальну витрату маркетингового бюджету, і співвідношення прибутку та рекламних витрат. Для аналізу рентабельності продажів та ефективності рекламних витрат корисно використовувати таблиці Excel. Облік можна вести як за всією рекламною кампанією загалом, так і за окремими заходами. Наприклад, можна використовувати зведену таблицю (табл. 1), в якій:

- ефективність рекламних інвестицій (A/S) – співвідношення рекламного бюджету до виручки від продажу (у відсотках);
- рентабельність продажів (РП) – співвідношення прибутку до виручки від продажів (у відсотках).

Для більш об'єктивного порівняння важливо провести аналіз як поточного, так і попередніх періодів. Не варто боятися поганих значень показника РП. Бувають ситуації, коли план продажу не виконується, але є позитивна динаміка минулого періоду. Можливо, йдеться про завищені плани. Стагнація ринку, падіння попиту теж можуть вплинути на результат. Тут важливіше зрозуміти причину низьких показників та оперативно вжити заходів, що сприятимуть стабілізації становища.

Таблиця 1

Аналіз маркетингового бюджету

Бюджет	Поточний період (квартал, півріччя, рік)		Минулий період (квартал, півріччя, рік)	Аналіз виконання плану
	план	факт	факт	%
Виручка від продажів	600000	500000	270000	83
Прибуток	450000	350000	120000	78
Рекламний бюджет	150000	125000	55000	83
Ефективність рекламних інвестицій (A/S), %	25	25	20	–
Рентабельність продажів (РП), %	75	70	44	–

Таблиця 2

## Аналіз ефективності рекламних заходів

Рекламні заходи (рекламний бюджет)			
Найменування статті витрат рекламного бюджету	Сума витрат, грн.	Прибуток, грн.	% ефективності (рентабельність витрат – Р)
Телебачення	50000	200000	400
Преса	20000	85000	425
Інтернет	15000	50000	333
Радіо	25000	0	0
Наружна реклама	15000	15000	100
<b>РАЗОМ</b>	<b>125000</b>	<b>350000</b>	<b>280</b>

Показник A/S слід інтерпретувати так: чим вищим є отримане співвідношення, тим нижчою є ефективність рекламних вкладень. Відповідно A/S повинен знижуватися або залишатися на постійному рівні, тобто продаж повинен рости при тому ж рівні витрат на рекламу.

Щодо аналізу ефективності рекламних заходів, слід зауважити, що немає якогось певного кількісного показника, який би свідчив, що це ефективно, а це – ні. Якщо проведено кілька маркетингових (рекламних) акцій, оцінюється кожна із них. Наприклад, скільки було продажів за тим чи іншим джерелом (якщо це можна прорахувати). І після цього проводиться оцінка ефективності тих чи інших заходів шляхом порівняння. Це дозволить у майбутньому виключити проведення неефективних програм (табл. 2.).

Так, наприклад, фінансовий директор жіночого велнес-клубу, покаржилася, що грошей на рекламу витрачається все більше, а продаж абонементів не зростає. Перед менеджерами, які здійснюють продажі, було поставлено завдання: опитувати кожного клієнта, звідки він дізнався про клуб. Щотижня на стіл фінансового директора лягав зведений звіт із зазначенням того чи іншого джерела. Виявилося, що реклама, розміщена на інформаційних стендах у під'їздах, не принесла жодного продажу. Більше того, за півроку використання цього джерела до клубу надійшло лише п'ять дзвінків із питаннями про послуги. Дуже швидко керівництво клубу змогло поставити рекламну активність так, щоб вона стала ефективною. А щотижневі звіти давали фінансовому директору оперативну інформацію про використання рекламних засобів та про прибуток, який вони приносять.

Наступним показником є «оцінка якості роботи зі споживачами». Виміряти цей показник можна за допомогою опитування цільової аудиторії, яке можна виконати самотужки або за допомогою аутсорсингу. У таблиці 3 наведено індикатори, що дозволяють провести оцінку роботи у цьому напрямку.

Наступний показник – «Рівень рекламної поінформованості». Успіх організації безпосередньо залежить від того, наскільки співробітники знають кон'юнктуру ринку, поінформовані про нові продукти та діяльність конкурентів. Історія не претендує на достовірність, але здається дуже показовою. Якось Джеймса Уатта (винахідника парового двигуна) запросили полагодити паровий прес. Як гонорар Уатт запросив 1000 доларів. Він приїхав, кілька разів обійшов довкола величезної машини, прикладаючи до неї вухо та заглядаючи під кожухи. А потім попросив принести кувалду. Потужним ударом по корпусу він привів машину у стан. Власник заводу запитав Уатта: «Чи маємо ми заплатити вам 1000 доларів за удар кувалдою?» «Ні, – відповів той, – за удар кувалдою ви повинні мені 1 долар. І ще 999 за моє знання, куди і як ударити». Цей приклад важливий для розуміння ефективності роботи відділу маркетингу. Хороший маркетинголог має знати, куди і як «ударити».

Як видно із рис. 1, крок 3 – це «підготовка програми коригувальних заходів». Необхідно розробити план коригувальних заходів на майбутній період, призначити відповідальних за їх виконання, встановити конкретні терміни виправлення невідповідностей. Програма повинна включати ті дії, які допоможуть виключити виявлені негативні сторони роботи маркетингової служби. Так, наприклад,

Таблиця 3

## Індикатори якості роботи зі споживачами

Індикатор	Про що інформує
Знання товару/послуги	Про правильний вибір джерел реклами та відповідність рекламних повідомлень цільовій аудиторії
Споживання товарів/послуг	Про привабливість товару/послуги для обраної цільової аудиторії
Лояльність до товару/послуги	Про якість товару
Рівень задоволеності товаром/послугою	Про відповідність товару/послуги очікуванням користувачів, дозволяє оцінити правильність розуміння цільової аудиторії
Охоплення цільової аудиторії (розмір клієнтської бази)	Про те, чи сприяють маркетингові дії динаміці продажів та, відповідно, зростанню компанії
Обсяг продажів та прибутку на одного користувача	Про нинішніх клієнтів компанії, про динаміку споживання (частота та кількість) та характеризує платоспроможність цільової аудиторії
Центри продажів (кількість)	Про ефективність роботи із каналами розподілу

Компанія А проводить щоквартальну електронну розсилку із презентацією своїх послуг. У процесі проведеного аналізу з'ясується, що більше половини цих листів взагалі не доходять до своїх адресатів. З різних причин: і потрапляючи до спаму, і затримуючись у пошті секретарів, і просто загубившись у великому обсязі листів. У такому випадку можна розглянути варіант надсилання буклету компанії безпосередньо адресату. Витрати на розсилку будуть трохи вищими, зате і результативність стане зовсім іншою.

**Висновки**

Описані заходи мають допомогти оптимізувати витрати на маркетинг та рекламу, зрозуміти, що вимагати від маркетологів, контролювати їхню роботу. Для цього необхідно запровадити систему оперативного отримання інформації про ефективність як окремих маркетингових заходів, так і маркетингової діяльності загалом.

Отже, вітчизняним підприємствам вдасться реалізувати свої конкурентні переваги лише у разі використання ефективної маркетингової політики, заснованої на застосуванні сучасних принципів інноваційного маркетингу.

**Література**

1. Балабанова Л.В. Маркетинг торговельного підприємства: Навч. посіб. / Л.В. Балабанова. Донецьк: ДонНУЕТ, 2008. 620 с.
2. Данайканич О.В. Вдосконалення підходів визначення ефективності рекламної діяльності підприємств / О.В. Данайканич // Науковий вісник Ужгородського університету, 2011.

3. Діброва Т.Г. Рекламний менеджмент: теорія і практика: підручник / Т.Г. Діброва, С.О. Солнцева, К.В. Бажеріна. Київ : КПП ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2018. 300 с.
4. Кардаш В.Я. Маркетингова товарна політика. Київ: КНЕУ, 2000. 124 с.
5. Лозова О.А. Аналітичні методи визначення ефективності реклами [Електронний ресурс] // Класичний приватний університет. URI: [www.nbu.gov.ua](http://www.nbu.gov.ua)
6. Миронов Ю.Б., Крамар Р.М. Основи рекламної діяльності. Навчальний посібник. Дрогобич: Посвіт, 2007. 108 с.
7. Marketing innovation. Status Quo & Ausblick, Driver und Barrieren. URI: <https://www.grin.com/document/275831>
8. Marketing innovation.
9. URI: [https://ceopedia.org/index.php/Marketing\\_innovation](https://ceopedia.org/index.php/Marketing_innovation)

**References**

1. Balabanova L.V. Marketyng tovgovel'nogo pidpryjemstva: Navch. posib. / L.V. Balabanova. Donec'k: DonNUET, 2008. 620 s.
2. Danajkanych O.V. Vdoskonalennja pidhodiv vyznachennja efektyvnosti reklamnoi' dijnal'nosti pidpryjemstv / O.V. Danajkanych // Naukovyj visnyk Uzhgorods'kogo universytetu, 2011.
3. Dibrova T.G. Reklamnyj menedzhment: teorija i praktyka: pidruchnyk / T.G. Dibrova, S.O. Solncev, K.V. Bazherina. Kyi'v: KPI im. Igorja Sikors'kogo, Vyd-vo «Politehnika», 2018. 300 s.
4. Kardash V.Ja. Marketyngova tovarna polityka. Kyi'v: KNEU, 2000. 124 s.
5. Lozova O.A. Analitychni metody vyznachennja efektyvnosti reklamy [Elektronnyj resurs] // Klasychnyj pryvatnyj universytet. URI: [www.nbu.gov.ua](http://www.nbu.gov.ua)

6. Myronov Ju.B., Kramar R.M. Osnovy reklamnoi' dijital'nosti. Navchal'nyj posibnyk. Drohobych: Posvit, 2007. 108 s.
7. Marketing innovation. Status Quo & Ausblick, Driver und Barrieren. URI: <https://www.grin.com/document/275831>
8. Marketing innovation.
9. URI: [https://ceopedia.org/index.php/Marketing\\_innovation](https://ceopedia.org/index.php/Marketing_innovation)

#### **Havriushenko H.V. Optimization of marketing and advertising costs as a means of innovative marketing policy of the enterprise**

*The article emphasizes that marketing and advertising are important aspects of any business, but they often involve significant costs. It is noted that the optimization of marketing and advertising costs is an element of the company's innovative marketing policy, allowing more efficient use of resources and the implementation of innovative strategies. Businesses that effectively optimize their costs have an advantage over their competitors. It is noted that the main aspects that can lead to problems in optimizing marketing and advertising costs are: lack or insufficient data on the effectiveness of advertising campaigns; insufficient targeting of advertising; low quality of advertising content; wrong choice of advertising channels; unstable market conditions; incorrect pricing policy strategy; inconsistency and insufficient monitoring. It is emphasized that in order to optimize the costs of marketing and advertising, it is necessary to implement a system of prompt obtaining of information on the effectiveness of both individual marketing measures and marketing activities in general. It is noted that monitoring the work of marketers is objective only if the rule is followed: "Planning with clear quantitative indicators is necessary." It is proposed to distinguish three main stages of evaluating the work of marketers*

*when implementing an innovative marketing policy of an enterprise, namely: 1st stage - setting tasks, which includes studying the organization, determining goods/services that give profit, studying counterparties, monitoring the information field, drawing up a budget for advertising and marketing; Stage 2 – evaluation of results, which involves setting planned values (indicators in budgets), calculating the effectiveness of advertising costs, evaluating the quality of work with consumers (this indicator can be measured using a survey of the target audience), the level of advertising awareness, i.e. understanding how much employees know the market situation, informed about new products and activities of competitors; Stage 3 – preparation of the program of corrective measures, which involves the development of a plan of corrective measures for the future period, the appointment of those responsible for their implementation, and the establishment of specific deadlines for the correction of non-conformities. The program should include those actions that will help to eliminate the identified negative aspects of the work of the marketing service. It is emphasized that the optimization of marketing and advertising costs requires a systematic approach and constant analysis of results to ensure the maximum effectiveness of the company's innovative marketing policy.*

**Key words:** marketing, advertising, marketing policy, marketing innovation, innovative marketing policy of the enterprise.

**Гаврюшенко Ганна Володимирівна** – к.е.н., доц., доцент кафедри географії, ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка» (м. Полтава), [super\\_superanna@ukr.net](mailto:super_superanna@ukr.net)

Стаття подана 11.03.2024.