

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця на
правах рукопису

КОШЕЛЬ ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.924:621.9.048(043)

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ
ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


О.С. Кошель

Науковий керівник: Панасюк Ігор Васильович, доктор технічних наук, професор

Київ – 2026

АНОТАЦІЯ

Кошель О.С. Удосконалення галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено аналітичному та експериментальному дослідженню просторового складного руху технологічного масиву деталей в робочій ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості.

Актуальність роботи зумовлена необхідністю вирішення завдання удосконалення галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості з можливістю утворення необхідних технологічно обумовлених режимів руху деталей.

Метою дисертаційної роботи є удосконалення галтувальних машин легкої промисловості для обробки деталей в робочих ємностях з розширеними можливостями регулювання та зміни режимів руху масиву деталей.

Для досягнення запланованої мети у роботі вирішувалися **завдання**:

– дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження впливу довжини робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху та ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції;

- виконання математичної обробки результатів експериментальних досліджень для всіх запланованих варіантів експерименту та перевірки адекватності відповідних математичних моделей;

- виконання динамічного врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості та розрахунку маси противаги, яку необхідно встановлювати на кривошип машини;

- визначення величин приведених крутних моментів на приводних валах відносного та переносного руху робочої ємності машини, підбирання електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів, проведення необхідних перевірочних розрахунків.

Об'єкт дослідження: галтувальні машини легкої промисловості та обробка деталей у їх робочих ємностях.

Предмет дослідження: удосконалення галтувальної машини з розширеними технологічними можливостями для обробки деталей легкої промисловості.

Наукова новизна: на основі виконаних аналітичних та експериментальних досліджень встановлено взаємозв'язок конструктивних і технологічних характеристик машини удосконаленої конструкції та режиму руху масиву деталей в її робочій ємності.

При цьому вперше:

- аналітично отримано математичні моделі впливу кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

- аналітично отримано математичні моделі впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

- аналітично отримано математичні моделі впливу довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

– отримано підтвердження рівномірного обертання робочої ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції на основі проведеного кінематичного дослідження обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху та ємності;

– експериментально отримано математичні моделі впливу кінематичних параметрів руху ведучих валів машини на режим руху масиву деталей у робочій ємності для змінних за величиною кутів її нахилу, радіусів та довжин;

– на основі виконаного порівняльного аналізу результатів аналітичних та експериментальних досліджень взаємозв'язків конструктивних і технологічних характеристик машини удосконаленої конструкції та режиму руху масиву деталей в її робочій ємності встановлено їх збігання із 95 % імовірністю.

Доведені переваги галтувальної машини удосконаленої конструкції:

– для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна кута нахилу робочої ємності циліндричної форми від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ призводить до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 28,9% та відповідного одночасного збільшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 37,1%, при чому для переносного обертання спостерігається зменшення інтенсивності зміни максимальної швидкості, а для відносного обертання, навпаки, її збільшення;

– для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна радіуса робочої ємності циліндричної форми від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,5% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 22,7%, при чому для переносного обертання зміна інтенсивності максимальної швидкості не спостерігається, а для відносного вона зменшується;

– для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна довжини робочої ємності циліндричної форми від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,6% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 2,3%, при чому зміна інтенсивності переносної та відносної максимальних швидкостей не спостерігається.

Практичне значення дисертаційної роботи:

– розроблено та створено універсальну галтувальну машину для обробки деталей легкої промисловості з розширеними можливостями регулювань;

– на основі проведеного динамічного врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості розраховано масу противаги, що дорівнює 4,3 кг, яку встановлюємо діаметрально протилежно до кривошипа з можливістю конструктивної зміни довжини її плеча відносно осі обертання в межах від 0,08 м до 0,42 м;

– розраховано величини приведених крутних моментів та їхніх потужностей на приводних валах відносного та переносного руху робочої ємності удосконаленої машини для обробки деталей легкої промисловості, які, відповідно, склали 2,22 Н·м; 9,46 Н·м та 40,1 Вт; 58,4 Вт;

– виконано підбір електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів удосконаленої машини для обробки деталей легкої промисловості, зроблено перевіірочні розрахунки та отримано підтвердження виконання умов міцності.

Дисертацію виконано на кафедрі механічної інженерії КНУТД у межах науково-дослідної роботи «Теоретичні основи проєктування машин для обробки дрібних деталей в ємкостях зі складним рухом» (№ держреєстрації 0122U001822, 03.2022 – 12.2025рр.), а отримані результати буде розвинуто у науково-дослідній

роботі «Розроблення енергоефективного комплексу для вторинної переробки відходів полімерних матеріалів» (шифр теми 16.04.80 МВ ДБ, 01.2026 – 12.2028 рр.).

Результати досліджень впроваджені та успішно використовуються у освітньому процесі кафедри Механічної інженерії Київського Національного Університету Технологій та Дизайну для студентів освітньо-професійної програми «Машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування (G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)), спеціалізації G11.03 Машинобудування (Технологічні машини та обладнання) першого бакалаврського рівня та освітньо-науковій програмі «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування (G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)) третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти. Результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних і лабораторних робіт з дисциплін «Теорія механізмів і машин», «Теоретична механіка», «Основи аналізу механічних систем» для здобувачів першого бакалаврського рівня та з дисципліни «Аналіз і синтез складних механічних систем» для здобувачів третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти.

У **першому розділі** виконано аналітичний огляд наукових праць з питань об'ємної обробки деталей легкої промисловості. Виконано загальний огляд процесів та машин для обробки деталей в робочих ємностях, що мають обертальний, вібраційний або складний характер переміщення у просторі. Особлива увага приділяється аналізу наукових праць, в яких розглядаються питання механічної технології обробки деталей на машинах з складним рухом робочої ємності, як найпродуктивнішого серед існуючих способів обробки деталей легкої промисловості в робочих ємностях. Також в розділі приділяється увага аналізу наукових праць, які присвячені питанням особливості механічної технології обробки деталей легкої промисловості на галтувальних машинах. На підставі зроблених висновків сформульовано завдання, які необхідно вирішити в дослідженні.

У **другому розділі** здійснено аналітичне дослідження параметрів машини розробленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості з складним просторовим рухом робочої ємності циліндричної форми. Визначено лінійні

швидкості та прискорення точки робочого масиву деталей, проведено дослідження сил та режимів руху робочого масиву деталей під їхньою дією в ємності циліндричної форми, яка має просторовий складний рух. Аналітично виконані дослідження впливу кута нахилу осі ємності циліндричної форми її радіуса та довжини на режим руху робочого масиву деталей у машині розробленої конструкції.

У **третьому розділі** представлено розробку та дослідження експериментальної машини удосконаленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості з просторовим складним рухом робочої ємності циліндричної форми. Виконано опис експериментальної машини, визначено технічні умови до створення її діючої моделі, представлено комплектацію приводу машини, за допомогою САД-системи розроблено загальну специфікацію, кресленики загального та складального виду. Виконано кінематичне дослідження обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху з ємністю галтувальної машини удосконаленої конструкції, зроблено перевірку спроможності машини забезпечити виконання експериментальних завдань.

У **четвертому розділі** проведено експериментальне дослідження впливу основних параметрів машини розробленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості на режими руху масиву деталей в робочій ємності циліндричної форми з просторовим складним рухом за допомогою математичних методів. Розроблено план експериментального аналізу машини розробленої конструкції та виконано експериментальне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми її радіуса та довжини на режими руху масиву деталей в ємності машини. Виконано порівняння результатів, які отримано аналітично і експериментально та отримано збігання їх результатів з точністю 95 відсотків.

У **п'ятому розділі** виконано динамічне врівноважування рухомої механічної системи машини для обробки деталей з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості, розраховано масу противаги з урахуванням конструктивної можливості змінювати довжину плеча противаги. Визначено приведені до ведучих валів розробленої машини моменти з урахуванням маса-

інерційних характеристик рухомих деталей легкої промисловості, визначено величини необхідних теоретичних потужностей на ведучих валах відносного та переносного руху робочої ємності машини, які дали підставу виконати підбір електродвигунів, редукторів та муфт приводів ведучих валів відносного та переносного рухів розробленої галтувальної машини. Зроблено перевірочний розрахунок обраних еластичних поліуретанових муфт приводів за умовою міцності поліуретанових вставок.

Ключові слова: вдосконалення систем, плоскі і просторові деталі та полімерні матеріали, технологічний процес галтувальної машини легкої промисловості, важільний просторовий механізм, шатунна група, кінематична пара, просторовий рух циліндричної ємності, контроль положення, кутова швидкість, крутний приведений момент, фрикційні властивості, реакція та силове навантаження, кінематичний аналіз та кінематичні і динамічні параметри, аналітичне дослідження та аналітична модель.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Наукові праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

Публікації в міжнародних базах даних Scopus:

1. Zalyubovskii Mark. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine / M.Zalyubovskii, I.Panasyuk, S.Koshel, O.Koshel, L.Akimova // *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu* – 2024. – №3. С. 42-49 DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/042>.

Публікації у зарубіжних та наукових фахових виданнях України, внесених до міжнародних наукометричних баз:

2. Залюбовський М.Г. Визначення залежності між зміною режимів руху робочого масиву та конструктивними особливостями галтувальної машини типу «TURBULA» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, О.С. Кошель // *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*. – 2022. – № 6. – С. 82-89 DOI: <https://www.doi.org/10.31891/2307-5732-2022-315-6-82-88>;

3. Кошель С.О. Структурний аналіз механізмів четвертого класу з трьома складними ланками / С.О. Кошель, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський, О.С. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2023. – № 4. – С. 168-180. DOI: <https://www.doi.org/10.31891/2307-5732-2023-323-4-168-179>;

4. Залюбовський М.Г. Визначення екстремальних значень реакцій у кінематичних парах галтувальної машини, у якій ємність здійснює складний просторовий рух // М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, О.С. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2023. – № 5. – С. 74-80 DOI: <https://www.doi.org/10.31891/2307-5732-2023-325-5-74-80>;

5. Кошель С.О. Кінематичне дослідження механізму четвертого класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами/ С.О. Кошель, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський, О.С. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2023. – № 6. – С. 194-198. DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2023-329-6-194-198>;

6. Залюбовський М.Г. Параметричний синтез статично визначених просторових механізмів галтувальних машин// Залюбовський М.Г. , Заїка О. , Кошель О.С., Кошель Г.В // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2024. – № 1. – С. 347-355 DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-331-53>;

7. Koshel S. Determining the accelerations of points of a planar eight-link third-class mechanism using graph-analytical method / S. Koshel, G. Koshel, M. Zalyubovskyi, O. Koshel // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2024. – 1(69). – P. 16-22 DOI: <https://doi.org/10.15276/opu.1.69.2024.02>;

8. Залюбовський М.Г. Синтез та аналітичне дослідження просторового механізму з двома ступенями рухомості галтувальної машини / Залюбовський, М., Панасюк, І., Кошель, Г., Кошель, О // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2024. – № 4. – С. 80-90 DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-13>;

9. Залюбовський М.Г. Синтез статично визначеного шарнірного просторового механізму галтувальної машини / Залюбовський, М., Панасюк, І., Кошель, С.,

Кошель, О., Романюк О. // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2025. – № 1. – С. 77-83 DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-347-10>;

10. Koshel S. Structural analysis of a third-class ten-link mechanism with two complex links / S. Koshel, H. Koshel, M. Zalyubovskii, S. Popovichenko, O. Koshel // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2025. – № 1(71). – P. 33-38. DOI: <https://doi.org/10.15276/opu.1.71.2025.03>;

11. Кошель О. С. Визначення абсолютного лінійного прискорення точки робочої ємності просторового механізму галтувальної машини / О. С. Кошель, І. В. Панасюк // Технології та інжиніринг, Київський Національний Університет Технологій та Дизайну . - 2025. – Т. 26 № 5. – С. 31–38. <https://doi.org/10.30857/2786-5371.2025.5.3>;

12. Кошель О.С. Експериментальне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми у галтувальній машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей у технологічній ємності / О.С. Кошель, М.Г. Залюбовський, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2026. – № 2. – С. 50-57. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-363-6>;

13. Кошель О.С. Експериментальне дослідження впливу радіуса циліндричної робочої ємності на режим руху масиву деталей у технологічній ємності галтувальної машини / О.С. Кошель, М.Г. Залюбовський, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2026. – № 3. – С. 148-154 DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-365-22>;

14. Кошель О.С. Експериментальне дослідження впливу довжини ємності на рух масиву деталей у машині для обробки деталей / О.С. Кошель, М.Г. Залюбовський, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – 2026 – Том 37 (76) № 1 – С. 7-15 DOI: <https://www.doi.org/10.32782/2663-5941/2026.1.1/02>.

2. Опубліковані наукові праці апробаційного характеру:

15. Кошель О.С. Аналіз механізму з структурною групою ланок третього класу / О.С. Кошель, І.В. Панасюк // Сучасні тенденції розвитку інженерії, технологій та транспорту: збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених, 18-19 жовтня 2022 р. – Хмельницький : ХНУ, 2022. С. 56-59;

16. Кошель О.С. Аналіз машин з рухомими робочими ємкостями для обробки деталей виробів легкої промисловості / Залюбовський, І.В. Панасюк, О.С. Кошель // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2023): тези доповідей XIII Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 25–26 травня 2023 р.): у 2 т. / Національний університет «Чернігівська політехніка» [та ін.]; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. – Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2023. С. 99-101 ISBN 978-617-7932-46-7;

17. Кошель О.С. Удосконалення просторового механізму машини для поверхневої обробки деталей з можливістю регулювання режимів руху робочого масиву / О.С. Кошель, М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Мехатронні системи : інновації та інжиніринг : тези доповідей VII Міжнародної науково-практичної конференції. – Київ: КНУТД, 2023. – С. 38-40;

18. Кошель О.С. Розробка конструкції машини для поверхневої обробки деталей індустрії моди/ О.С. Кошель, І.В. Панасюк // Мехатронні системи : інновації та інжиніринг : тези доповідей VIII Міжнародної науково-практичної конференції. – Київ: КНУТД, 2024. – С. 43-45;

19. Кошель О.С. Машина нової конструкції для обробки деталей легкої промисловості/ О.С. Кошель, І.В. Панасюк // Електромеханічні, інформаційні системи та нанотехнології: тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції EMIS 2025. – Київ: КНУТД, 2025. – С. 32-33;

20. Кошель О.С. Удосконалення машини для обробки деталей індустрії моди / О.С. Кошель, І.В. Панасюк // Сучасні технології промислового комплексу – 2025:

матеріали ІХ Міжнародної науково-практичної конференції (17–19 вересня 2025 р.). – Херсон, Хмельницький: ХНТУ, 2025. – випуск 9.–С. 129-131;

21. Пат. 155593 У Україна. МПК (2024.01) B01F 31/00 B24B 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М. Г., Панасюк І., Кошель О. С., Кошель С. О., Кошель Г. В. – и 202304572; заяв. 27.09.2023, опубл. 13.03.2024, бюл. №11/2024;

22. Пат. 155458 У Україна. МПК (2024.01) B01F 31/00 B24B 31/00. Машина для обробки деталей / Кошель С. О., Панасюк І.В., Залюбовський М. Г., Кошель О. С., Кошель Г. В., – и 202304573; заяв. 27.09.2023, опубл. 28.02.2024, бюл. №9/2024;

23. Пат. 160695 У Україна. МПК (2025.01) B24B 31/00 B01F 31/00. Машина для обробки деталей / Кошель С. О., Кошель О. С., Панасюк І.В., Залюбовський М. Г., Кошель Г. В., – и 202500084; заяв. 07.01.2025, опубл. 01.10.2025, бюл. №40/2025;

24. Пат. 160464 У Україна. МПК (2025.01) B01F 31/00 B24B 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М. Г., Панасюк І.В., Кошель С.О., Кошель О. С., Кошель Г. В., – и 202500376; заяв. 29.01.2025, опубл. 10.09.2025, бюл. №37/2025;

25. Пат. 160455 У Україна. МПК (2025.01) B01F 31/00 B24B 31/00. Машина для обробки деталей / Кошель С. О., Кошель О. С., Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., Кошель Г. В., – и 202500085; заяв. 07.01.2025, опубл. 10.09.2025, бюл. №37/2025.

ANNOTATION

Koshel O.S. Enhancement of the Tumbling Machine Design for the Processing of Light-Industry Parts. – Qualification scientific work in the form of a manuscript. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 – "Industrial mechanical engineering". Kyiv National University of Technologies and Design, Kyiv, 2026.

The dissertation is devoted to the analytical and experimental investigation of the spatially complex motion of the technological bulk of parts within the working chamber of a newly designed tumbling machine intended for processing components used in light industry.

The relevance of this study is determined by the need to solve the problem of improving tumbling machines for processing light-industry parts, ensuring the formation of required technologically determined motion regimes of the parts.

The aim of the dissertation is to improve tumbling machines for light industry used for parts processing in working containers with expanded capabilities for adjusting and varying the motion regimes of the working bulk of parts.

To achieve this goal, the tasks were solved:

- investigation of the influence of the inclination angle of the geometric axis of the cylindrical working chamber of the improved tumbling machine on the motion regimes of the bulk of parts in the working chamber;

- investigation of the influence of the radius of the cylindrical working chamber of the improved tumbling machine on the motion regimes of the bulk of parts in the working chamber;

- investigation of the influence of the length of the cylindrical working chamber of the improved tumbling machine on the motion regimes of the bulk of parts in the working chamber;

- investigation of the kinematics of the selected spatial articulated joint between the drive shaft of relative motion and the working chamber of the improved-design tumbling machine

- performing mathematical processing of the experimental research results for all planned experimental conditions and verifying the adequacy of the corresponding mathematical models;

- performing dynamic balancing of the moving mechanical system of the improved-design tumbling machine, taking into account the mass-inertial characteristics of light-industry parts, and calculating the counterweight mass to be installed on the machine crank;

- determining the reduced torque values on the drive shafts of the relative and translational motion of the machine's working chamber, selecting electric motors, gear

reducers, and couplings for two independent drives, and performing the required verification calculations.

Object of the study: tumbling machines used in light industry and the processing of parts in their working chambers.

Subject of study: improvement of a tumbling machine with extended technological capabilities for the processing of light industry components.

Scientific novelty of the work: based on the performed analytical and experimental studies, the relationship between the structural and technological characteristics of the improved-design machine and the motion regime of the bulk of parts in its working chamber has been established.

For the first time:

– analytical mathematical models have been derived describing the influence of the inclination angle of a cylindrical working chamber on the motion regime of the bulk of parts in the improved-design machine;

– analytical mathematical models have been derived describing the influence of the radius of a cylindrical working chamber on the motion regime of the bulk of parts in the improved-design machine;

– analytical mathematical models have been derived describing the influence of the length of a cylindrical working chamber on the motion regime of the bulk of parts in the improved-design machine;

– confirmation of uniform rotation of the working chamber of the improved-design tumbling machine has been obtained based on a kinematic study of the selected spatial articulated joint between the drive shaft of relative motion and the chamber;

– experimental mathematical models have been obtained describing the influence of the kinematic parameters of the machine drive shafts motion on the motion regime of the bulk of parts in the working chamber for variable values of its inclination angles, radii, and lengths;

– based on a comparative analysis of analytical and experimental results on the interrelation between structural and technological characteristics of the improved-design

machine and the motion regime of the bulk of parts in its working chamber, their agreement has been established with a probability of 95%.

The advantages of the developed tumbling machine design have been demonstrated:

– to ensure the cascade-waterfall motion regime of the bulk of parts in the improved-design tumbling machine, it has been established that changing the inclination angle of the cylindrical working chamber from $\alpha = 20^\circ$ to $\alpha = 60^\circ$ results in the need to reduce the maximum rotational speed of the transfer-motion drive shaft by 28.9% and to simultaneously increase the maximum rotational speed of the relative-motion drive shaft by 37.1%; moreover, for transfer motion, a decrease in the rate of change of the maximum speed is observed, whereas for relative motion, an increase is observed;

– to ensure the cascade-waterfall motion regime of the bulk of parts in the improved-design tumbling machine, it has been established that changing the radius of the cylindrical working chamber from $r = 0.06$ m to $r = 0.10$ m results in the need to reduce the maximum rotational speed of the transfer-motion drive shaft by 6.5% and the corresponding reduction of the maximum rotational speed of the relative-motion drive shaft by 22.7%; moreover, for transfer motion, no variation in the intensity of the maximum speed is observed, whereas for relative motion, it decreases;

– to ensure the cascade-waterfall motion regime of the bulk of parts in the improved-design tumbling machine, it has been established that changing the length of the cylindrical working chamber from $l = 0.210$ m to $l = 0.290$ m results in the need to increase the maximum rotational speed of the transfer-motion drive shaft by 6.6% and the corresponding reduction of the maximum rotational speed of the relative-motion drive shaft by 2.3%; moreover, no change in the rate of variation of the transfer and relative maximum speeds is observed.

Practical significance of the dissertation:

– A universal tumbling machine for processing light industry parts with extended adjustment capabilities has been designed and developed.

– Based on dynamic balancing of the moving mechanical system of the improved-design tumbling machine, taking into account the mass-inertial characteristics of light industry parts, the counterweight mass has been calculated as 4.3 kg, which is installed diametrically opposite to the crank with a possibility of constructive adjustment of its arm length relative to the axis of rotation within 0.08 m to 0.42 m.

– The reduced torque values and their corresponding power values on the drive shafts of the relative and transfer motion of the working chamber of the improved machine for processing light industry parts have been calculated, amounting respectively to 2.22 N·m; 9.46 N·m and 40.1 W; 58.4 W.

– Selection of electric motors, gear reducers, and couplings for two independent drives of the improved machine for processing light industry parts has been carried out; verification calculations have been performed and compliance with strength conditions has been confirmed.

– The dissertation was carried out at the Department of Mechanical Engineering of KNUTD within the framework of the research project “Theoretical foundations of designing machines for processing small parts in containers with complex motion” (state registration No. 0122U001822, 03.2022–12.2025), and the results obtained will be developed in the research work “Development of an energy– efficient complex for the secondary processing of waste polymeric materials” (topic code 16.04.80 MV DB, 01.2026 – 12.2028).

– The research results have been implemented and are successfully used in the educational process of the Department of Engineering Mechanics at the Kyiv National University of Technologies and Design for students of the educational and professional program “Mechanical Engineering” of specialty 133 Industrial Engineering (G11 Mechanical Engineering (by specializations)), specialization G11.03 Mechanical Engineering (Technological Machines and Equipment) at the first (bachelor’s) level, and the educational and research program “Industrial Engineering” of specialty 133 Industrial Engineering (G11 Mechanical Engineering (by specializations)) at the third (educational and research) level of higher education. The dissertation results have been integrated into lecture courses, as well as practical and laboratory work in the disciplines “Theory of

Mechanisms and Machines”, “Theoretical Mechanics”, and “Fundamentals of Mechanical Systems Analysis” for bachelor students, and into the discipline “Analysis and Synthesis of Complex Mechanical Systems” for doctoral-level students.

In the **first chapter**, an analytical review of scientific works on bulk processing of light-industry parts is presented. A general overview of processes and machines for processing parts in working chambers with rotational, vibrational, or spatially complex motion is provided. Special attention is given to the analysis of scientific studies addressing mechanical processing technologies performed on machines with a working chamber exhibiting spatially complex motion, as this method is among the most efficient existing approaches for processing light-industry parts in working chambers. The chapter also reviews scientific works devoted to the mechanical processing technologies used in the light-industry and fashion sectors on tumbling machines. Based on the conclusions drawn from the analysis, the research tasks to be solved are formulated.

In the **second chapter**, an analytical investigation of the parameters of the newly designed machine for processing light-industry parts, featuring a cylindrical working chamber with spatially complex motion, is carried out. Linear velocities and accelerations at a point of the working bulk of parts are determined, and the forces and motion modes of the working mass of parts under their influence within the cylindrical chamber performing spatially complex motion are analyzed. Analytical studies are performed to examine the influence of the inclination angle of the geometric axis of the cylindrical chamber, as well as its radius and length, on the motion mode of the bulk of parts in the newly designed machine.

In the **third chapter**, the design, construction, and investigation of the experimental machine of the new design for processing light-industry parts with a cylindrical working chamber performing spatially complex motion are presented. A detailed description of the experimental machine is provided, technical requirements for constructing a functional model for experimental studies are defined, a complete set of engineering drawings for the experimental machine is developed using the “SOLIDWORKS” CAD system, and the machine components are manufactured. The experimental machine is investigated,

including the development and analysis of spatial velocity joint and verification of the machine's capability to perform experimental tasks.

In the **fourth chapter**, an experimental study of the influence of the main parameters of the newly designed machine for processing light-industry parts on the motion modes of the bulk of parts inside a cylindrical working chamber performing spatially complex motion is conducted using mathematical methods. An experimental analysis plan for the machine is developed, and an experimental investigation is carried out to study the influence of the inclination angle of the geometric axis of the cylindrical working chamber, its radius, and its length on the motion modes of the bulk of parts inside the chamber. A comparison of analytically and experimentally obtained results is performed, demonstrating agreement with an accuracy of 95 percent.

In the **five chapter**, dynamic balancing of the moving mechanical system of the parts processing machine was carried out, taking into account the mass–inertia characteristics of light-industry parts, and the counterweight mass was calculated with consideration of the design capability to vary the counterweight arm length. The moments reduced to the driving shafts of the developed machine were determined, taking into account the mass–inertia characteristics of the moving light-industry parts. The required theoretical power values on the driving shafts of the relative and translational motions of the working container were determined, which provided the basis for selecting electric motors, gear reducers, and couplings for the drives of the relative and translational motion shafts of the developed tumbling machine. A verification strength calculation of the selected elastic polyurethane couplings was performed with respect to the strength condition of the polyurethane inserts.

Keywords: improvement of systems, planar and spatial parts, polymeric materials, light-industry machines, tumbling machine, technological process, mechanism, linkage mechanism, spatial mechanism, connecting-rod assembly, kinematic pair, spatial motion, position control, angular velocity, torque, referred torque, frictional properties, force loading, reaction force, kinematic analysis, kinematic parameters, dynamic parameters, analytical investigation, analytical model, cylindrical chamber.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ	21
ВСТУП.....	22
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД НАУКОВИХ ПРАЦЬ З ПИТАНЬ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ.....	26
1.1. Загальний огляд процесів та машин для обробки деталей в робочих ємностях.....	26
1.2. Механічна технологія обробки деталей на машинах з складним рухом робочої ємності.....	30
1.3. Особливості механічної технології обробки деталей легкої промисловості на галтувальних машинах.....	38
Висновки до розділу 1 та завдання дослідження.....	41
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ НА РЕЖИМ РУХУ МАСИВУ ДЕТАЛЕЙ В ЄМНОСТІ З СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ	44
2.1 Дослідження конструкції удосконаленої машини для обробки деталей з складним рухом робочої ємності	44
2.2. Дослідження абсолютної лінійної швидкості точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух.....	51
2.3. Дослідження абсолютного лінійного прискорення точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух.....	60
2.4. Дослідження сил та режимів руху робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух.....	71
2.5. Аналітичне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції.....	88

2.6. Аналітичне дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції.....	95
2.7. Аналітичне дослідження впливу довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції.....	101
Висновки до розділу 2.....	108
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МАШИНА УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ З СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМНОСТІ	110
3.1. Опис експериментальної машини для обробки деталей удосконаленої конструкції.....	110
3.2. Технічні умови до створення експериментальної машини	113
3.3. Комплектація приводу експериментальної машини.....	114
3.4. Кінематичне дослідження обраного шарнірного з'єднання для машини удосконаленої конструкції	117
3.5. Дослідження працездатності експериментальної машини удосконаленої конструкції.....	121
Висновки до розділу 3.....	124
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА РЕЖИМИ РУХУ МАСИВУ ДЕТАЛЕЙ У РОБОЧІЙ ЄМНОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ МАТЕМАТИЧНИХ МЕТОДІВ	125
4.1. План експериментального дослідження.....	125
4.2. Експериментальне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей робочої ємності.....	129
4.3. Експериментальне дослідження впливу радіуса ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей	

робочої ємності.....	136
4.4. Експериментальне дослідження впливу довжини ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей робочої ємності.....	141
Висновки до розділу 4	146
РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ	
УНІВЕРСАЛЬНОЇ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ	149
5.1. Технічні характеристики деталей легкої промисловості та рухомих складальних одиниць і деталей галтувальної машини	149
5.2. Динамічне врівноважування механічної системи машини для обробки деталей легкої промисловості	152
5.3. Розрахунок приведених крутних моментів на ведучих валах відносного та переносного руху робочої ємності машини	159
5.4. Розрахунок приводів ведучих валів відносного та переносного руху робочої ємності галтувальної машини	167
5.4.1. Вибір електричних двигунів для приводів ведучих валів машини	167
5.4.2. Вибір редукторів для приводів ведучих валів машини	170
5.4.3. Вибір муфт для приводів ведучих валів машини	171
Висновки до розділу 5.....	173
ВИСНОВКИ.....	175
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	177
ДОДАТКИ.....	192

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

- l – лінійний розмір, м;
 r – лінійний розмір радіусу, м;
 R – лінійний розмір радіусу, м;
 W – рухомість механізму по відношенню до нерухомої ланки, безрозмірна величина;
 α – кут, рад;
 t – час, с;
 V – лінійна швидкість, м/с;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 a – лінійне прискорення, м/с²;
 a^{τ} – тангенціальна складова лінійного прискорення, м/с²;
 a^n – нормальна складова лінійного прискорення, м/с²;
 ω – кутова швидкість, рад/с;
 ε – кутове прискорення, рад/с²;
 m – маса, кг;
 G – сила тяжіння, вага, Н;
 F_{in} – сила інерції, Н;
 F_{Tp} – сила тертя, Н;
 N – нормальна складова реакції, Н;
 f – коефіцієнт тертя ковзання, безрозмірна величина;
 M – момент сили відносно певного полюсу, Н·м;
 S – пройдений шлях матеріальною точкою;
 U – електрична напруга, В;
 I – електрична сила струму, А;
 i – передавальне число, безрозмірна величина;
 u – передавальне відношення, безрозмірна величина;
 p_i – рухома кінематична пара i -го класу.

ВСТУП

Дисертаційну роботу присвячено аналітичному та експериментальному дослідженню просторового складного руху технологічного масиву деталей в робочій ємності галтувальної машини розробленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості.

Актуальність роботи зумовлена необхідністю вирішення завдання удосконалення галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості з можливістю утворення необхідних технологічно обумовлених режимів руху деталей.

Метою дисертаційної роботи є удосконалення галтувальних машин легкої промисловості для обробки деталей в робочих ємностях з розширеними можливостями регулювання та зміни режимів руху масиву деталей.

Для досягнення запланованої мети у роботі вирішувалися **завдання**:

– дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження впливу довжини робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності;

– дослідження кінематики обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху та ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції;

– виконання математичної обробки результатів експериментальних досліджень для всіх запланованих варіантів експерименту та перевірки адекватності відповідних математичних моделей;

– виконання динамічного врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості та розрахунку маси противаги, яку необхідно встановлювати на кривошип машини;

– визначення величин приведених крутних моментів на приводних валах відносного та переносного руху робочої ємності машини, підбирання електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів, проведення необхідних перевірочних розрахунків.

Об’єкт дослідження: галтувальні машини легкої промисловості та обробка деталей у їх робочих ємностях.

Предмет дослідження: удосконалення галтувальної машини з розширеними технологічними можливостями для обробки деталей легкої промисловості.

Методи дослідження. Для проведення аналітичних та експериментальних досліджень в роботі використовувались методи та положення щодо досліджень матеріальних точок, твердих тіл та механічних систем викладених в курсах теоретична механіка, теорія механізмів і машин, методологія сучасних наукових досліджень, основи теорії експерименту та математична обробка результатів вимірювань, а також методи комп’ютерного проектування за допомогою CAD-систем.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі виконаних аналітичних та експериментальних досліджень у роботі встановлено взаємозв’язок конструктивних і технологічних характеристик машини удосконаленої конструкції та режиму руху масиву деталей в її робочій ємності.

При цьому вперше отримано наступні наукові результати:

– аналітично отримано математичні моделі впливу кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

– аналітично отримано математичні моделі впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

– аналітично отримано математичні моделі впливу довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції;

– отримано підтвердження рівномірного обертання робочої ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції на основі проведеного кінематичного дослідження обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху та ємності;

– експериментально отримано математичні моделі впливу кінематичних параметрів руху ведучих валів машини на режим руху масиву деталей у робочій ємності для змінних за величиною кутів її нахилу, радіусів та довжин;

– на основі виконаного порівняльного аналізу результатів аналітичних та експериментальних досліджень взаємозв'язків конструктивних і технологічних характеристик машини удосконаленої конструкції та режиму руху масиву деталей в її робочій ємності встановлено їх збігання із 95 % імовірністю.

Практичне значення. Розроблено та створено універсальну галтувальну машину для обробки деталей легкої промисловості з розширеними можливостями регулювань.

На основі проведеного динамічного врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості розраховано масу противаги, що дорівнює 4,3 кг, яку встановлюємо діаметрально протилежно до кривошипа з можливістю конструктивної зміни довжини її плеча відносно осі обертання в межах від 0,08 м до 0,42 м.

Розраховано величини приведених крутних моментів та їхніх потужностей на приводних валах відносного та переносного руху робочої ємності удосконаленої машини для обробки деталей легкої промисловості, які, відповідно, склали 2,22 Н·м; 9,46 Н·м та 40,1 Вт; 58,4 Вт.

Виконано підбір електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів удосконаленої машини для обробки деталей легкої промисловості,

зроблено перевірочні розрахунки та отримано підтвердження виконання умов міцності.

Результати досліджень впроваджено та успішно використовуються у освітньому процесі Київського Національного Університеті Технологій та Дизайну для студентів освітньо-професійної програми «Машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування у лекційних курсах дисциплін «Теорія механізмів і машин», «Теоретична механіка», «Основи аналізу механічних систем», «Аналіз і синтез складних механічних систем».

Зв'язок теми дослідження з планами науково – дослідних робіт.

Дисертацію виконано на кафедрі механічної інженерії КНУТД у межах науково-дослідної роботи «Теоретичні основи проектування машин для обробки дрібних деталей в ємкостях зі складним рухом» (№ держреєстрації 0122U001822, 03.2022 – 12.2025рр.), а отримані результати буде розвинуто у науково-дослідній роботі «Розроблення енергоефективного комплексу для вторинної переробки відходів полімерних матеріалів» (шифр теми 16.04.80 МВ ДБ, 01.2026 – 12.2028 рр.).

Особистий внесок. Самостійно обрано та узгоджено з науковим керівником тему дисертаційної роботи, предмет та об'єкт дослідження. Самостійно виконано аналітичний огляд наукових праць за обраною темою та розроблена концепція структурної схеми механічної системи машини для обробки деталей розробленої конструкції. Самостійно та узгоджено з науковим керівником виконано аналітичні дослідження. Самостійно виготовлено деталі, зібрано та налагоджено експериментальну машину. Разом з науковим керівником розроблено план експериментальних досліджень. Самостійно проведено експериментальні дослідження та за допомогою математичних методів виконано обробку отриманих результатів.

Структура та обсяг дисертації. Робота складається зі вступу, п'ятих розділів, висновків, списку використаних джерел із 110 найменувань та шістнадцяти додатків. Повний обсяг дисертації становить 283 сторінок, з яких основного тексту 176 сторінок. Робота містить 47 рисунків, 17 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД НАУКОВИХ ПРАЦЬ З ПИТАНЬ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

1.1. Загальний огляд процесів та машин для обробки деталей в робочих ємностях

Обробка деталей в робочих ємностях відноситься до галтувальних технологічних операцій, суть яких полягає в обробці поверхонь деталей в спеціальній робочій ємності за рахунок взаємодії деталей між собою, технологічним середовищем, що в сукупності з деталями, які обробляються утворює робочий масив та з внутрішньою поверхнею ємності, у наслідок чого на поверхнях таких деталей виникають мікрODEФОРМАЦІЇ оброблених поверхонь. Спостерігається покращення поверхонь деталей за рахунок їх шліфування та полірування, очищення від облою [1], відділення деталей від ливників (у випадку їх виготовлення за допомогою технологічної операції лиття) [2].

Технологічне середовище, в якому виконується обробка масиву деталей необхідно обирати з урахуванням матеріалу, з якого виготовлені деталі [3]: шліфування та полірування деталей з полімерних матеріалів (розповсюджено для виготовлення деталей легкої промисловості) можна виконувати з застосуванням води в якості технологічного середовища, що зовсім недоцільно робити у випадку обробки деталей, що виготовлені з металів, поверхні яких можуть бути пошкоджені внаслідок взаємодією з нею.

Технологічна операція відділення деталей від ливників (наприклад, металевих деталей замка «блискавка», що застосовуються при виготовленні виробів легкої промисловості) виконують на галтувальному обладнанні без застосування технологічного середовища. Для відділення від ливників деталей, що вироблені з еластичних полімерів (деталі з таких матеріалів застосовуються для виготовлення виробів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості) виникає необхідність охолодження масиву деталей у робочій ємності галтувальної машини, що успішно здійснюється за допомогою, наприклад, рідкого азоту [4].

Залежно від форми та розмірів деталей в технологічне середовище можуть бути добавлені гранульовані наповнювачі з метою отримання таких умов обробки, для яких спостерігається однакова інтенсивність обробки різних поверхонь деталей. Розмір гранульованих елементів технологічного середовища впливає на характер обробки різноманітних поверхонь деталей: чим більше за розміром гранули присутні в робочому середовищі, тим гірше обробляються внутрішні елементи деталей, розміри яких збігаються або менші за розміри самих гранул. За рахунок інтенсивної взаємодії з технологічним середовищем обробляються плоскі та виступаючі над поверхнею елементи деталі. Правильний підбір технологічного середовища для обробки поверхонь деталей легкої промисловості є важливим фактором швидкого виконання технологічної операції [5].

Залежно від характеру руху робочої ємності розрізняють галтувальні машини, в яких технологічні ємності мають обертальний, вібраційний та складний характер переміщення у просторі [6]. Характер руху ємності циліндричної форми галтувальної машини є важливим фактором, що впливає на технологічний процес обробки деталей. Рух ємності машини забезпечує умови динамічного характеру взаємодії деталей між собою в робочому масиві та деталей з внутрішньою поверхнею ємності, а величини кінематичних параметрів її руху впливають на інтенсивність такої взаємодії.

Рух деталей в радіальному напрямку є характерним для технологічного обладнання, в якому спостерігається суміщення геометричної осі ємності циліндричної форми з віссю її обертання [7]. Відомі модифікації машини, в яких з метою підвищення інтенсивності взаємодії деталей з внутрішніми поверхнями ємності їх конструктивно виконують з додатковими механічними елементами (наприклад, у середині ємності розташований механічний елемент у вигляді спіралі) та перегородками [8]. З одного боку машини для обробки деталей такого типу є простими, дешевими та невибагливими в роботі, з іншого – ефективність такого устаткування залишається бути кращою: цикл обробки масиву деталей може займати десятки годин роботи обладнання [9].

Удосконалити такі машини з урахуванням різноманіття деталей, що обробляються на галтувальних машинах та використовуються в легкій промисловості практично неможливо. Для обладнання, в якому ось обертання робочої ємності збігається з її геометричною віссю, є тільки один параметр, який впливає на інтенсивність та зміну режиму руху масиву деталей відносно ємності – кутова швидкість обертання ємності, що за значенням має незначний діапазон варіювання від робочої до критичної величини.

На українських підприємствах легкої промисловості використовується галтувальне обладнання з ємностями, що мають обертальний рух на технологічних операціях для обробки деталей. На Баришівській фабриці (акціонерне товариство «Molniya») [10] де виготовляються деталі для замків «блискавка» на таких машинах виконується операції відділення деталей, що отримані з металевого сплаву за допомогою технології лиття, від облою або ливників, шліфування та полірування. На Львівському підприємстві «Polyplast» [11] аналогічне обладнання застосовується для операцій полірування гудзиків та пряжок виготовлених з полімерних матеріалів. Залежно від типу деталей для виконання таких операцій згідно з технологічними вимогами цих підприємств час обробки може варіюватися від однієї до десятків годин безперервної роботи обладнання без рекомендацій щодо режимів обробки конкретних видів деталей та виробів. Пояснюється така ситуація тим, що на галтувальних машинах з обертальним рухом робочої ємності впливати на режими руху деталей в ємності можна тільки за допомогою кутової швидкості її обертання, яка є величиною пропорційною частоті обертання ведучого вала машини. Головною вимогою при обробці деталей на такому обладнанні є неприпустимість доведення кутової швидкості ведучого вала машини до критичної величини.

Для вібраційних машин характерним є поява механічних взаємних ударів під час обробки деталей, яка обумовлена їх високочастотними коливальними рухами. Між деталями, що контактують виникає поверхнева взаємодія [12]. Робоча ємність в таких машинах, як правило, відкритого типу встановлюється на пружній основі та з'єднана з джерелом вібрацій механічного типу [13]. До переваг таких машин

відноситься те, що за їх допомогою можна виконувати обробку деталей, що мають значні габаритні розміри [14].

Особливість експлуатації вібраційних машин [15, 16] вимагає необхідності виконання правил безпеки при роботі з небезпечним для працівників обладнанням, яке є джерелом високочастотних механічних вібрацій. Необхідно приділяти увагу правильному вирішенню задачі віброзахисту фундаменту, на якому встановлено обладнання такого типу, щоб не допустити його пошкодження та виходу з ладу від вібраційної взаємодії з корпусом таких машин [17].

Неможливість впливати на зміну режиму руху масиву деталей відносно робочої ємності (режим руху деталей набуває суто вібраційний характер) призвели до появи варіантів удосконалення існуючих конструкцій машин з метою підвищення інтенсивності обробки деталей виготовлених з металів та їх сплавів [18, 19].

До машин з робочими ємностями, які мають обертальний, вібраційний рухи або взагалі не рухаються з наявністю технологічного середовища в середині, відносно якого рухається деталь, яка закріплена в шпинделі відносяться шпиндельні машини [20, 21]. В машинах відсутня взаємодія деталей, що обробляються одна з одною та з внутрішньою поверхнею ємності. Обробка обумовлена взаємодією деталі з матеріалом технологічного середовища. Якщо урахувати те, що для продуктивної роботи обладнання необхідно мати робочий масив деталей, для яких у якості технологічного середовища використовують воду [3], стає зрозумілим проблемність використання такого способу обробки для деталей легкої промисловості.

В матеріалах дисертаційної роботи проф. Панасюк І. В. вказує на значне збільшення продуктивності обробки деталей фурнітури та взуття, які виробленні з металів та полімерних матеріалів, на галтувальному обладнанні, в якому робоча ємність закритого типу разом з масивом деталей виконує просторовий рух у порівнянні з машинами, в яких ємності рухаються обертально або вібраційно. Робочі ємності в таких машинах виконують планетарний просторовий складний рух [22 – 24]. Для такого характеру руху ємності галтувальної машини відомі дослідження, в яких проведено аналіз руху робочого масиву деталей відносно ємності та були

реалізовані експериментальні дослідження, що присвячені обробці деталей з використанням певного технологічного середовища [25].

1.2. Механічна технологія обробки деталей на машинах з складним рухом робочої ємності

Машина з складним просторовим рухом робочої ємності використовуються в механічній технології обробки матеріалів для виконання технологічних операцій процесу змішування сипких гранульованих речовин та матеріалів [26] в таких галузях виробництва, як хімічна, фармацевтична, харчова, будівельна та інших [27]. Виробники технологічного обладнання використовують 3D-шейкери, які за рахунок складного просторового руху технологічної ємності, що базується на одночасному поєднанні обертального та поступального її рухів, витрачають надзвичайно короткий технологічний час для отримання змішування дрібнодисперсних речовин [28]. Принцип роботи іншого шейкерного змішувача dyna-MIX 3D оснований на контрольованому тривимірному русі закріпленої між просторовими шарнірами змішувальної робочої ємності, рух якої можна програмувати за допомогою відповідного електронного модуля керування [29]. Для двох типів машин характерним є те, що робоча ємність разом з робочим масивом дрібнодисперсної речовини робить складний просторовий рух, що в свою чергу забезпечує складний рух робочого середовища відносно внутрішньої поверхні ємності. Рух середовища можна визначити таким, що поєднує два простих рухи: радіальний обертальний рух відносно геометричної вісі циліндричної ємності та осьовий поступальний вздовж неї. Машина виготовляються різних типорозмірів, що дозволяє їх використовувати для обробки різних об'ємів робочого середовища. До обмеження в технологічних та функціональних можливостях даного типу обладнання можна віднести неможливість незалежного один від іншого регулювання інтенсивності руху робочого середовища відносно ємності в радіальному та осьовому напрямках руху.

За допомогою математичного моделювання можна раціонально спрогнозувати час та ступінь змішування дрібнодисперсних матеріалів в технологічній ємності, що

має просторовий складний рух, а використання відповідного програмного забезпечення та систем автоматизованого проектування дозволяє значно скоротити час проведення необхідних розрахунків [30, 31].

В інших роботах на основі математично ймовірнісного метода аналізується кількісний процес взаємодії окремих частинок при змішуванні двох різних дрібнодисперсних матеріалів та досліджується технологічний процес їх змішування в робочій ємності, яка виконує просторовий складний рух [32, 33]. Визначення параметрів процесу змішування різних фракцій порошків від частоти обертання головного вала машини отримано в роботах [34, 35], в яких одночасно наведені результати експериментальних досліджень. Отримано підтвердження, що для найкращого результату змішування двох різних дрібнодисперсних матеріалів за найменший проміжок часу необхідно мати заповнення технологічної ємності робочим масивом матеріалу не більше шістдесяти відсотків її об'єму. Аналогічні підтвердження щодо оптимального, з точки зору технологічного процесу обробки, рівня заповнення робочим масивом матеріалу об'єму технологічної ємності на основі аналізу результатів проведених експериментальних досліджень отримано в інших наукових публікаціях [36 – 38]. Для випадку обробки деталей в технологічних ємностях, що мають складний просторовий рух такий рівень заповнення ємності робочим масивом буде призводити до інтенсивного процесу руху окремих деталей, збільшення їх контактної взаємодії одна з іншою і з внутрішньою поверхнею ємності та зменшення технологічного часу роботи машини.

В роботі [39] звертається увага на те, що характер завантаження різних дрібнодисперсних сипких матеріалів в технологічну ємність (наприклад, поперечне або вздовжосьове завантаження в середину ємності циліндричної форми) впливає на загальний технологічний час отримання готової суміші, що для випадку об'ємної обробки однакових деталей не має суттєвого значення.

Технологічне обладнання з просторовим рухом робочої ємності циліндричної форми успішно використовується для обробки деталей легкої промисловості. У роботі [40] наведено аналітичні дослідження можливості застосування таких машин для виконання технологічної операції шліфування та полірування деталей, що

виготовлені з полімерних матеріалів, матеріалу, який використовується для виробництва різноманітних деталей легкої промисловості таких, наприклад, як гудзики.

На підставі аналізу результатів проведених експериментальних досліджень [41] отримано практичне підтвердження ефективності машин з просторовим складним рухом робочої ємності для проведення процесу обробки деталей, а в роботі [42] наведено експериментальні результати, які свідчать, що обробка деталей легкої промисловості в технологічній ємності закритого типу, що має просторовий складний рух з використанням технологічного середовища у вигляді гранульованого абразивного матеріалу дозволило майже в два рази зменшити технологічний час обробки в порівнянні з аналогічними результатами обробки на машинах, в яких ємність мала обертальний рух.

Відомі запатентовані способи шліфування [43] і полірування [44] деталей за допомогою вологого технологічного середовища на галтувальних машинах з просторовим складним рухом технологічної ємності є підтвердженням того, що для обробки деталей легкої промисловості перевагу необхідно надавати машинам, в яких застосовуються робочі ємності замкненого типу з складним рухом.

Характеристика можливих режимів руху робочого середовища в технологічній ємності наведена в роботі [45]. Виявлено наступні послідовно можливі режими руху робочого масиву у ємності циліндричної форми за умови поступового підвищення кутової швидкості її обертання: каскадний режим руху поступово перетворюється на змішаний, а потім в водоспадний, який за умови збільшення кутової швидкості ємності призводить до появи передкритичного, а згодом до його критичного режиму руху. Для каскадного режиму руху характерним є рух робочого середовища, коли його окремі частинки рухаються одна по відношенню до інших без фази їх вільного безпорного руху за замкненими траєкторіями. Поява окремих частинок або незначних їх груп, які відриваються від основної маси частинок робочого середовища та знаходяться в певний момент часу у фазі вільного польоту є ознакою змішаного режиму. Водоспадний режим характерний для випадку, коли значна частина частинок масиву технологічного середовища в певному місті ємності

відриваються від інших та рухається під дією сил їх ваги за параболічними траєкторіями. Поява передкритичного режиму руху характеризується тим, що більшість частинок робочого середовища має водоспадний режим, а певна їх частина за рахунок відцентрових сил притискається до внутрішньої поверхні ємності та починає рухатися не відносно, а разом з нею за траєкторією у вигляді кола, центр якого знаходиться на геометричній вісі обертання ємності. Критичний режим виникає тоді, коли весь масив технологічного середовища утворює поверхню на внутрішньому боці ємності у вигляді циліндричного кільця, яке рухається разом з ємністю. Рухи деталей в масиві технологічного середовища одна по відношенню до іншої, а також всього масиву деталей відносно ємності є відсутніми, галтувальна операція обробки деталей стає неможливою.

Експериментальні дослідження обробки гудзиків на машині з просторовим складним рухом технологічної ємності при умові використання різних за характером режимів руху технологічного середовища дозволили зробити висновок про те, що для отримання високопродуктивного процесу роботи машини для шліфування деталей необхідно підтримувати частоту обертання головного вала машини на рівні, коли робочий масив деталей має змішаний (каскадно-водоспадний) характер руху [46, 47]. В роботі [48] наведена методика розрахунку необхідного часу роботи машини з складним рухом технологічної ємності для виконання технологічної операції полірування деталей. Складний рух технологічної ємності машини, що призводить до критичного режиму руху технологічного середовища є небажаним для виконання технологічної операції.

В роботі [49] розроблено математичну модель пошарового руху твердого подрібненого матеріалу у машинах відцентрового характеру роботи. В інших наукових працях [50, 51] авторами отримано рівняння, що дозволяє виконати розрахунок частоти обертання технологічних робочих органів машини відцентрового типу роботи, що призводить до гравітаційного (під дією сили тяжіння) руху точки робочого масиву матеріалу:

$$n = \frac{30\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R_n}} \sqrt{\cos \alpha_n},$$

де $g = 9,81, \text{ м/с}^2$ – величина прискорення вільного падіння; R_n – радіус-вектор точки робочого масиву; α_n , – кут, якому відповідає положення точки робочого масиву в полярних координатах.

Для аналітичного дослідження режимів руху робочого масиву дрібнодисперсних частинок матеріалу існує різні методи. Одні методи базуються на аналізі руху окремої частинки, що має певне розташування в об'ємі робочого масиву, за яким аналізується характер руху всією сукупності частинок масиву [52]. В інших дослідження руху всієї сукупності окремих дрібнодисперсних частинок виконують разом, як одного цілого, що утворює робочий масив технологічного середовища [53].

Різні методи дослідження мають право на існування, як такі, що можна без протиставлення один до одного використовувати для досліджень, які пов'язані з аналізом режимів руху технологічного середовища, як сукупності окремих дрібнодисперсних частинок в робочих ємностях відповідних машин, якщо їх результати мають практичне підтвердження. Для дослідження режимів руху робочого масиву, який утворений сукупністю окремих деталей, таких як, наприклад, гудзик, пряжка, застібка тощо, що є характерними для деталей, які використовуються в легкій промисловості необхідно застосовувати метод дослідження, в якому в першу чергу аналізується рух окремої деталі, що знаходиться в точці робочого масиву під дією певної системи сил.

Значна кількість наукових публікацій присвячена питанням кінематичного дослідження механічних систем, що забезпечують просторовий складний рух робочої ємності машини. Динамічний рух технологічної ємності машини призводить до руху робочого масиву, який при певних його кінематичних параметрах призводять до появи таких режимів руху, що суттєво впливає на технологічний процес обробки деталей. В роботі [54] встановлено, що механізм, який забезпечує просторовий складний рух робочої ємності циліндричної форми в машинах типу «Turbula» призводить до нерівномірного обертання веденого валу при умові, що ведучий вал має сталу за величиною кутову швидкість. Проміжна ланка між валами такого механізму виконана у вигляді технологічної ємності, а тому дві торцеві поверхні циліндричної форми, які кінематично приєднані до двох різних валів

машини в динамічних умовах її роботи мають різні за величиною кінематичні параметри, що і є причиною появи різних за характером режимів руху технологічного середовища в середині ємності. В роботі вказується на те, що взаємодія робочого масиву з торцевими поверхнями циліндричної ємності з різними за величиною кінематичними параметрами призводить до того, що в осьовому напрямку ємності спостерігається рух робочого масиву з різною інтенсивністю у взаємно протилежних напрямках руху по відношенню до її торцевих поверхонь. Такий характерний рух масиву стає проблемою для можливості отримати необхідні для обробки деталей режими руху.

В роботі [55] для незмінного за структурою просторового механізму запропоновані шляхи отримання необхідного режиму руху робочого середовища в ємності за рахунок: математично розрахованої величини кутової швидкості ведучого вала машини, конструкції машини, в якій ведучий вал обертається за певним законом руху та конструкції машини з математично розрахованими та підібраними необхідними геометричними розмірами його ланок.

В роботі [56] на підставі аналітичних розрахунків механізму, що забезпечує просторовий складний рух робочої ємності в машині типу «Turbula» були визначені параметри кутової швидкості веденого вала машини, що призводять до появи в осьовому напрямку циліндричної ємності руху масиву з різною інтенсивністю у взаємно протилежних напрямках по відношенню до її торцевих поверхонь: співвідношення максимальної кутової швидкості веденого вала до ведучого повинна не перевищувати півтори одиниці. Для виконання цієї умови в роботі [57] авторами був аналітично визначений закон руху ведучого вала механізму, який забезпечує просторовий складний рух робочої ємності так, що рух веденого його валу не буде досягати величини, для якої спостерігається небажаний характер руху масиву різної інтенсивності в осьовому напрямку ємності циліндричної форми.

Для практичної реалізації ідеї отримання необхідного взаємовідношення між законами руху ведучого та веденого валів механічної системи ланок, що забезпечує просторовий складний рух технологічній ємності циліндричної форми з необхідним режимом руху та забезпечує рух робочого середовища в середині ємності з майже

однаковою інтенсивністю в прямому і зворотному осьовому напрямках авторами робіт виконані удосконалення машин та отримані суттєві результати наукового та практичного характеру. В роботі [58] для машини з просторовим складним обертанням робочої ємності конструктивно розроблений та аналітично розрахований привод з зворотною обертальним рухом важеля. На модернізацію привода машини для обробки деталей отримано патенти на корисну модель, в одному з яких у приводі застосовується механізм з двома кривошипками [59], а в іншому – кулісний важільний механізм [60]. Використання одинарного асинхронного карданного шарніра в приводі машини для отримання просторового складного руху робочої ємності описано в роботі [61], а застосування спеціально розробленої конструкції приводу, який забезпечує необхідний закон руху ведучої ланки машини наведений в роботі [62].

Удосконалення механічної технології обробки деталей на машинах з складним рухом робочої ємності пов'язана також з модернізацією конструкції самої ємності з метою збільшення енергії взаємодії деталей одна з одною та з внутрішньою поверхнею ємності, що призводить до зменшення загального часу обробки деталей. Так в роботі [63] розроблено конструкцію ємності, внутрішня поверхня якої має додаткове фрикційне покриття, а в іншій конструкції спеціально розробленою є геометрична форма поперечного перерізу ємності [64]. Відомими є конструкції ємностей, поперечні перерізи яких виконано у вигляді багатокутників [65], їх доцільно використовувати, наприклад, для проведення технологічних операцій очищення металевих деталей, які виготовлені за допомогою лиття, від облою. В інших конструкціях машин для обробки деталей удосконалювалися пристрої, що дозволяли зменшити втрати технологічного часу при виконанні операції завантажування заготовок та розвантажування оброблених деталей [66, 67].

Режим руху робочого масиву в ємності циліндричної форми з складним її переміщенням залежить від інтенсивності двох рухів, які має масив деталей вздовж та навколо геометричної осі ємності. Якщо рухи є взаємопов'язаними, що спостерігається в машинах для обробки деталей з одним ведучим валом, то виявляється проблема, яка виникає з зустрічним рухом частин масиву деталей

усередині ємності. Уникнути цього небажаного для технології обробки деталей характеру руху робочого масиву в технологічній ємності, а також розширити можливості впливати на характер руху деталей в робочій ємності, а отже, виконувати регулювання, за рахунок якого руху (повздовжнього поступального вздовж геометричної осі ємності чи обертального навколо неї) утворюється той чи інший технологічний режим його руху можна у випадку, якщо в машині будуть використовуватися два незалежних один від одного приводи, що будуть забезпечувати незалежні рухи робочого масиву деталей в циліндричній ємності вздовж геометричної вісі та навколо неї.

Механічні системи, які забезпечують просторовий складний рух робочої ємності галтувальних машин є складними. Існують певні структурні обмеження працездатності таких просторових механізмів, що значно звужують функціональні можливості технологічного обладнання, в яких вони використовуються. Наявність пасивних зв'язків в структурі кінематичної схеми, призводять до статичної невизначеності механізму [68]. Виникає ситуація, коли механічна система є теоретично нерухомою, а практично – працездатною при умові виконання певних дуже вузьких вимог щодо геометричних співвідношень її параметрів [69], що в свою чергу не дозволяє використовувати робочі ємності різної довжини. Статична визначеність механізму, яка дозволяє стверджувати про теоретичну та практичну рухомість його ланок по відношенню до нерухомого корпусу дозволяє провести необхідні для його проектування кінематичні та динамічні дослідження [70], які в роботі [71] виконані для статично визначеного просторового механізму за допомогою математичного метода моделювання.

Відомі випадки конструктивних перетворень структури статично невизначеного просторового механізму такого типу за рахунок збільшення кількості його рухомих ланок на одну одиницю, що дозволило теоретично та функціонально зробити його статично визначеним. В роботі [72] такою додатковою рухомою ланкою є повзун, а в іншій [73] – коромисло.

В просторовому двокривошипному механізмі з одною ведучою ланкою та іншими ланками, серед яких є така, що має складний рух спостерігається

перетворення рівномірного обертання ведучого кривошипу в нерівномірний обертальний рух веденого [74], що вказує на його обмеженні можливості використання у галтувальних машинах легкої промисловості, на відмінність іншим галузям виробництва [75]. Структурні дослідження просторового кінематичного ланцюга, на основі якого побудований механізм та отримані теоретичні умови можливості руху його кривошипів на кут більше 360 градусів представлено в роботі [76]. В іншій – [77] отримано аналітичні рівняння кутових швидкостей та прискорення веденої ланки механізму для умови рівномірного обертання ведучого кривошипу.

Геометричні параметри ланок просторового механізму з одним ведучим та іншим веденим кривошипами суттєво впливають на величини реакцій, що виникають в його кінематичних парах, а їх варіювання може призвести до їх критично небезпечних для працездатності механізму величин [78].

За результатами аналізу літературних джерел можна констатувати, що машини, робочі ємності яких мають просторовий складний рух є найбільш перспективними щодо їх удосконалення та створення такої конструкції машини, яка б дозволила виконувати обробку деталей з налаштуваннями, що урахували би конструктивні їх особливості.

1.3. Особливості механічної технології обробки деталей легкої промисловості на галтувальних машинах

Деталі, що використовуються в виробках легкої промисловості (застібки замка «блискавка», гудзики, пряжки і таке інше) виготовляються з різних матеріалів, таких як: металеві сплави, різноманітні пластики та полімерні матеріали тощо [79]. Технологічні операції обробки деталей, які виготовлено з пластику та полімерних матеріалів виконуються з меншою інтенсивністю в порівнянні з аналогічними операціями обробки деталей, виготовлених з металу та металевих сплавів, що пояснюється можливістю їх пошкодити під час обробки.

Для металевих деталей або тих що виготовлені з сплаву металів необхідно забезпечити такий режим руху в робочій ємності машини, для якого інтенсивність руху вздовж геометричної осі ємності циліндричної форми буде максимально можливою, а в радіальному напрямку таким, щоб складний рух, що утворюється при їх складанні не призвів до появи неприпустимого критичного руху масиву деталей, для якого процес обробки стає неможливим.

Інший характер обробки спостерігаємо для деталей, що виготовлені з пластику та полімерних матеріалів: більш інтенсивний рух масиву деталей необхідно забезпечувати в радіальному напрямку ємності циліндричної форми, при цьому рух робочого масиву виконуємо з такою сумарною інтенсивністю, щоб не припустити появу небажаного критичного режиму руху. Слід пам'ятати: для можливості обробки деталей виготовлених з певних полімерних матеріалів їх додатково необхідно охолоджувати [80], наприклад, рідинним азотом. Режими руху робочого масиву деталей легкій промисловості підбираємо такими, щоб не припуститися пошкодження або руйнування деталей під час виконання технологічної операції на галтувальній машині [81].

На характер необхідної обробки деталей на галтувальних машинах впливає технологія їх виробництва: деталі, що виробленні з полімерних матеріалів за допомогою технологічних операцій штампування, вирубання, різання тощо необхідно шліфувати та полірувати з використанням каскадного режиму руху робочого масиву деталей в технологічній ємності машини.

Для деталей з металу та металевих сплавів отриманих за допомогою операції лиття необхідно проводити галтувальні операції з більш інтенсивними режимами обробки в робочій ємності такими, як змішаний та водоспадний. Обробка деталей з дотриманням необхідного режиму руху робочого масиву дозволяє виконати притуплення гострих кромки деталей, забезпечити видалення облою з заготовок та ливників у найкоротший час.

Правильно підібраний режим руху робочого масиву деталей в технологічній ємності при виконанні операції обробки на галтувальних машинах є одним з факторів, який впливає на їх зовнішній вигляд та на появу можливих дефектів після

обробки. Так на виробничих ділянках Львівського підприємства «Polyplast» [11], що спеціалізується на виготовленні різних фурнітурних виробів з поліефірного матеріалу згідно технологічних умов виробництва перевірка полірування та шліфування гудзиків на галтувальному обладнанні виконується шляхом органолептичного порівняння з зразками гудзиків того чи іншого асортименту, що пройшли експертну перевірку на якість обробки. На Баришівському підприємстві «Molniya» [10], що виготовляє різні застібки типу «блискавка» галтувальні операції використовують для обробки деталей замка з цинкового сплаву та для відділення отриманих деталей після лиття від ливників. Деталі мають складні технологічні форми, а від їхніх геометричних розмірів залежить працездатність готових виробів, тому контроль необхідних розмірів деталей є обов'язковим після виконання технологічних операцій на галтувальних машинах.

В своїй більшості, на відмінність від деталей, що використовуються в машинобудуванні для деталей легкої промисловості показниками, які характеризують успішність виконання технологічної операції обробки на галтувальних машинах в першу чергу є не кількісні величини (наприклад, параметри відхилення певних лінійних розмірів від номінальної величини або величини допусків шорсткості робочих поверхонь), а показники, що визначаються органолептичним способом. Естетичний зовнішній вигляд пряжки, гудзика, застібки інших деталей, що використовується в виробі легкої промисловості мають бути привабливими та естетичними на вигляд, вони можуть нести функціональні призначення або використовуватися для прикраси виробу.

Отримати естетичний вигляд деталі після технологічної операції її обробки на галтувальній машині, виконання якої залежить від багатьох чинників (матеріал, з якого виготовлена деталь, її геометричні розміри, форма, кількість деталей в робочому масиві, наявність робочого середовища тощо) та одночасно забезпечити продуктивність роботи обладнання можна за умови дотримання необхідних для обробки конкретних деталей режимів руху робочого масиву деталей в ємності машини. Для забезпечення виконання таких вимог необхідно шляхом удосконалення існуючого технологічного обладнання розробити універсальну

машину для обробки деталей легкої промисловості з розширеними можливостями технологічних налаштувань.

Висновки до розділу 1 та завдання дослідження

На підставі проведеного аналізу наукових літературних джерел за обраним напрямком дослідження можна зробити наступні висновки:

1. Технологічний процес об'ємної обробки деталей легкої промисловості за допомогою проведення галтувальної операції з використанням технологічного середовища вимагає наявності в машині робочої ємності замкненого типу.

2. Найпродуктивнішими машинами для обробки деталей легкої промисловості в робочих ємностях серед існуючого технологічного обладнання є машини, робочі ємності яких мають просторовий складний рух.

3. Планетарний просторовий складний рух робочої ємності разом з робочим масивом деталей в існуючих конструкціях машин для обробки деталей можна реалізувати за рахунок незалежних один від іншого обертальних рухів ємності відносно відповідних, наприклад, взаємно перпендикулярних осей обертання.

4. Для дослідження режимів руху робочого масиву, що утворений сукупністю окремих деталей легкої промисловості, в ємності, яка має просторовий складний рух доцільно застосовувати метод, що базується на аналізі руху окремої деталі робочого масиву.

5. Аналітичні дослідження режимів руху масиву деталей в робочій ємності зі складним рухом необхідно проводити після детально проведених кінематичних досліджень, в результаті яких будуть отримані кінематичні параметри складного руху окремої деталі робочого масиву.

6. Машини, робочі ємності яких мають просторовий складний рух є перспективними щодо їх удосконалення та створення універсальної машини, яка б дозволила виконувати обробку деталей легкої промисловості з налаштуваннями, що ураховують їх особливості.

7. Удосконалення існуючого просторового двокривошипного механізму з однією ведучою та іншими веденими ланками з метою створення універсальної

машини для обробки деталей легкої промисловості з широким діапазоном регулювань та функціональних можливостей є задачею, що вимагає зміни його структурних параметрів.

8. Для усунення недоліку, що призводить до появи в осьовому напрямку циліндричної ємності руху масиву деталей з різною інтенсивністю у взаємно протилежних напрямках, необхідно використовувати два приводи, що забезпечуть складний рух робочого масиву в ємності циліндричної форми вздовж та навколо її геометричної вісі.

9. Застосування двох незалежних приводів в галтувальній машині з циліндричною робочою ємністю дозволяє розширити регулювання руху робочого масиву деталей в ємності та отримувати необхідні для обробки деталей легкої промисловості режими руху.

На підставі зроблених висновків сформулюємо завдання, які необхідно вирішити в нашому дослідженні:

1. Дослідити вплив кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності.

2. Дослідити вплив радіуса робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності.

3. Дослідити вплив довжини робочої ємності циліндричної форми галтувальної машини удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей в робочій ємності.

4. Виконати кінематичне дослідження обраного просторового шарнірного з'єднання ведучого вала відносного руху з ємністю галтувальної машини удосконаленої конструкції.

5. Провести математичну обробку результатів експериментальних досліджень для всіх запланованих варіантів експерименту та виконати перевірку адекватності відповідних математичних моделей.

6. Виконати динамічне врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості та розрахувати масу противаги, яку необхідно встановлювати на кривошипі машини, з урахуванням конструктивної можливості змінювати довжину її плеча.

7. Вирішити задачу приведення моментів до ведучих валів галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості удосконаленої конструкції і визначити величини крутних моментів на приводних валах відносного і переносного руху робочої ємності машини, виконати підбір електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів, зробити необхідні перевірочні розрахунки.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ НА РЕЖИМ РУХУ МАСИВУ ДЕТАЛЕЙ В ЄМНОСТІ З СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ

Обробка деталей в замкнених робочих ємностях, що мають складний рух є ефективним способом виконання оздоблювальних та зачищувальних технологічних операцій, які застосовуються в різних галузях виробництва [28]. Саме в такий спосіб обробляється переважна більшість деталей легкої промисловості, що відноситься до фурнітурної групи [4]. Використовується механічне обладнання [55, 82] для виконання операцій відділення ливників від полімерних або металевих деталей, які отримано після лиття, та їх фінішної обробки.

2.1. Дослідження конструкції удосконаленої машини для обробки деталей з складним рухом робочої ємності

Відома конструкція машини для обробки деталей на основі просторового подвійного шарніру [83], в якій присутній один ведучий та ведений вали, які кінематично з'єднані за допомогою обертальних кінематичних пар з корпусом машини, а їх геометричні осі розташовані паралельно та є одночасно перпендикулярними до однієї площини. Конструктивною особливістю такої машини є те, що кінематичний ланцюг подвійного шарніру розташований по відношенню до такої площини по один бік, що призводить до ряду негативних наслідків в її роботі.

Машина такої конструкції працездатна в дуже вузькому діапазоні змін лінійних розмірів її ланок. Зміна геометрії ланок або їх розташування в просторі можуть призводити до зупинок та аварійних відмов, що ускладнює побудову ряду машин такої конструкції різного типорозміру.

Конструкція машини впливає на зміну режимів руху робочого масиву деталей у робочій ємності, що пояснюється різкими змінами орієнтації ємності в просторі за цикл роботи машини.

Фактором, що значно обмежує можливості застосування машини такої конструкції у технологічному процесі обробки різноманітних деталей легкої промисловості є відсутність параметрів регулювання, за допомогою варіювання яких можна було б впливати на режими руху деталей в робочій ємності.

Перевагою машини такої конструкції є наявність в її структурі просторового подвійного шарніру, який забезпечує складний просторовий рух робочої ємності, що в першу чергу впливає на ефективне виконання галтувальної операції поверхневої обробки деталей.

Задача структурного синтезу просторового механізму машини для обробки деталей удосконаленої конструкції полягає в тому, щоб синтезувати структурну схему механізму, в якій реалізуєть складний рух робочої ємності машини з одночасним усуненням вище наведених недоліків.

Машина для обробки деталей легкої промисловості удосконаленої конструкції [84] (рис. 2.1) належить до галтувальних машин. Обробка поверхонь деталей в таких машинах виникає за рахунок взаємодії деталей в робочому масиві та контакту окремих деталей з внутрішньою поверхнею робочої ємності, яка виконує складний просторовий рух.

Машина містить корпус 1, в якому розміщено два приводи з електродвигунами 2 та 4, які незалежно один від іншого призводять до руху два ведучих вала 3 та 5, що встановлені, відповідно, в підшипникових опорах 6 та 7 з наперед заданими за напрямком та величиною кутовими швидкостями ω_3 та ω_5 .

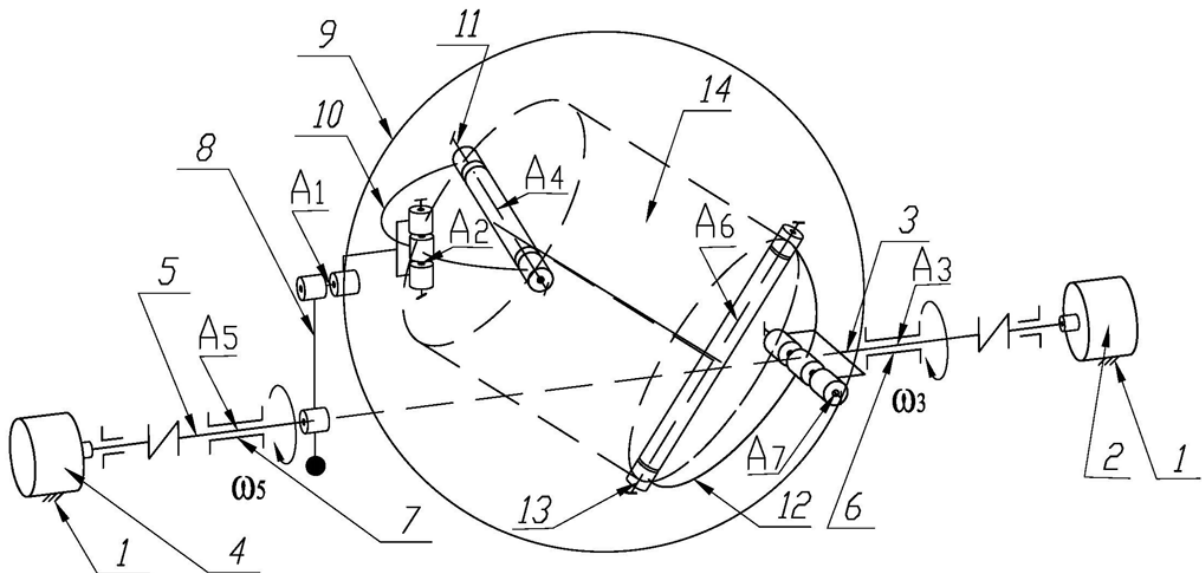


Рис. 2.1. Структурна схема машини удосконаленої конструкції з складним просторовим рухом робочої ємності

Основою структури механізму є просторовий подвійний шарнір 9, до складу якого надходять дві ланки у вигляді вилок 10 та 12 та робочої ємності 14, яка за допомогою взаємно перпендикулярних діаметрально протилежних осей 11 та 13 кріпиться до них. Рухомі ланки подвійного шарніру утворюють обертальні кінематичні пари A_2 , A_4 , A_6 , а за допомогою пар п'ятого класу A_7 та A_1 кінематичний ланцюг подвійного шарніру кінематично з'єднуються з двома ведучими валами 3 та 5, які шарнірами A_3 та A_5 приєднані до корпусу машини.

З одного боку кінематичною парою A_7 забезпечується рух ланок подвійного шарніру від першого ведучого валу 3, що обертається в підшипниковій опорі 6, а з іншого - обертальною парою A_1 обумовлено їх приєднання до кривошипу 8, який жорстко з'єднаний з другим ведучим валом 5 та спирається на підшипникову опору 7, що розташована співвісно з опорою 6.

Згідно кінематичної схеми (рис.2.1) та 2D (рис.2.2) і 3D (рис.2.3) моделей удосконаленої машини складний рух робочої ємності 14 разом з

робочим масивом деталей утворюється за рахунок складання двох рухів: відносного обертального руху робочої ємності циліндричної форми відносно своєї геометричної осі та переносного обертального руху ємності навколо спільної геометричної осі ведучих валів 3 та 5.

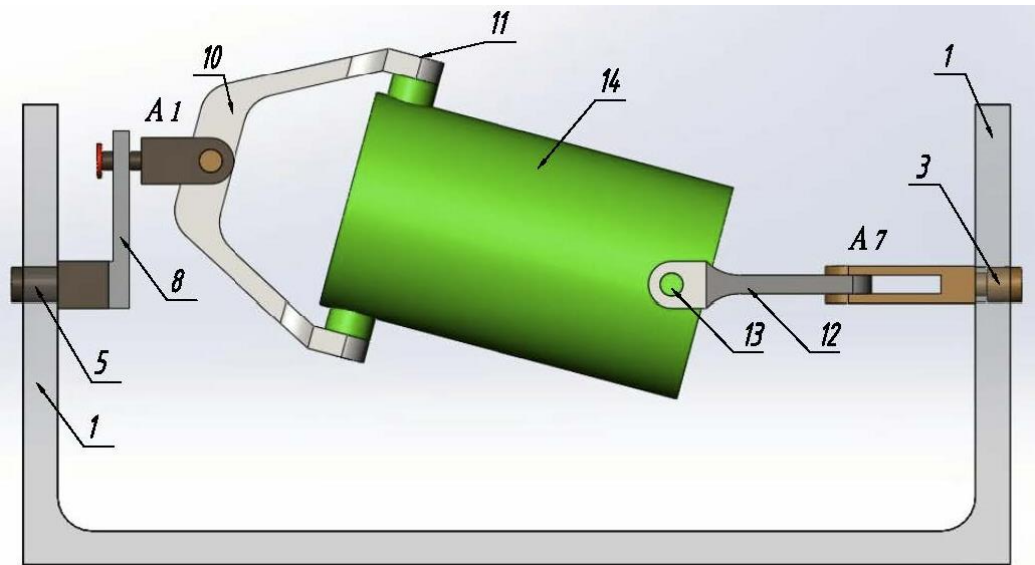


Рис. 2.2. 2D – вид машини удосконаленої конструкції

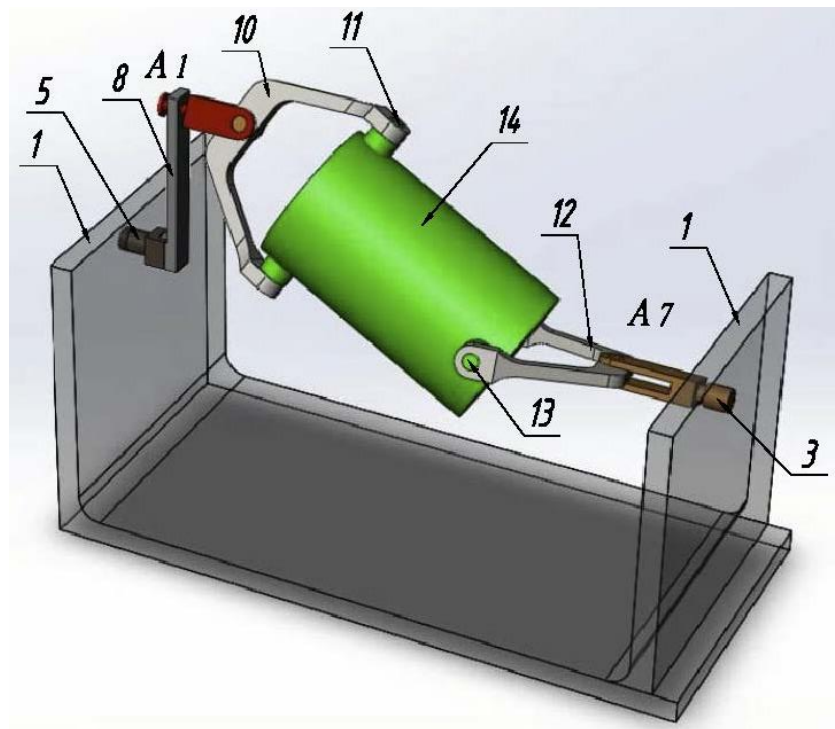


Рис. 2.3. 3D – вид машини удосконаленої конструкції

Відносний рух робочої ємності забезпечує перший ведучий вал 3, а переносний рух – другий ведучий вал 5, який призводить до обертального руху кривошипу 8, що забезпечує рух кінематичної пари A_1 приєднання просторового подвійного шарніру 9 до кривошипу 8 по колу, радіус якого дорівнює довжині кривошипа та забезпечує її переміщення в вертикальній площині з амплітудою, яка дорівнює двом довжинам кривошипа за цикл його обертання. Для миттєвого положення робочої ємності, що наведено на рис.2.3 робочий масив деталей в ємності отримує повздовжній відносний осьовий рух в робочій ємності в напрямку від кінематичної пари A_1 до – A_7 , а для діаметрально протилежного – в протилежному напрямку руху відносно цієї ж осі, від положення пари A_7 до - A_1 . Циклічна зміна положення кривошипу 8 при обертанні другого ведучого вала 5 разом з радіальним рухом робочого масиву деталей, який задається робочою ємністю 14 при обертанні першого ведучого вала 3 призводять до складного просторового руху деталей робочого масиву та появи певного (залежно від інтенсивності обертання валів 3 та 5) режиму руху під час виконання технологічної операції галтування.

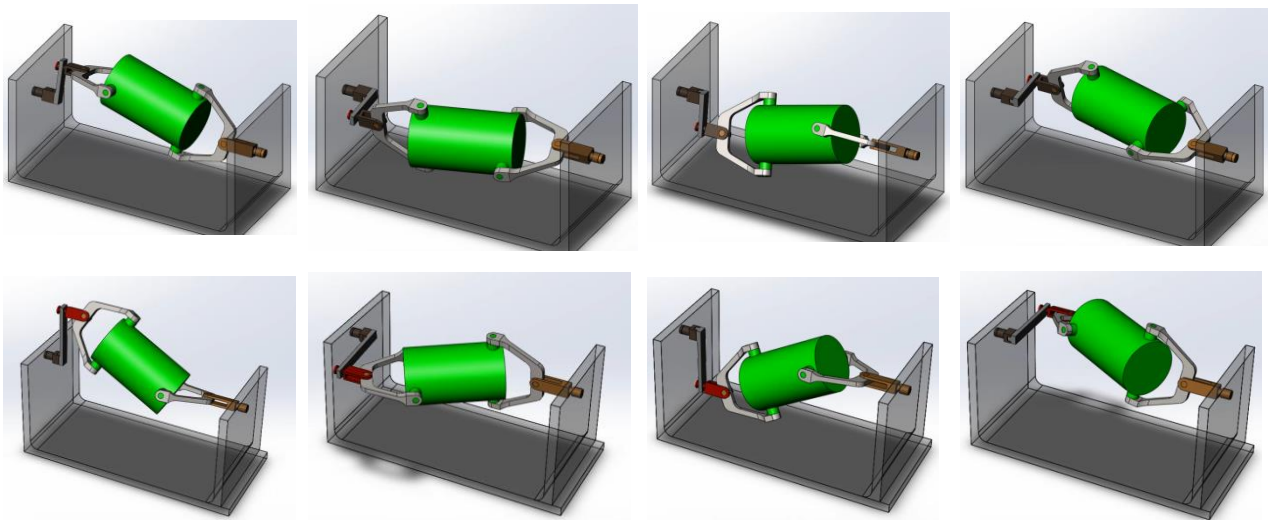
В машині удосконаленої конструкції геометричні осі двох ведучих валів 3 та 5 розміщено співвісно, а їх підшипникові опори 6 та 7 розміщено в станині по два різні боки по відношенню до просторового кінематичного ланцюга подвійного шарніра 9, тому для будь яких умовно довільних положень кривошипа 8 при його обертанні відносно опори 7 відстань між геометричними центрами елементів кінематичних пар A_1 та A_7 залишається сталою величиною. З іншого боку довжина між елементами цих же кінематичних пар, яка обумовлена геометрією ланок кінематичного ланцюга подвійного шарніра 9 так само є сталою за величиною. Умову вільного циклічного обертання другого ведучого вала 5 разом з кривошипом 8 виконано.

При роботі машини удосконаленої конструкції не спостерігаємо різкої зміни орієнтації робочої ємності в просторі, що впливає на режим руху

масиву деталей робочої ємності за цикл роботи машини. Для порівняння зауважимо: в машині старої конструкції структурою механізму закладена чотирикратна зміна орієнтації робочої ємності в просторі за один повний оберт ведучого вала машини, що підтверджено відповідними кінематичними дослідженнями [85].

Відсутність різких змін орієнтації робочої ємності в просторі за цикл роботи машини удосконаленої конструкції зафіксовано на 3D візуалізації руху ланок кінематичного ланцюга просторового подвійного шарніру та можна прослідкувати на моделях відтворення миттєвих положень робочої ємності за один оберт повороту ведучого валу 5 разом з кривошипом 8, які зроблено за допомогою CAD програми для трьох різних розмірів довжини кривошипу.

На рисунку 2.4 представлено чотири положення моделі машини для кожного розміру кривошипу, на яких зафіксовано миттєві положення рухомих ланок механізму для двох вертикальних (верхнє, нижнє) та двох горизонтальних (ліве, праве) положень кривошипу.



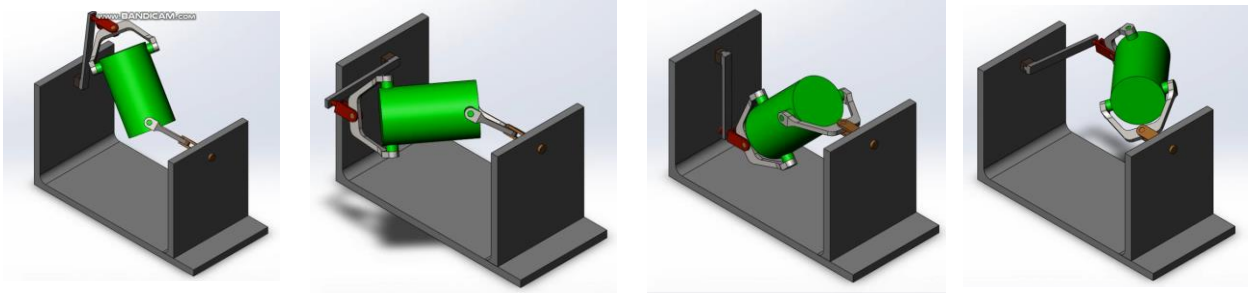


Рис. 2.4. Відтворення миттєвих положень робочої ємності моделі удосконаленої машини за один оберт ведучого валу кривошипу різної довжини

Зміна геометричних розмірів ланок механічної системи машини удосконаленої конструкції не впливає на її рухомість в порівнянні з машиною старої конструкції, в якій, наприклад, для обраної певної довжини робочої ємності виявлено, що відстань між осями ведучого та веденого валів за один цикл повороту ведучого вала не є сталою фіксованою величиною для різних його положень [86].

Кінематичний ланцюг подвійного шарніра удосконаленої конструкції завжди знаходиться в повздовжньому положенні: вали 3 та 5 розташовано з різних боків просторового подвійного шарніру 9 (рис. 2.3), тому для робочої ємності будь якої умовної лінійної довжини завжди можна скорегувати необхідну відстань між підшипниковими опорами 6 та 7 для забезпечення умови вільного обертання ведучих валів машини.

Однією з задач створення машини для обробки деталей легкої промисловості є її уніфікація. З урахуванням специфіки подальшого використання оброблених деталей їх зовнішній вигляд повинен відповідати вимогам самих вибагливих користувачів. Якщо взяти до уваги те, що існує широкий спектр матеріалів для виробництва таких деталей, які вимагають при їх обробці створення відповідних режимів руху деталей в робочій ємності, то стає зрозумілим, що уніфікація обладнання можлива на основі машини з розширеним діапазоном можливих регулювань.

Удосконалена машина має значний перелік параметрів регулювання, які дозволяють впливати на умови руху деталей в робочій ємності, до яких в першу чергу необхідно віднести кутові швидкості та напрямки обертання двох ведучих валів машини, величину кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми її діаметр та довжину.

В другу чергу параметрів, що підлягають регулюванню можна віднести геометричні розміри ланок просторового шарнірного з'єднання, а саме вилок, що надходять до його складу. З урахуванням того, що шарнірне з'єднання старої конструкції технічно не може забезпечувати зміну кута нахилу робочої ємності у необхідному діапазоні величин, при яких машина удосконаленої конструкції може працювати виникає питання про доцільність застосування шарнірного з'єднання іншої конструкції для можливості реалізації технологічних переваг удосконаленої машини.

2.2. Дослідження абсолютної лінійної швидкості точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух

Розглянемо точку M , що знаходиться в певному положенні робочого масиву деталей ємності циліндричної форми (рис.2.5). Положення обрано умовно для точки, що знаходиться на відстанях (r, m) від геометричної осі робочої ємності та (R, m) спільної осі ведучих валів машини. Вважаємо деталь, що геометрично знаходиться в положенні точки M матеріальною точкою, тобто абсолютно твердим тілом, геометричними розмірами та формами якого при дослідженнях нехтуємо. При цьому матеріальна точка має властивості фізичного тіла, а саме: вона має фізичну масу деталі та властивість механічно взаємодіяти з іншими матеріальними точками або фізичними тілами.

Матеріальна точка M в машині розробленої конструкції одночасно приймає участь в двох простих кінематичних рухах: обертальному

відносному русі разом з робочою ємністю відносно рухомої декартової системи координат $O_{1z_1y_1x_1}$ навколо геометричної осі ємності циліндричної форми та обертальному переносному русі разом з рухомою системою координат $O_{1z_1y_1x_1}$ відносно горизонтальної осі Ox нерухомої декартової системи координат $Ozyx$. Положення точки M відносно рухомої системи координат $O_{1z_1y_1x_1}$ визначаємо радіус-вектором \vec{r}_{M1} , а відносно нерухомої системи координат $Ozyx$ - \vec{r}_M . На рис. 2.5 позначено вектори одиничних орт $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$, які обумовлюють напрямки осей координат Ox, Oy, Oz нерухомої системи координат $Ozyx$ та вектори одиничних орт $\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1$ для, відповідно, осей O_1x_1, O_1y_1, O_1z_1 рухомої системи координат $O_{1z_1y_1x_1}$.

Перший ведучий вал машини обертається зі сталою кутовою швидкістю ω_3 за напрямком, що збігається з напрямком руху годинникової стрілки. Визначаємо вектор відносної лінійної швидкості точки M з наступного векторного рівняння:

$$\vec{V}_{Mr} = \vec{\omega}_{3r} \times \vec{r}_{M1}, \quad (2.1)$$

де $\vec{\omega}_{3r}$ – вектор миттєвої відносної кутової швидкості робочої ємності, c^{-1} .

Вектор відносної кутової швидкості $\vec{\omega}_{3r}$ спрямований вздовж геометричної осі робочої ємності в той бік, з якого напрямок відносної кутової швидкості бачимо таким, що він збігається з напрямком протилежним напрямку руху годинникової стрілки.

Миттєва величина модуля вектора кутової швидкості робочої ємності $\vec{\omega}_{3r}$ та величина кутової швидкості ω_3 першого ведучого вала машини у зв'язку з особливостями кінематичної передачі руху між ланками за допомогою двох обертальних кінематичних пар та вилки такої конструкції є різними, як за законом руху так і чисельно. Кутова швидкість ω_3 є незмінною сталою величиною, яку задає перший мотор-редуктор машини. Залежно від положення елементів кінематичних пар та вилки шарніру,

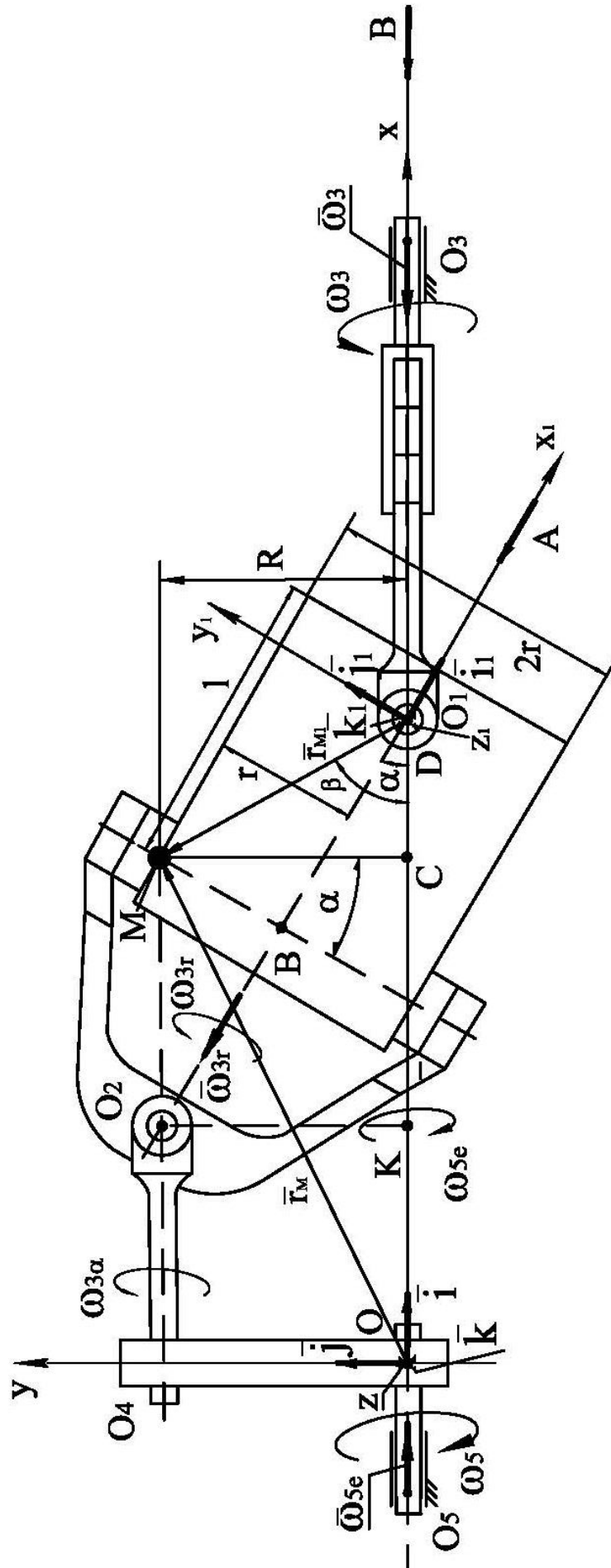


Рис. 2.5. Розрахункова схема для дослідження швидкості точки робочої ємності при її складному русі

який кінематично з'єднує перший ведучий вал 3 машини з робочою ємністю кінематичний параметр кутової швидкості ω_{3r} робочої ємності є змінною величиною за весь час обертання першого ведучого вала на один повний оберт.

Напрямок вектора відносної лінійної швидкості точки М визначаємо згідно з рівняння (2.1): вектор \vec{V}_{Mr} є перпендикулярним до площини, що обумовлена векторами $\vec{\omega}_{3r}$ і \vec{r}_{M1} (рис.2.5) та спрямований у той бік, з якого бачимо поворот вектора $\vec{\omega}_{3r}$ до його суміщення з вектором \vec{r}_{M1} проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут. Якщо подивитися за напрямком стрілки «А», то вектор \vec{V}_{Mr} буде направлений праворуч перпендикулярно до площини $O_1y_1x_1$ рухомої системи координат

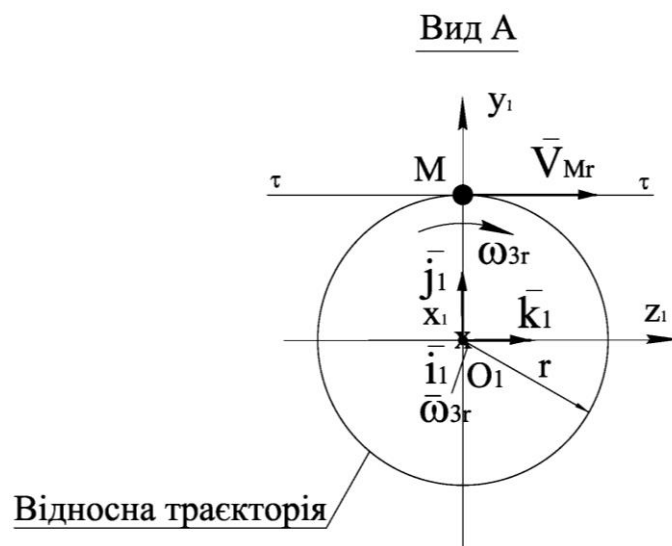


Рис. 2.6. Розрахункова схема для дослідження відносної лінійної швидкості точки робочої ємності

$O_1z_1y_1x_1$ (рис.2.6). Напрямок вектора \vec{V}_{Mr} можна визначити з урахуванням того, що траєкторією точки М у відносному русі є коло, радіус якого збігається з радіусом робочої ємності r , тому вектор \vec{V}_{Mr} спрямовуємо за напрямком кутової швидкості ω_{3r} вздовж дотичної $\tau\text{-}\tau$ до відносної траєкторії, яку побудовано в точці М. Напрямок вектора \vec{V}_{Mr} можна також побудувати вздовж лінії перпендикулярної до миттєвого радіусу обертання

точки М навколо полюса O_1 з урахуванням напрямку, що задає відносна кутова швидкість ω_{3r} (рис.2.6).

Другий ведучий вал машини обертається зі сталою кутовою швидкістю ω_5 за напрямком, що спрямований проти напрямку руху годинникової стрілки (рис.2.5). Визначаємо вектор переносної лінійної швидкості точки М з наступного векторного рівняння:

$$\vec{V}_{Me} = \vec{\omega}_{5e} \times \vec{r}_M, \quad (2.2)$$

де $\vec{\omega}_{5e}$ – вектор переносної кутової швидкості робочої ємності, c^{-1} .

Вектор переносної кутової швидкості $\vec{\omega}_{5e}$ спрямований вздовж геометричної осі обертання кривошипу OO_4 (ось Ox нерухомої декартової системи координат $Ozux$) в той бік, з якого напрямок переносної кутової швидкості бачимо таким, що він збігається з напрямком протилежним напрямку руху годинникової стрілки.

Переносний рух точці М задає кривошип OO_4 , який жорстко з'єднаний з другим ведучим валом машини, тому має однакову з ним за величиною та напрямком кутову швидкість: $\vec{\omega}_{5e} = \vec{\omega}_5$.

Напрямок вектора переносної лінійної швидкості точки М визначаємо згідно з векторного рівняння (2.2): вектор \vec{V}_{Me} є перпендикулярним до площини, що обумовлена векторами $\vec{\omega}_{5e}$ і \vec{r}_M (рис.2.5) та спрямований у той бік, з якого бачимо поворот вектора $\vec{\omega}_{5e}$ до його суміщення з вектором \vec{r}_M проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут. Якщо подивитися за напрямком стрілки «В», то вектор \vec{V}_{Me} буде направлений ліворуч перпендикулярно до площини Oux нерухомої системи координат $Ozux$ (рис.2.7).

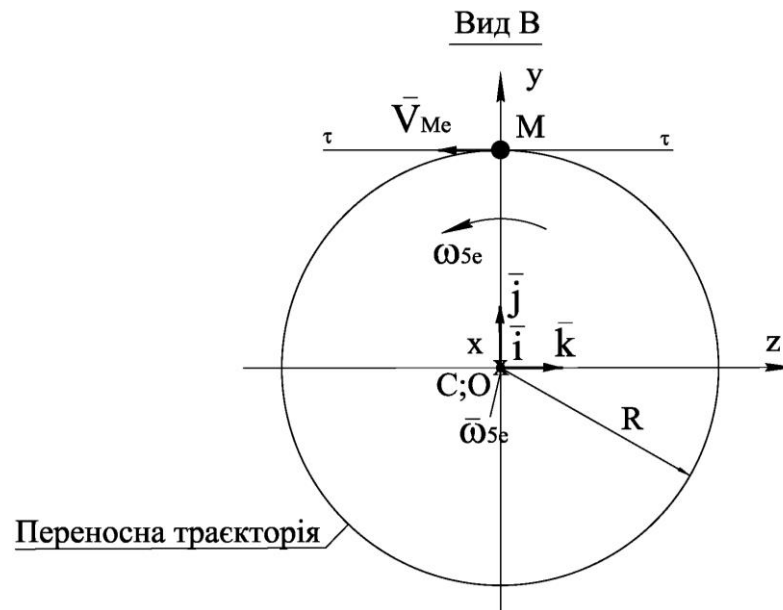


Рис. 2.7. Розрахункова схема для дослідження переносної лінійної швидкості точки робочої ємності

Напрямок вектора \vec{V}_{Me} також можна визначити з урахуванням того, що траєкторією точки M в переносному русі є коло, радіус R якого для положення показаному на рис. 2.5 збігається з радіусом кривошипу OO_4 . Вектор лінійної переносної швидкості \vec{V}_{Me} спрямовуємо за напрямком переносної кутової швидкості ω_{5e} вздовж дотичної $\tau-\tau$ до переносної траєкторії, яку побудовано в точці M (рис.2.7). Одночасно напрямком вектора \vec{V}_{Me} спрямований вздовж лінії перпендикулярної до миттєвого радіусу обертання CM з урахуванням напрямку, що задає переносна кутова швидкість ω_{5e} (рис.2.5).

Вектори відносної \vec{V}_{Mr} та переносної \vec{V}_{Me} лінійних швидкостей точки M для випадку дослідження виявились спрямованими вздовж однієї лінії $\tau-\tau$, що є одночасно лінією дотичною до кіл відносної та переносної траєкторій, які мають спільну точку їх дотикання в миттєвому положенні точки M при її складному русі (рис.2.8).

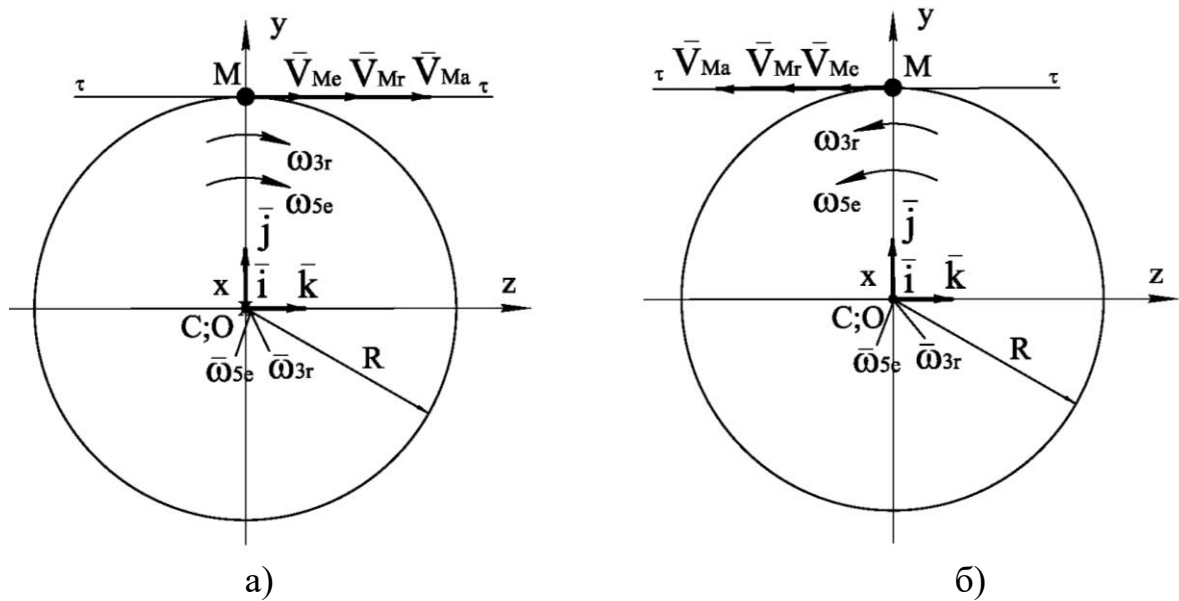


Рис. 2.8. Розрахункова схема для дослідження абсолютної лінійної швидкості точки робочої ємності

В загальному випадку складного руху матеріальної точки М (точка приймає участь одночасно в двох рухах) вектор абсолютної лінійної швидкості \vec{V}_{M_a} визначається з векторної суми:

$$\vec{V}_{M_a} = \vec{V}_{M_r} + \vec{V}_{M_e}. \quad (2.3)$$

З урахуванням вище зазначеного, для визначення модуля абсолютної лінійної швидкості V_{M_a} точки М робочої ємності рівняння (2.3) набуває вигляду:

$$V_{M_a} = |\vec{V}_{M_r}| + |\vec{V}_{M_e}|, \text{ м/с} \quad (2.4)$$

На (рис.2.8, а) розглянуто випадок коли напрямки переносного та відносного обертання робочої ємності збігаються з напрямком руху годинникової стрілки, вектори лінійних швидкостей \vec{V}_{M_r} та \vec{V}_{M_e} спрямовані по дотичній τ - τ праворуч, тому вектор абсолютної швидкості \vec{V}_{M_a} має такий же само напрямок, а за модулем його величина визначається згідно з алгебраїчним рівнянням (2.4). Якщо напрямки переносного та відносного обертання робочої ємності спрямовані протилежно до напрямку руху годинникової стрілки (рис.2.8, б), то вектори лінійних швидкостей представлених в рівнянні (2.3) мають однаковий напрямок та спрямовані

ліворуч вздовж загальної дотичної $\tau-\tau$ до відносної та переносної траєкторій матеріальної точки M , а модуль абсолютної швидкості розраховується як алгебраїчна сума відносної та переносної швидкостей (2.4).

На (рис.2.9, а, б) розглянуто випадок коли напрямки переносного та відносного обертання робочої ємності різні, вектори лінійних швидкостей \vec{V}_{Mr} та \vec{V}_{Me} спрямовані за дотичною $\tau-\tau$ в різні боки, тому вектор абсолютної швидкості \vec{V}_{Ma} має напрямок більшої за модулем швидкості, а за величиною визначається з рівняння:

$$V_{Ma} = |V_{Mr} - V_{Me}|, \text{ м/с.} \quad (2.5)$$

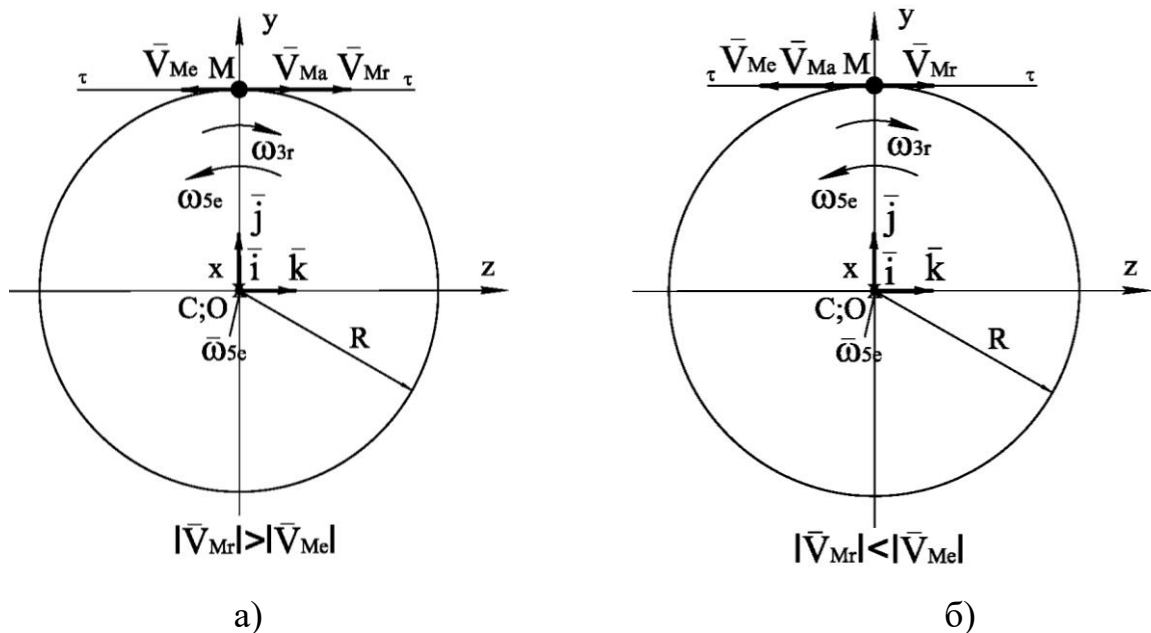


Рис. 2.9. Розрахункова схема для визначення напрямку вектора абсолютної лінійної швидкості точки робочої ємності

Для випадку коли модуль відносної лінійної швидкості V_{Mr} більший за модуль переносної швидкості V_{Me} (рис.2.9, а) напрямок вектора абсолютної швидкості \vec{V}_{Ma} збігається з напрямком вектора відносної швидкості \vec{V}_{Mr} .

Якщо модуль переносної швидкості V_{Me} більший за модуль відносної лінійної швидкості V_{Mr} (рис.2.9, б), то напрямок вектора абсолютної швидкості \vec{V}_{Ma} збігається з напрямком вектора переносної швидкості \vec{V}_{Me} .

Теоретично можливо, що вектори відносної та переносної швидкостей за модулем однакові ($|V_{Me}| = |V_{Mr}|$), а за напрямком - протилежні. В такому випадку буде спостерігатися відсутність руху матеріальної точки М відносно нерухомої системи координат $Ozyx$, а величина абсолютної її швидкості дорівнюватиме нулю: $V_{Ma} = |V_{Me}| - |V_{Mr}| = 0$, м/с.

Згідно з розрахунковою схемою (рис.2.5) модуль відносної лінійної швидкості розраховуємо з рівняння:

$$V_{Mr} = \omega_{3r} \cdot l_{MB} = \omega_{3r} \cdot r, \quad (2.6)$$

де $l_{MB} = r$ – радіус робочої ємності циліндричної форми, м.

Для визначення модуля переносної лінійної швидкості застосовуємо рівняння (з урахуванням того, що $\angle CDM = \beta$; $\angle DCM = 90^\circ$; $\angle ODO_2 = \alpha$ – кут нахилу робочої ємності по відношенню до осі Ox , град):

$$V_{Me} = \omega_{5e} \cdot R = \omega_{5e} \cdot l_{MC} = \omega_{5e} \cdot \sqrt{l^2 + r^2} \cdot \sin \beta \quad (2.7)$$

де $R = l_{KO2} = l_{MC} = l_{DM} \cdot \cos(90^\circ - \beta) = l_{DM} \cdot \sin \beta = \sqrt{l^2 + r^2} \cdot \sin \beta$ – радіус обертання матеріальної точки М у переносному русі, м;

l_{KO2} ; l_{MC} ; l_{DM} – відповідно, довжини відрізків (рис.2.5), м;

l – довжина робочої ємності, м;

кут $\beta = \angle MDC$, град.

Для випадків, що представлено на рис.2.8 з рівняння (2.4) маємо:

$$V_{Ma} = \omega_{3r} \cdot r + \omega_{5e} \sqrt{l^2 + r^2} \cdot \sin \beta, \text{ м/с.} \quad (2.8)$$

У випадку варіантів, які показано на рис.2.9 згідно з рівнянням (2.5) величину абсолютної лінійної швидкості точки М визначаємо:

$$V_{Ma} = |V_{Mr} - V_{Me}| = \left| \omega_{3r} \cdot r - \omega_{5e} \sqrt{l^2 + r^2} \cdot \sin \beta \right|, \text{ м/с.} \quad (2.9)$$

2.3. Дослідження абсолютного лінійного прискорення точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух

Визначаємо абсолютне лінійне прискорення \vec{a}_{Ma} точки М робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, яка одночасно приймає участь в двох рухах в машині для обробки деталей удосконаленої конструкції: обертальному відносному з лінійною швидкістю \vec{V}_{Mr} та обертальному переносному русі з лінійною швидкістю \vec{V}_{Me} (рис.2.10). Згідно з векторного рівняння (2.3) та з урахуванням рівнянь (2.1), (2.2) маємо:

$$\vec{V}_{Ma} = \vec{\omega}_{3r} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{5e} \times \vec{r}_M. \quad (2.10)$$

Диференціюємо векторне рівняння за часом з урахуванням того, що всі складові рівняння (2.10) є змінними за часом параметрами:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{Ma} &= \frac{d\vec{V}_{Ma}}{dt} = \frac{d}{dt} (\vec{\omega}_{3r} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{5e} \times \vec{r}_M) = \\ &= \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt} \end{aligned} \quad (2.11)$$

або

$$\vec{a}_{Ma} = \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1} + \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M + (\vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt}). \quad (2.12)$$

У векторному рівнянні (2.12) вектори умовно розподілені на три частини, кожна з яких є векторною складовою повного лінійного прискорення точки М. Перша векторна складова відповідає за зміну вектора відносної швидкості \vec{V}_{Mr} за рахунок відносного обертального руху точки М (відносна складова \vec{a}_{Mr} повного прискорення точки М), друга – за зміну вектора переносної швидкості \vec{V}_{Me} за рахунок переносного обертального руху точки М (переносна складова \vec{a}_{Me} повного прискорення точки М), а третя складається з суми двох векторних складових, перша з яких відповідає за зміну вектора відносної швидкості \vec{V}_{Mr} за напрямком за рахунок переносного обертального руху точки М, а друга – за зміну вектора

переносної швидкості \vec{V}_{Me} за напрямком за рахунок відносного обертального руху точки М (складова прискорення Кориоліса \vec{a}_{Mk} повного прискорення точки М, інша назва якої з урахуванням того чим викликана її поява – поворотна складова прискорення).

З вище наведеного, маємо:

$$\vec{a}_{Mr} = \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1}, \quad \vec{a}_{Me} = \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M, \quad \vec{a}_{Mk} = \vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt}, \quad (2.13)$$

З урахуванням рівнянь (2.12) та (2.13) повне лінійного прискорення точки М робочої ємності набуває класичного вигляду:

$$\vec{a}_{Ma} = \vec{a}_{Mr} + \vec{a}_{Me} + \vec{a}_{Mk} \quad (2.14)$$

або з урахуванням криволінійного характеру траєкторій відносного та переносного рухів точки М в машині удосконаленої конструкції рівняння (2.14) набуває вигляду:

$$\vec{a}_{Ma} = \vec{a}_{Mr}^n + \vec{a}_{Mr}^\tau + \vec{a}_{Me}^n + \vec{a}_{Me}^\tau + \vec{a}_{Mk}, \quad (2.15)$$

де \vec{a}_{Mr}^n – нормальна векторна складова повного прискорення у відносному русі точки М, м/с²;

\vec{a}_{Mr}^τ – тангенціальна векторна складова повного прискорення у відносному русі точки М, м/с²;

\vec{a}_{Me}^n – нормальна векторна складова повного прискорення у переносному русі точки М, м/с²;

\vec{a}_{Me}^τ – тангенціальна векторна складова повного прискорення у переносному русі точки М, м/с²;

\vec{a}_{Mk} – векторна складова прискорення Кориоліса повного прискорення точки М, м/с².

Напрямок вектора нормальної складової прискорення у відносному русі точки М визначаємо згідно з того, що траєкторія відносного руху точки М є коло, радіус r_{MO1} якого збігається з радіусом r ємності (рис.2.11) , тому

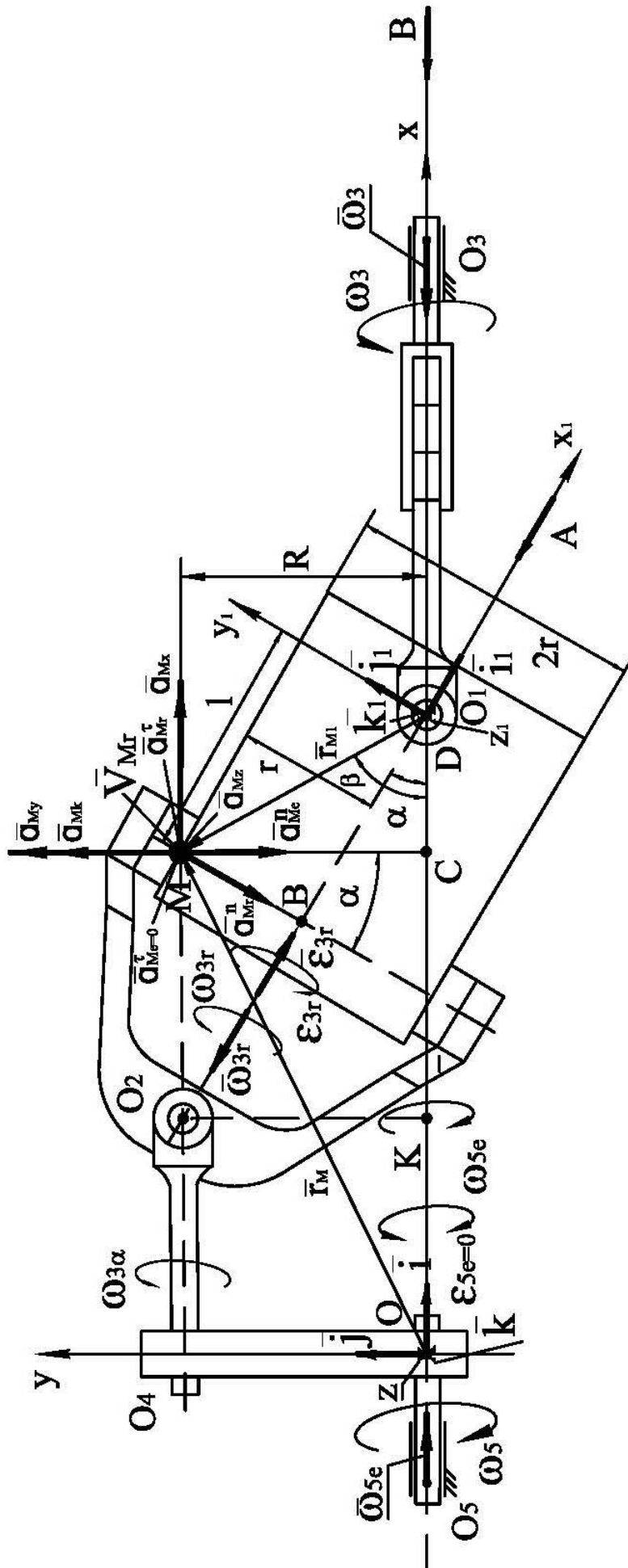


Рис. 2.10. Розрахункова схема для дослідження прискорення точки робочої ємності при її складному русі

вектор \vec{a}_{Mr}^n спрямований за нормаллю побудованою до траєкторії відносного руху в точці М (вздовж радіусу MO_1 в напрямку від точки М до точки O_1).

Напрямок вектора тангенціальної складової повного прискорення точки М у відносному русі (рис.2.11) збігається з дотичною $\tau-\tau$, яка побудована до траєкторії відносного руху в точці М, а вектор \vec{a}_{Mr}^τ спрямований за напрямком кутового прискорення ϵ_{3r} . Зауважимо, що наявність складової прискорення \vec{a}_{Mr}^τ є недоліком, який присутній в машині старої конструкції, що негативно впливає на обробку деталей.

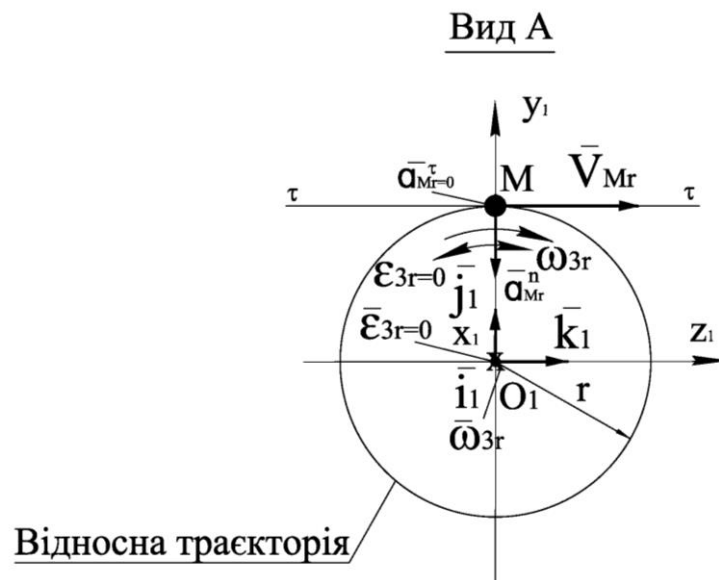


Рис. 2.11. Розрахункова схема для дослідження відносного лінійного прискорення точки робочої ємності

Нерівномірний обертальний рух робочої ємності відносно своєї геометричної осі викликано конструктивними особливостями шарнірів, за допомогою яких рух першого ведучого валу машини перетворюється у відносний обертальний рух робочої ємності. В машині удосконаленої конструкції планується прибрати такий недолік за рахунок обрання шарнірного з'єднання, в якому рівномірний обертальний рух від першого горизонтального ведучого валу до робочої ємності, що розташована під

певним технологічним кутом нахилу до геометричної осі Ox буде збережений. Прискорений обертальний рух робочої ємності буде відсутній ($\omega_{3r} = const$, c^{-1} ; $\varepsilon_{3r} = 0$, c^{-2}), а тому для подальших досліджень буде коректним вважати, що модуль тангенціальної векторної складової повного прискорення у відносному русі буде дорівнювати нулю ($a_{Mr}^{\tau} = \varepsilon_{3r} \cdot l_{MB} = \varepsilon_{3r} \cdot r = 0 \cdot r = 0$, m/c^2).

Напрямок вектора нормальної складової \vec{a}_{Me}^n повного прискорення у переносному русі точки M визначаємо згідно з тим, що траєкторія переносного руху точки M є коло, радіус $r_{MC} = R$ якого збігається з радіусом кривошипу OO_4 (рис.2.10), тому вектор \vec{a}_{Me}^n спрямований за нормаллю побудованою до траєкторії переносного руху в точці M (вздовж радіусу MC в напрямку від точки M до точки C) (рис.2.12).

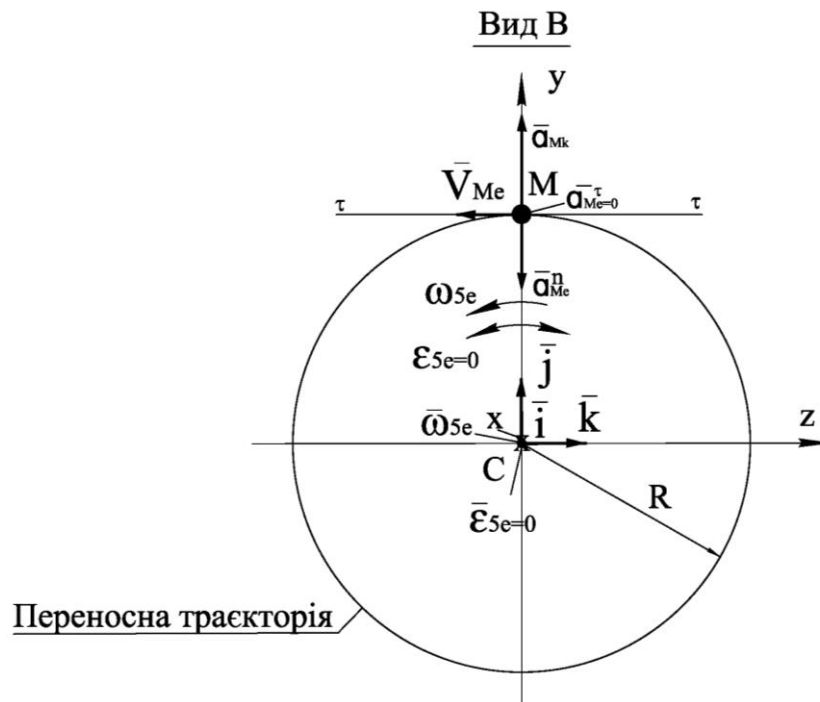


Рис. 2.12. Розрахункова схема для дослідження переносного лінійного прискорення точки робочої ємності

Переносний рух робочій ємності задає кривошипом OO_4 , який жорстко кріпиться до другого ведучого валу 5 машини (рис.2.10) та разом з ним має

рівномірний обертальний рух ($\omega_{5e} = const$, c^{-1} ; $\varepsilon_{5e} = 0$, c^{-2}), тому модуль тангенціальної векторної складової \vec{a}_{Me}^{τ} повного прискорення у переносному русі точки М буде у нашому випадку дослідження дорівнювати нулю

$$(\vec{a}_{Me}^{\tau} = \varepsilon_{5e} \cdot l_{MC} = \varepsilon_{5e} \cdot R = 0 \cdot R = 0, \text{ м/с}^2).$$

Напрямок векторної складової прискорення Коріоліса \vec{a}_{Mk} повного прискорення точки М визначаємо за допомогою векторного рівняння його визначення:

$$\vec{a}_{Mk} = 2 \cdot \vec{\omega}_{5e} \times \vec{V}_{Mr}. \quad (2.16)$$

Згідно з виразом (2.16) вектор \vec{a}_{Mk} є перпендикулярним до площини, що обумовлена векторами $\vec{\omega}_{5e}$ та \vec{V}_{Mr} ($\vec{a}_{Mk} \perp \vec{\omega}_{5e}$; $\vec{a}_{Mk} \perp \vec{V}_{Mr}$) (рис.2.10) та спрямований у той бік, з якого бачимо поворот вектора $\vec{\omega}_{5e}$ до його суміщення з вектором \vec{V}_{Mr} проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут. Якщо дивимося за напрямком стрілки «А» (рис.2.10), то вектор відносної лінійної швидкості точки М \vec{V}_{Mr} буде направлений праворуч перпендикулярно до миттєвого радіусу МВ обертання точки М у відносному русі, а вектор переносної кутової швидкості $\vec{\omega}_{5e}$ спрямований вздовж додатного напрямку горизонтальної осі Ox нерухомої системи координат $Ozux$. Умовно вектор $\vec{\omega}_{5e}$ за допомогою паралельного переносу прикладаємо до точки М. Площиною, до якої вектор складової прискорення Коріоліса буде перпендикуляром є горизонтальна площина Ozx нерухомої системи координат $Ozux$, тобто вектор \vec{a}_{Mk} спрямований вздовж лінії, що збігається з відрізком МС. Для обраних напрямків обертання ведучих валів машини (якщо дивитися за напрямком стрілки «В», то напрямок обертання першого ведучого вала з кутовою швидкістю ω_3 бачимо таким, що збігається з напрямком годинникової стрілки, а напрямок обертання другого ведучого вала з кутовою швидкістю ω_5 – спрямований проти напрямку руху годинникової стрілки) вектор \vec{a}_{Mk} спрямований вгору тому, що коли

дивитися з того боку куди спрямована ось Oy будемо бачити поворот вектора $\vec{\omega}_{5e}$ до його суміщення з вектором \vec{V}_{Mr} проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут, який дорівнюватиме 90° . Такий же самий напрямок вгору вектора \vec{a}_{Mk} буде спостерігатися, якщо напрямок кутової швидкості ω_3 буде спрямований проти напрямку руху, а напрямок кутової швидкості ω_5 – за напрямком руху годинникової стрілки (вектор \vec{a}_{Mk} спрямований так само вгору тому, що в цьому випадку вектор $\vec{\omega}_{5e}$ направлений протилежно до додатного напрямку горизонтальної осі Ox , а вектор \vec{V}_{Mr} буде спрямований ліворуч, перпендикулярно до миттєвого радіусу MB обертання точки M , то для того, щоб побачити суміщення вектора $\vec{\omega}_{5e}$ з вектором \vec{V}_{Mr} проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут, який дорівнюватиме 90° необхідно дивитися з того боку куди спрямований додатній напрямок осі Oy нерухомої системи координат $Ozyx$, тобто зверху).

Для того, щоб вектор \vec{a}_{Mk} складової прискорення Коріоліса був спрямований донизу необхідно в вище наведених варіантах змінити напрямок обертання одного з ведучих валів при умові незмінного напрямку обертання іншого. Умовно змінимо напрямок обертання першого ведучого валу, що задає відносний рух робочої ємності на протилежний при умові незмінного напрямку обертання валу, який задає рух кривошипу. Для такого випадку маємо, що вектор \vec{V}_{Mr} змінює напрямок на протилежний (вектор \vec{V}_{Mr} буде направлений ліворуч перпендикулярно до миттєвого радіусу MB обертання точки M в відносному русі, а вектор переносної кутової швидкості $\vec{\omega}_{5e}$ залишається за напрямком незмінним та спрямований вздовж додатного напрямку горизонтальної осі Ox нерухомої системи координат $Ozyx$), тому для того, щоб побачити суміщення вектора $\vec{\omega}_{5e}$ з вектором \vec{V}_{Mr} при обертанні першого вектора до другого на найменший кут, необхідно

дивитися знизу, тобто вектор \vec{a}_{Mk} складової прискорення Кориоліса має напрямок вертикально донизу. Аналогічна ситуація з напрямком вектора \vec{a}_{Mk} спостерігається, якщо змінити напрямок кутової швидкості другого валу ω_5 на протилежний, а напрямок першого валу ω_3 залишити без зміни: вектор \vec{a}_{Mk} буде спрямований вертикально донизу.

Робимо висновок щодо напрямку вектора \vec{a}_{Mk} складової прискорення Кориоліса: для того, щоб напрямок вектора \vec{a}_{Mk} був спрямований вертикально вгору необхідно виконати умову, щоб напрямки обертання кутових швидкостей ω_3 та ω_5 двох ведучих валів машини удосконаленої конструкції були протилежними. Напрямок вектора \vec{a}_{Mk} буде спрямований вертикально донизу, якщо два ведучі вали машини будуть обертатися «за» або «проти» напрямком руху годинникової стрілки, тобто мали однакові напрямки обертання.

З урахуванням вище наведеного за модулем векторні складові абсолютного прискорення точки М у рівнянні (2.15) визначаємо з наступних алгебраїчних рівнянь (рис.2.10):

$$\vec{a}_{Mr}^n = \omega_{3r}^2 \cdot l_{MB} = \omega_{3r} \cdot r, \text{ м/с}^2; \quad (2.17)$$

$$a_{Mr}^{\tau} = \varepsilon_{3r} \cdot l_{MB} = \varepsilon_{3r} \cdot r = 0 \cdot r = 0, \text{ м/с}^2; \quad \varepsilon_{3r} = \frac{d\omega_{3r}}{dt} = 0, \text{ с}^{-2}; \quad (2.18)$$

$$a_{Me}^n = \omega_{5e}^2 \cdot l_{MC} = \omega_{5e}^2 \cdot R = \omega_{5e}^2 \cdot l_{MD} \cdot \sin \beta, \text{ м/с}^2, \quad (2.19)$$

де кут $\beta = \angle MDC$, град;

$$a_{Me}^{\tau} = \varepsilon_{5e} \cdot l_{MC} = \varepsilon_{5e} \cdot R = 0 \cdot R = 0, \text{ м/с}^2; \quad \varepsilon_{5e} = \frac{d\omega_{5e}}{dt} = 0, \text{ с}^{-2}; \quad (2.20)$$

$$a_{Mk} = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr} \cdot \sin(\vec{\omega}_{5e}; \vec{V}_{Mr}) = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr} \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr}, \text{ м/с}^2, \quad (2.21)$$

де $\angle(\vec{\omega}_{5e}; \vec{V}_{Mr}) = \angle(\vec{i}; \vec{k}_1) = 90^\circ$ – кут між векторами $\vec{\omega}_{5e}$ та \vec{V}_{Mr} , де \vec{i} та \vec{k}_1 одиничні орти, відповідно, осей Ox нерухомої системи координат $Ozyx$ та Oz_1 рухомої системи координат $O_1z_1y_1x_1$.

Подальше визначення абсолютного лінійного прискорення \vec{a}_{Ma} точки М робочої ємності виконаємо за допомогою координатного способу дослідження. Вектор \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення запишемо у вигляді:

$$\vec{a}_{Ma} = (\vec{a}_{Ma})_x \cdot \vec{i} + (\vec{a}_{Ma})_y \cdot \vec{j} + (\vec{a}_{Ma})_z \cdot \vec{k}, \quad (2.22)$$

де $(\vec{a}_{Ma})_x$, $(\vec{a}_{Ma})_y$, $(\vec{a}_{Ma})_z$ – проєкції вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М, відповідно, на координатні вісі Ox , Oy , Oz нерухомої системи координат $Ozux$, м/с²;

\vec{i} , \vec{j} , \vec{k} – вектори одиничних орт, відповідно, осей координат Ox , Oy , Oz нерухомої системи координат $Ozux$.

З урахуванням векторних рівнянь (2.15), (2.22) та згідно з (рис.2.10, 2.11 та 2.12) визначаємо проєкції вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М на нерухомі вісі декартової системи координат $Ozux$ з наступних алгебраїчних рівнянь:

$$(\vec{a}_{Ma})_x = -a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha; \quad (2.23)$$

$$(\vec{a}_{Ma})_y = -a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}; \quad (2.24)$$

$$(\vec{a}_{Ma})_z = \pm a_{Mr}^{\tau} \pm a_{Me}^{\tau}, \quad (2.25)$$

де α – кут нахилу робочої ємності по відношенню до осі Ox нерухомої системи координат $Ozux$, град.

Зауважимо, що у рівнянні (2.24) алгебраїчна величина проєкції векторної складової \vec{a}_{Mk} прискорення Коріоліса повного прискорення точки М на вісь Oy має знак « \pm », який позначає те, що його обираємо залежно від напрямків кутових швидкостей двох ведучих валів машини: знак «+» обираємо для випадку коли напрямки кутових швидкостей обертання валів відносного (ω_{3r}) та переносного (ω_{5e}) рухів робочої ємності будуть протилежними, якщо дивитися з того боку куди спрямований додатній напрямок вісі Ox , а знак «-» обираємо для випадку коли напрямки обертання двох ведучих валів машини є однаковими.

Алгебраїчні величини проєкцій векторів тангенціальних складових прискорення у відносному (a_{Mr}^{τ} , м/с²), та переносному (a_{Me}^{τ} , м/с²) русі точки М у випадку нашого дослідження дорівнюватимуть нулю (рівномірний відносний та переносний обертальний рух). При необхідності проведення дослідження для, наприклад, періоду «пуск» при вмиканні електричного струму в приводі машини або «вибіг» при його вимиканні необхідно урахувувати знак проєкцій відносної та переносної складових в рівнянні (2.25), модуль яких в таких випадках для конкретних динамічних умов руху машини дорівнювати нулю не будуть.

Для визначення модуля вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М робочої ємності згідно з розрахунковою схемою (рис.2.13) складаємо алгебраїчне рівняння:

$$a_{Ma} = \sqrt{(\vec{a}_{Ma})_x^2 + (\vec{a}_{Ma})_y^2 + (\vec{a}_{Ma})_z^2}, \quad (2.26)$$

яке з урахуванням рівнянь (2.23), (2.24), (2.25) в загальному випадку набуває вигляду:

$$a_{Ma} = \sqrt{\left(-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha\right)^2 + \left(-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}\right)^2 + \left(\pm a_{Mr}^{\tau} \pm a_{Me}^{\tau}\right)^2}. \quad (2.27)$$

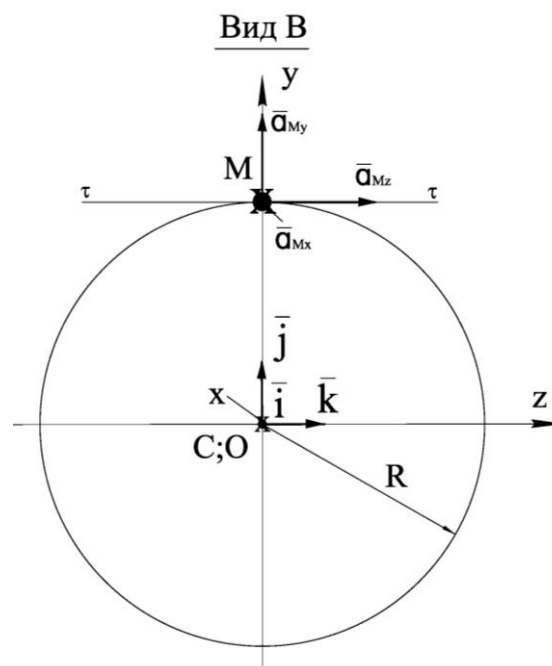


Рис. 2.13. Розрахункова схема для дослідження абсолютного лінійного прискорення точки робочої ємності

Для нашого випадку дослідження:

$$a_{Ma} = \sqrt{\left(-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha\right)^2 + \left(-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}\right)^2}. \quad (2.28)$$

Напрямок вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення в загальному випадку (2.27) визначаємо за допомогою рівнянь напрямляючих косинусів:

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{i}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_x}{a_{Ma}} = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha}{a_{Ma}}; \quad (2.29)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{j}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_y}{a_{Ma}} = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}}{a_{Ma}}; \quad (2.30)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{k}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_z}{a_{Ma}} = \frac{\pm a_{Mr}^\tau \pm a_{Me}^\tau}{a_{Ma}}. \quad (2.31)$$

У рівняннях (2.27), (2.29 – 2.31) вважаємо, що відносний та переносний рухи робочої ємності відповідають режимам руху коли спостерігається нерівномірний обертальний рух двох ведучих валів машини ($\omega_{3r} = inv$, $\omega_{5e} = inv$, c^{-1} тому модулі a_{Mr}^τ та a_{Me}^τ , m/c^2 не дорівнюють нулю), які є характерними для етапів пуску та зупинки машини.

Для випадку рівномірного обертання ведучих валів машини ($\omega_{3r} = const$, $\omega_{5e} = const$, c^{-1} , тому модулі прискорень a_{Mr}^τ та a_{Me}^τ , m/c^2 дорівнюють нулю) дослідження модуля вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М проводимо за виразом (2.28), а його напрямок визначаємо з рівнянь:

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{i}) = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha}{a_{Ma}}; \quad (2.32)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{j}) = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}}{a_{Ma}}; \quad (2.33)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{k}) = 0. \quad (2.34)$$

З аналізу рівнянь (2.28), (2.32 – 2.34) робимо висновок про те, що у нашому випадку дослідження вектор \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М робочої ємності, яка робить складний просторовий рух для миттєвого її положення згідно з розрахунковою схемою (рис.2.10), розташований в вертикальній площині Oyx нерухомої системи координат $Ozyx$ з кутами нахилу до осей Ox та Oy у відповідності до рівнянь (2.32) та (2.33).

2.4. Дослідження сил та режимів руху робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух

У загальному випадку сили, що діють на матеріальне точку (тіло) можна поділити на активні, реакції в'язей та сили інерції.

До активних сил відносять сили, поява яких викликана, наприклад, виконанням певної технологічної операції, а тому параметри вектора цієї сили є наперед заданими: відомими є точка прикладання сили, її напрямок та величина (для визначення величини технологічної сили завжди можна провести спеціальні експериментальні дослідження, які будуть імітувати наперед відомий технологічний процес, а тому дозволять визначити параметри вектора сили). До активної, тобто такої сили, характеристики якої є наперед відомими відноситься сила тяжіння матеріального тіла (точки): точкою прикладання сили є центр ваги матеріального тіла, її напрямок обумовлений напрямком вектора прискоренням вільного падіння, тобто вертикально донизу, а модуль сили є прямо пропорційним його масі (m , кг) та прискоренню вільного падіння (для інженерних розрахунків приймаємо $g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Зауважимо, що саме така система сил, що складається з активних сил, реакцій в'язей та сил інерції буде діяти на вільну матеріальну точку, тобто

таке матеріальне тіло, розмірами якого в конкретних умовах дослідження нехтуємо та на яке не накладаються обмеження механічного руху з боку інших твердих тіл та матеріальних точок тому, що їх механічну дію замінено певними силами факторами – реакціями. Реакції між матеріальними точками (тілами) виникають тільки у випадку, якщо вони мають спільні точки дотикання. Між матеріальними точками (тілами), які не контактують не виникає механічної взаємодії.

Поява сил інерції при дослідженні динамічного руху матеріальних тіл та точок викликана їх прискореним рухом: для матеріальних тіл прискореним рухом їх центрів тяжіння, а для матеріальних точок їх абсолютним лінійним прискоренням.

При силовому дослідженні для точок робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух приймаємо припущення аналогічні з наведеними вище, які стосувались кінематичного аналізу. Деталь, що знаходиться в певному положенні вважаємо матеріальною точкою, тобто абсолютно твердим тілом, геометричними розмірами та формами якого при проведенні дослідження нехтуємо. Матеріальна точка має фізичну масу та властивість механічно взаємодіяти з іншими матеріальними точками або фізичними тілами.

На розрахунковій схемі силового дослідження (рис.2.14) позначено систему сил, яка прикладена до точки M , що знаходиться в динамічному русі для випадку коли рухомі ланки машини миттєво розташовані в вертикальній площині $Ozux$.

Умовно дивимося у напрямку стрілки A та розглянемо чотири миттєвих положення точки M (рис.2.15): положення M_1, M_3 відповідають розташуванню точки M на вертикальній осі O_1y_1 , положення M_2, M_4 – на

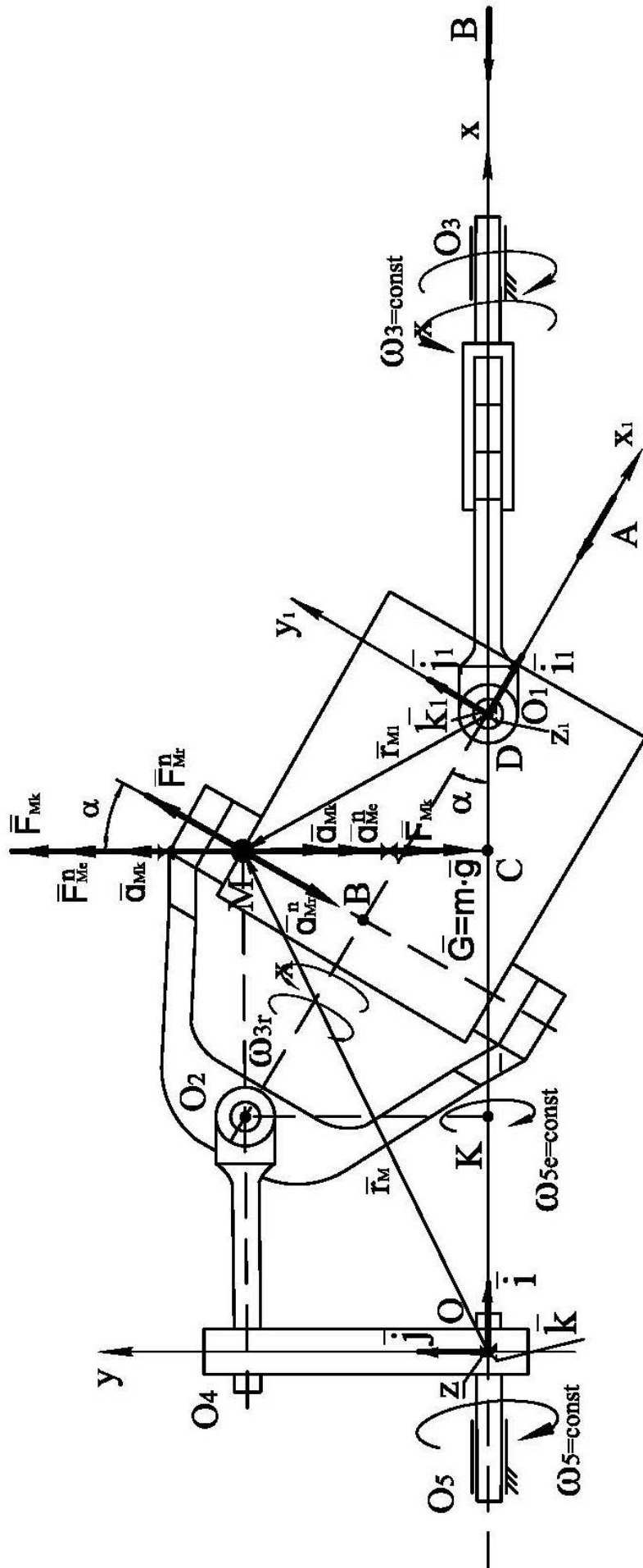


Рис. 2.14. Розрахункова схема для дослідження системи сил, що діє на точку робочого масиву деталей при її складному русі

горизонтальній O_{1z_1} рухомої системи координат $O_{z_1y_1x_1}$. Залежно від напрямку обертання робочої ємності за рахунок відносного її руху спостерігаємо переміщення робочого масиву деталей так, як вказано на рис.2.15 а, б. Якщо робоча ємність обертається проти напрямку руху годинникової стрілки спостерігаємо переміщення робочого масиву деталей праворуч по відношенню до вертикальної осі O_{1y_1} (рис. 2.15 а), для випадку зворотного обертання ємності зміщення робочого масиву буде ліворуч від вертикальної осі (рис. 2.15 б).

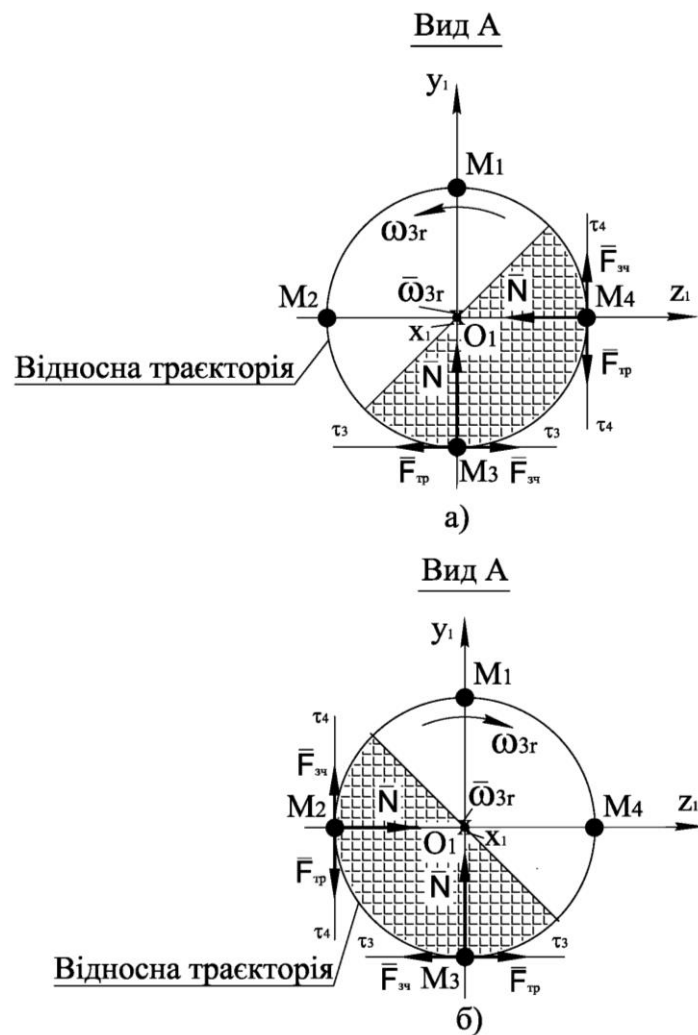


Рис. 2.15. Схема розташування робочого масиву деталей в ємності циліндричної форми залежно від напрямку її руху

Пояснюємо таке переміщення робочого масиву наявністю сил зчеплення (рис. 2.15 а) між внутрішньою поверхнею робочої ємності

циліндричної форми та масивом деталей (для спрощення на схемі інші сили, які утворюють систему сил, що прикладена до точки M не вказано). Розглянемо положення матеріальної точки M_3 , яка контактує з поверхнею ємності, а тому з її боку на точку буде діяти вектор сили нормальної реакції (N_3, H) . Наявність коефіцієнту тертя ковзання $f_{тр}$ між точкою та поверхнею ємності призводить до появи сили зчеплення $(F_{зч}=F_{тр}=f_{тр} \cdot N_3, H)$, яка за величиною дорівнює величині сили тертя, а за напрямком є протилежною до неї. Сумарна сила зчеплення всіх точок робочого масиву деталей, що контактує з внутрішньою поверхнею ємності циліндричної форми у взаємодії з іншими матеріальними точками масиву призводить до зміщення його центру ваги по відношенню до вертикальної осі. Аналогічну ситуацію спостерігаємо в іншій точці M_4 робочого масиву деталей, який для такого напрямку обертання ємності контактує з його внутрішньою поверхнею. Такий випадок розташування робочого масиву деталей є характерним для каскадного режиму руху деталей в робочій ємності машини.

Для випадку обертання ємності циліндричної форми за напрямком руху годинникової стрілки сили тертя та, відповідно, зчеплення виникають та діють на матеріальні точки для вертикального M_3 та іншого горизонтального M_2 положень точок, з наслідками, що призводять до зміщення масиву деталей ліворуч по відношенню до вертикальної осі O_1y_1 (рис. 2.15 б).

Незалежно від напрямку обертання ємності в точці M_1 не спостерігаємо наявності контакту робочого масиву деталей (рис.2.15 а, б) для всіх відомих режимів його руху, включно з водоспадним. Матеріальні точки (деталі) будуть контактувати з робочою ємністю в точці M_1 тільки у випадку роботи машини з такими кутовими швидкостями ведучих валів коли спостерігається рух масиву деталей у вигляді кільця, яке розміщено на внутрішній поверхні робочої ємності циліндричної форми та обертається з нею, як «одне ціле», при цьому відносний рух матеріальних точок масиву однієї по відношенню до іншої або по відношенню до робочої ємності не спостерігається, що є характерною ознакою для критичного режиму руху масиву деталей. Обробка

деталей способом галтування при такому режимі руху робочого масиву деталей стає неможливою.

Розрізняють ряд режимів руху робочого масиву деталей в ємкості, що має складний просторовий, при яких можна виконувати процес поверхневої обробки деталей. Для дрібних деталей легкої промисловості, що підлягають обробці в машинах з просторовим рухом ємності циліндричної форми можна виділити наступні три режими руху робочого масиву [87]: каскадний, змішаний (каскадно-водоспадний) та водоспадний, поява та зміна яких залежить від динаміки руху робочої ємності та кутових швидкостей двох ведучих валів машини удосконаленої конструкції.

Для каскадного режиму руху масиву деталей характерною ознакою є те, що робочий масив деталей має рух по внутрішній поверхні ємності циліндричної форми у вигляді однорідного масиву, який постійно змінює свою геометричну форму.

Змішаний режим руху одночасно має ознаки каскадного та наступного після нього, при умові збільшення інтенсивності руху масиву деталей, водоспадного режимів руху: масив деталей в своїй більшості має вигляд однорідного масиву, що рухається внутрішньою поверхнею ємності циліндричної форми у вигляді однорідного масиву змінної форми, на поверхні якого з'являється певна частина деталей, що утворює групу, яка відривається від основного масиву, а окремі деталі цієї групи починають рухатись за траєкторіями другого порядку не контактуючи з іншими деталями та внутрішньою поверхнею ємності.

Ознакою водоспадного режиму руху масиву деталей є те, що більшість масиву деталей не контактує з внутрішньою поверхнею ємності циліндричної форми з причини того, що майже весь масив деталей рухається в просторі без опори на її поверхню.

Дослідимо під дією яких систем сил знаходяться характерні точки робочого масиву деталей під час відносного обертального руху робочої ємності навколо своєї геометричної осі Ox_1 рухомої системи координат

$Oz_1y_1x_1$ та переносного обертального руху разом з цією віссю навколо осі Ox нерухомої системи координат (рис.2.14).

Розглянемо розрахункову схему для дослідження сил в площині $O_1z_1y_1$ при вертикальному розташуванні точки M у відносному русі (рис.2.16). Незалежно від напрямку відносної кутової швидкості ω_{3r} з схеми (рис. 2.15 а, б) бачимо, що на матеріальну точку M_3 , що контактує з внутрішньою поверхнею циліндричної ємності діє нормальна реакція \vec{N}_3 . В протилежний бік до напрямку сили тертя діє сила зчеплення $\vec{F}_{зч3} = -\vec{F}_{тр3}$, яка спрямована за дотичною до кола ємності $\tau_3 - \tau_3$ у бік її обертання. Протилежно до вектора прискорення \vec{a}_{M3r}^τ (для випадку прискореного відносного обертання ємності у відносному русі) спрямований вектор тангенціальної складової інерційної сили у відносному русі \vec{F}_{M3r}^τ . Протилежно до вектора нормальної складової повного прискорення у відносному русі \vec{a}_{M3r}^n спрямований вектор нормальної складової інерційної сили у відносному русі \vec{F}_{M3r}^n .

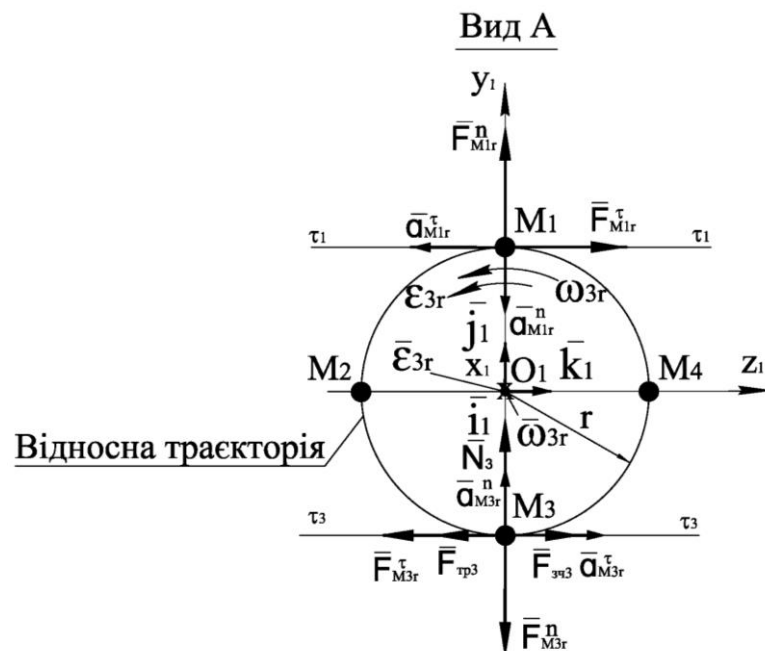


Рис. 2.16. Розрахункова схема для дослідження сил в площині $O_1z_1y_1$ при вертикальному розташуванні точки M у відносному русі

Система сил, під дією якої знаходиться точка M_1 , що розташована на вертикальній осі O_1y_1 відрізняється від системи сил, яка діє на точку M_3 тим, що відсутні сили взаємодії з ємністю у зв'язку з відсутністю контакту матеріальної точки M_1 з її поверхнею (відсутні сили \vec{N}_1 та $\vec{F}_{зч1} = -\vec{F}_{мп1}$).

Розглянемо розрахункову схему для дослідження сил в площині O_1zy_1 при горизонтальному розташуванні точки M у відносному русі (рис.2.17). Залежно від напрямку відносної кутової швидкості ω_{3r} з схеми (рис. 2.15 а, б) спостерігаємо наступне: у випадку обертання ємності проти напрямку годинникової стрілки робочий масив деталей зміщується праворуч від вертикальної осі O_1y_1 (рис. 2.15 а) та не діє на точку M_2 ємності, в той же час діє на точку M_4 . У випадку обертання ємності за рухом годинникової стрілки (рис. 2.15 б), навпаки, точка M_4 стає вільною від дії масиву деталей, а M_2 – навантаженою. Відповідно спостерігаємо два варіанти систем сил, під дією яких будуть знаходитися матеріальні точки робочого масиву деталей (рис. 2.17 а, б).

Розглянемо розрахункову схему для дослідження сил в площині Ouz для вертикального розташування точки M у переносному русі (рис.2.18). Вертикально донизу для матеріальних точок M_1 , M_3 робочого масиву спрямована сила тяжіння, яку можна розрахувати за її масою (m , кг):

$$G = m \cdot g = m \cdot 9,81, \text{ Н.}$$

У випадку переносного прискореного обертального руху робочої ємності (ω_{5e} та ε_{5e} спрямовані в один бік, проти напрямку руху годинникової стрілки), який задається другим ведучим валом, що обертає кривошип машини, вектори тангенціальних складових інерційних сил у переносному русі \vec{F}_{M1e}^τ та \vec{F}_{M3e}^τ для матеріальних точок масиву деталей мають напрямки протилежні до відповідних векторів тангенціальних складових прискорень \vec{a}_{M1e}^τ та \vec{a}_{M3e}^τ , які в свою чергу мають напрямки

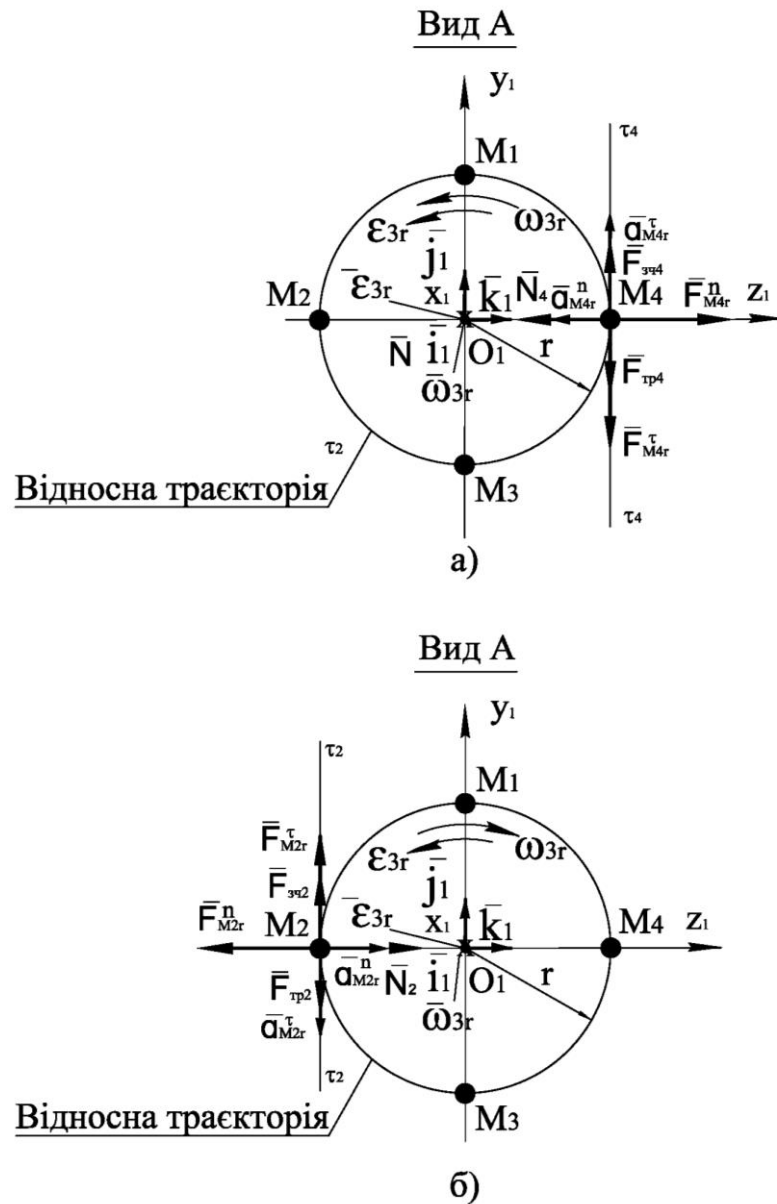


Рис. 2.17. Розрахункова схема для дослідження сил в площині $O_1z_1y_1$ при горизонтальному розташуванні точки M у відносному русі: а) відносно обертання ємності спрямовано проти руху годинникової стрілки; б) відносно обертання ємності спрямовано за рухом годинникової стрілки

вздовж, відповідно, дотичних $\tau_1 - \tau_1$ та $\tau_3 - \tau_3$ до траєкторій переносного руху точки M .

Протилежно до векторів нормальних складових повного прискорення точок M_1, M_3 у переносному русі \vec{a}_{M1e}^n та \vec{a}_{M3e}^n спрямовані вектори нормальних складових інерційних сил (відцентрові сили) у переносному русі



Рис. 2.18. Розрахункова схема для дослідження сил в площині Ouz при вертикальному розташуванні точки M у переносному русі

\vec{F}_{M1e}^n та \vec{F}_{M3e}^n , а протилежно до векторів їхніх складових прискорення Кориоліса \vec{a}_{M1k} та \vec{a}_{M3k} спрямовані вектори сил Кориоліса, відповідно, \vec{F}_{M1k} та \vec{F}_{M3k} .

З урахуванням напрямку обертання (ω_{3r}, c^{-1}) робочої ємності машини у відносному русі (рис.2.15, а) та напрямку прискореного руху (ω_{5e}, c^{-1} та ϵ_{5e}, c^{-2}) кривошипу, який задає переносний рух точці M для дослідження сил в площині Ouz при горизонтальному розташуванні точки M_4 спостерігаємо дію наступної системи сил (рис.2.19).

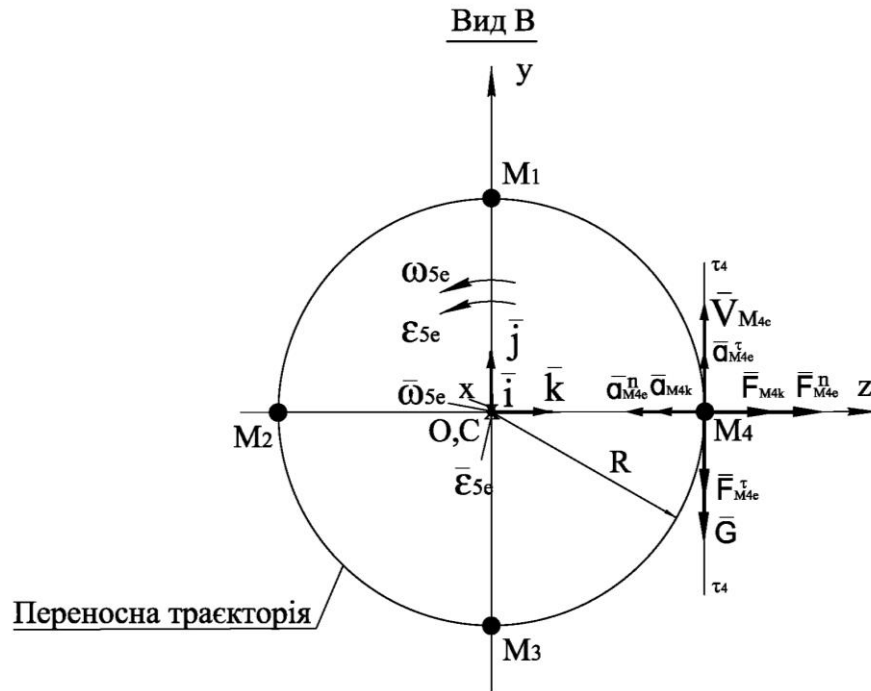


Рис. 2.19. Розрахункова схема для дослідження сил в площині Oyz при горизонтальному розташуванні точки M_4 у переносному русі

Для протилежного напрямку обертання (ω_{3r}, c^{-1}) робочої ємності машини у відносному русі (рис.2.15, б) та напрямку прискореного руху (ω_{5e}, c^{-1} та ε_{5e}, c^{-2}) кривошипа при горизонтальному розташуванні точки M_2 спостерігаємо дію аналогічної системи сил (рис.2.20).

Одночасно з аналізом сил, які діятимуть на матеріальні точки у разі їх знаходження в положенні розташування характерних точок проведемо аналіз можливого динамічного їх руху окремо або разом з групою деталей чи масивом деталей, які їх оточують.

Проаналізуємо систему сил, під дією яких знаходиться матеріальна точка M_3 з урахуванням того, що частина сил розташована в площині $O_1z_1y_1$ (рис. 2.16), а інша в площині Oyz (рис. 2.18). Незалежно від напрямку відносного руху ємності (рис. 2.15 а, б) на матеріальну точку, що розташована в положенні M_3 діятимуть з одного боку точки робочого масиву, які з нею контактують в напрямку «зверху – донизу» (матеріальна точка M_3 знаходиться в нижньому прошарку робочого масиву) та вектор сили тяжіння

точки \vec{G} , а з іншого боку на точку діє внутрішня поверхня ємності циліндричної форми, з якою вона контактує в напрямку «знизу – доверху». Якщо при цьому урахуємо те, що для такого положення точки інерційні сили, поява яких викликана відповідними відносним, переносним та коріолісовим прискоренням мають напрямок вертикально донизу, то зрозуміло, що в положенні M_3 проєкції таких сил на вертикальну ось Oy будуть врівноважуватись та не зможуть призвести до ситуації зміни її режиму руху.

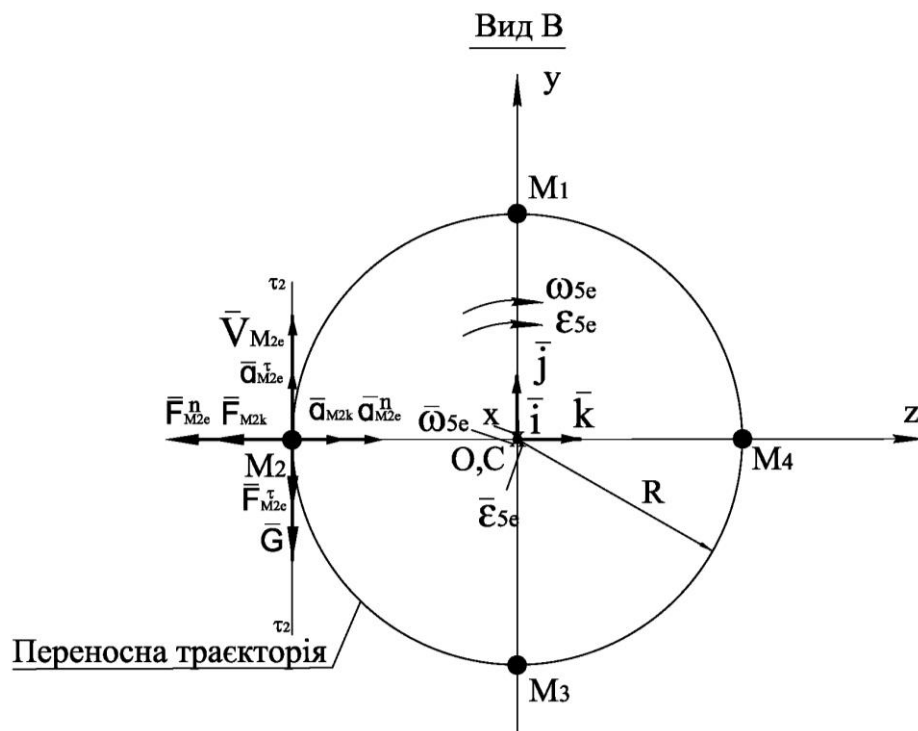


Рис. 2.20. Розрахункова схема для дослідження сил в площині Oyz при горизонтальному розташуванні точки M_2 у переносному русі

-

Для матеріальних точок M_2 та M_4 характерним є те, що по-перше, поява системи сил, яка діє на точки, залежить від напрямку відносного руху (рис. 2.17 а, б), а по-друге, всі сили, що діють на точки мають горизонтальний або вертикальний напрямок (рис. 2.17 а, б, рис. 2.19, рис. 2.20). Урахуємо, що дослідженню підлягає режим руху машини, для якого відносний та переносний обертальні рухи вважаються рівномірними ($\omega_{3r} = const$, $\omega_{5e} = const$ та, відповідно, $\epsilon_{3r} = 0$, $\epsilon_{5e} = 0$), тоді всі інерційні

сили, що діють на точку M_2 мають напрямки ліворуч або донизу, разом з вектором сили тяжіння \vec{G} (рис. 2.17 б, рис. 2.20), а для точки M_4 – праворуч або донизу включно з \vec{G} . Такі напрямки сил системи, що прикладені до точки M_2 , яка розташована між внутрішньою поверхнею ємності циліндричної форми та масивом деталей (рис. 2.15 б) призведуть до появи їх рівнодіючої з напрямком, який призведе притискання точки до циліндричної поверхні робочої ємності та не зможе змінити режим її руху. Таку ж саме ситуацію з силами спостерігаємо для точки M_4 (рис. 2.15 а): напрямок рівнодіючої буде дзеркальною копією рівнодіючої сили, яка діє на точку M_2 відносно вертикальної площини Oxy (рис. 2.17 а, рис. 2.19) з тими ж наслідками дії на точку M_4 : рівнодіючою силою точка буде притискатися до поверхні ємності та не буде спроможною змінити режим її руху.

Аналізуємо систему сил, під дією яких знаходиться матеріальна точка M_1 (рис. 2.14, рис. 2.16, рис. 2.18). З розрахункових схем бачимо, що для випадку рівномірного відносного та переносного обертання сили, що утворюють систему сил, під дією яких знаходиться точка M_1 розташовані в вертикальній площині Oyx , при чому: вектор ваги матеріальної точки \vec{G} спрямований вертикально донизу, вектори нормальної складової інерційної сили у переносному русі \vec{F}_{M1e}^n та коріолісової складової \vec{F}_{M1k} – доверху вздовж осі Oy нерухомої системи координат $Oyxz$, а вектор нормальної складової інерційної сили у відносному русі \vec{F}_{M1r}^n – доверху вздовж осі Oy_1 рухомої системи координат $O_1y_1x_1z_1$. Зазначаємо, що матеріальна точка у положенні M_1 не має контакту з внутрішньою поверхнею ємності, що відповідає критичному режиму руху робочого масиву деталей, а тому вище наведена система сил прикладається до матеріальної точки, яка знаходиться у вільному стані, тобто без обмежень її руху з боку інших матеріальних тіл або точок.

Зауважимо, що така системи сил залежно від напрямку обертання робочої ємності (рис. 2.15) циліндричної форми діє на вільну матеріальну

точки M в положенні на ділянці дуги радіуса циліндра ємності від точки M_{2a} до M_{4a} (або від точки M_{4a} до M_{2a}). При обертанні робочої ємності проти напрямку руху годинникової стрілки робочий масив деталей зміщується праворуч від осі O_1y_1 (рис.2.15 а), тому під дією такої системи сил точка M буде знаходитись на ділянці дуги від точки M_{4a} до M_{2a} , а для випадку відносного обертання ємності за рухом годинникової стрілки (рис. 2.15 б), навпаки, масив деталей зміщено ліворуч, тому аналогічна система сил буде діяти на точку M на ділянці дуги від точки M_{2a} до M_{4a} .

У зв'язку з вище наведеним аналізом, робимо висновок про те, що зміну режимів руху окремих деталей (матеріальних точок) робочого масиву деталей (точок) в машині для обробки деталей легкої промисловості удосконаленої конструкції слід очікувати та досліджувати на ділянці, що на схемі (рис. 2.21) позначена як «Зона можливих змін режиму руху точки M ».

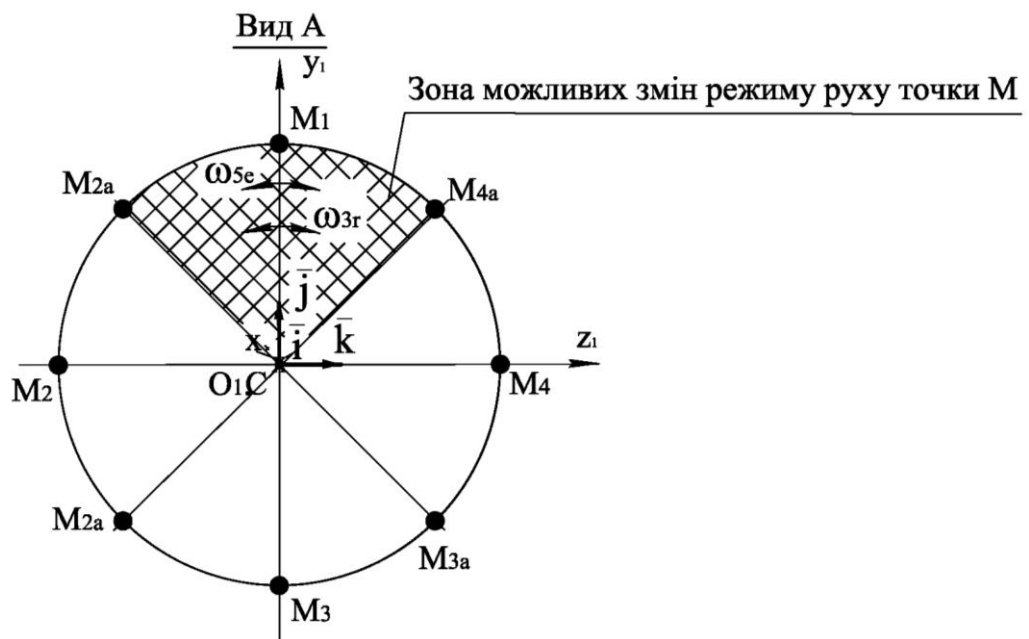


Рис. 2.21. Схема розташування зони можливих змін режиму руху точки M

Проектуємо систему сил, яка прикладена до матеріальної точки M в положенні M_1 на ось Oy нерухомої системи координат $Oyxz$ (рис. 2.14). З урахуванням рівняння (2.24) проєкція вектора абсолютного прискорення точки M_1 на ось Oy має вигляд:

$$(\vec{a}_{Ma})_y = (\vec{a}_{Mr}^n)_y + (\vec{a}_{Me}^n)_y + (\vec{a}_{Mk})_y = -\omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha - \omega_{5e}^2 \cdot R \pm 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r), \quad (2.35)$$

де $(\vec{a}_{Mr}^n)_y = -\omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha$ – проекція вектора нормальної складової повного прискорення у відносному русі точки М на ось Oy , м/с^2 ;

$(\vec{a}_{Me}^n)_y = -\omega_{5e}^2 \cdot R$ – проекція вектора нормальної складової повного прискорення у переносному русі точки М на ось Oy , м/с^2 ;

$(\vec{a}_{Mk})_y = \pm 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r)$ – проекція вектора коріолісової складової повного прискорення точки М на ось Oy , м/с^2 ; (знак «+» відповідає різним, а «-» – однаковим напрямкам кутових швидкостей ω_{3r} , ω_{5e} (с^{-1}) ведучих валів машини);

R , r – радіус обертання точки M_1 у, відповідно, переносному та відносному русі, м ;

α – кут нахилу геометричної осі робочої ємності до вісі Ox нерухомої системи координат $Oxyz$, град.

Ураховуємо, що вектори сил інерції мають напрямок протилежний до векторів відповідних прискорень (рис. 2.14) та напрямок коріолісової складової прискорення для випадку однакового напрямку обертання ведучих валів спрямований вгору, згідно з виразом (2.35) маємо рівняння проєкцій системи сил, що прикладені до точки M_1 на ось Oy у вигляді алгебраїчної суми, яку прирівнюємо до нуля:

$$m \cdot \omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha + m \cdot \omega_{5e}^2 \cdot R + m \cdot 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r) - m \cdot g = 0, \quad (2.36)$$

де m – маса матеріальної точки M_1 , кг ;

$g = 9,81$, м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Спростуємо вираз (2.36) та отримуємо рівняння, яке дозволяє встановити взаємозв'язок між кутовими швидкостями двох ведучих валів удосконаленої машини для точки в положенні M_1 , яка буде знаходитись в зрівноваженому стані по відношенню до вертикальної нерухомої осі Oy :

$$\omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha + \omega_{5e}^2 \cdot R + 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r) - 9,81 = 0. \quad (2.37)$$

Якщо урахувати, що рівняння, яке встановлює взаємозв'язок величин кутової швидкості (ω , с^{-1}) та частоти обертання (n , об/хв) має вигляд:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot n}{30} = 0,11 \cdot n, \text{ то рівняння (2.37) переписуємо у вигляді:}$$

$$10,96 \cdot 10^{-3} \cdot n_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha + 10,96 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 \cdot R + 21,924 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} \cdot r - 9,81 = 0, \quad (2.38),$$

де n_{3r} , n_{5e} – частота обертання ведучих валів, відповідно, відносного та переносного рухів робочої ємності, об/хв.

Виконання рівнянь (2.37) та (2.38) розглядаємо як основну умову початку зміни режиму руху масиву деталей (матеріальних точок) в робочій ємності від каскадного до каскадно-водоспадного, для якого є характерним відрив окремих точок від масиву деталей, що утворює один цілий масив змінної геометричної форми.

Водоспадний режим руху деталей в зоні можливих змін режиму руху точки М буде спостерігатися у випадку, якщо для певної групи матеріальних точок (деталей) їх кінематичні параметри будуть задовольняти рівнянню:

$$\omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha + \omega_{5e}^2 \cdot R + 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r) - 9,81 > 0. \quad (2.39)$$

Якщо для майже всіх деталей їх кінематичні параметри задовольняють рівнянню:

$$\omega_{3r}^2 \cdot r \cdot \cos \alpha + \omega_{5e}^2 \cdot R + 2\omega_{5e} \cdot (\omega_{3r} \cdot r) - 9,81 \gg 0, \quad (2.40)$$

спостерігаємо критичний режим руху масиву деталей у вигляді кільця, яке розміщено на внутрішній поверхні робочої ємності циліндричної форми та обертається з нею разом. Обробка деталей методом галтування стає неможливою.

З аналізу рівняння (2.37) маємо, що в першу чергу на режими руху робочого масиву деталей впливають величини кутових швидкостей ведучих валів машини тому, що в рівнянні вони фігурують у вигляді квадратичної

функції (ω_{3r}^2 , ω_{5e}^2). Виконання умови рівняння можна спостерігати для випадку, коли один із ведучих валів є нерухомим ($\omega_{3r} = 0$ або $\omega_{5e} = 0$).

Розрахуємо величини максимальних кутових швидкостей валів відносного та переносного руху ємності, за допомогою яких можна досягти зміни режиму руху точки при умові руху тільки одного з ведучих валів. Визначаємо максимальні величини кутових швидкостей для реалізації зміни режиму руху масиву деталей від каскадного до каскадно-водоспадного. З рівняння (2.37) при умові, що $\omega_{5e} = 0$, (с^{-1}) розраховуємо критичну кутову швидкість обертання робочої ємності у відносному русі:

$$\omega_{3r\max} = \sqrt{\frac{9,81}{r \cdot \cos \alpha}}, \quad (2.41)$$

а для випадку $\omega_{3r} = 0$, (с^{-1}) – критичну швидкість обертання кривошипа, що задає переносний рух деталям робочого масиву:

$$\omega_{5e\max} = \sqrt{\frac{9,81}{R}}. \quad (2.42)$$

Якщо при роботі машини з двома ведучими валами кутова швидкість переносного, відносного руху або одночасно переносного та відносного рухів будуть значно більше за тих величин, що можна розрахувати за рівняннями (2.41) та (2.42), то необхідно очікувати, що робочий масив у ємності машини змінить режим руху з каскадно-водоспадного та водоспадного на передкритичний (критичний) режим, за умову якого обробка стає неефективною (неможливою).

З аналізу рівнянь (2.37) – (2.40) робимо висновок про те, що на режим руху масиву деталей у ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух у машині удосконаленої конструкції оказують вплив кінематичні характеристики двох ведучих валів машини, геометричні розміри робочої ємності, а також конструктивні параметри машини.

2.5. Аналітичне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції

Режим руху робочого масиву деталей в машинах з робочими ємностями є важливим технологічним параметром для процесу обробки деталей.

Недостатня інтенсивність руху робочого масиву в ємності призводить до нераціонального використання робочого часу обладнання, а наслідками роботи обладнання на режимах, які є характерними для критичної або надкритичної інтенсивності руху деталей в робочій ємності є пошкодження деталей різного характеру або унеможливлення виконання технологічної операції.

Для раціонального використання обладнання необхідно забезпечувати той чи інший режим руху робочого масиву деталей в ємності. Задача набуває особливого значення, коли йдеться про деталі та вироби, які використовуються в легкій промисловості: значний асортимент деталей та виробів, що підлягають фінішній обробці, їх різноманітна форма та різновид матеріалів, з яких вони виготовлені – все це необхідно урахувати для того, щоб підібрати необхідний режим їх руху в робочій ємності для оптимальної роботи обладнання. Встановлення залежностей між кутовими швидкостями двох ведучих валів машини з двома ступенями рухомості або кутовою швидкістю головного вала машини з одним ведучим валом та режимами руху робочого середовища в ємності машини є актуальною задачею [55].

Галтувальна машина удосконаленої конструкції спеціально розроблена для обробки деталей легкої промисловості. Машина має два ведучих вала та є уніфікованою для обробки широкого асортименту деталей, дозволяє варіювати і підбирати кінематичні параметри обертання валів машини та отримувати необхідні режими руху робочого масиву деталей в замкнутій ємності для їх оптимальної обробки.

Незначна зміна одного з геометричних параметрів в машині старої конструкції може призвести до її непрацездатності. В машині удосконаленої конструкції зміна основних геометричних параметрів відбувається без втрати її працездатності, що дозволяє впливати на умови руху робочого масиву деталей в ємності машини. Одним з таких параметрів є кут α нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми по відношенню до осі Ox нерухомої системи координат $Ozyx$ (рис. 2.22).

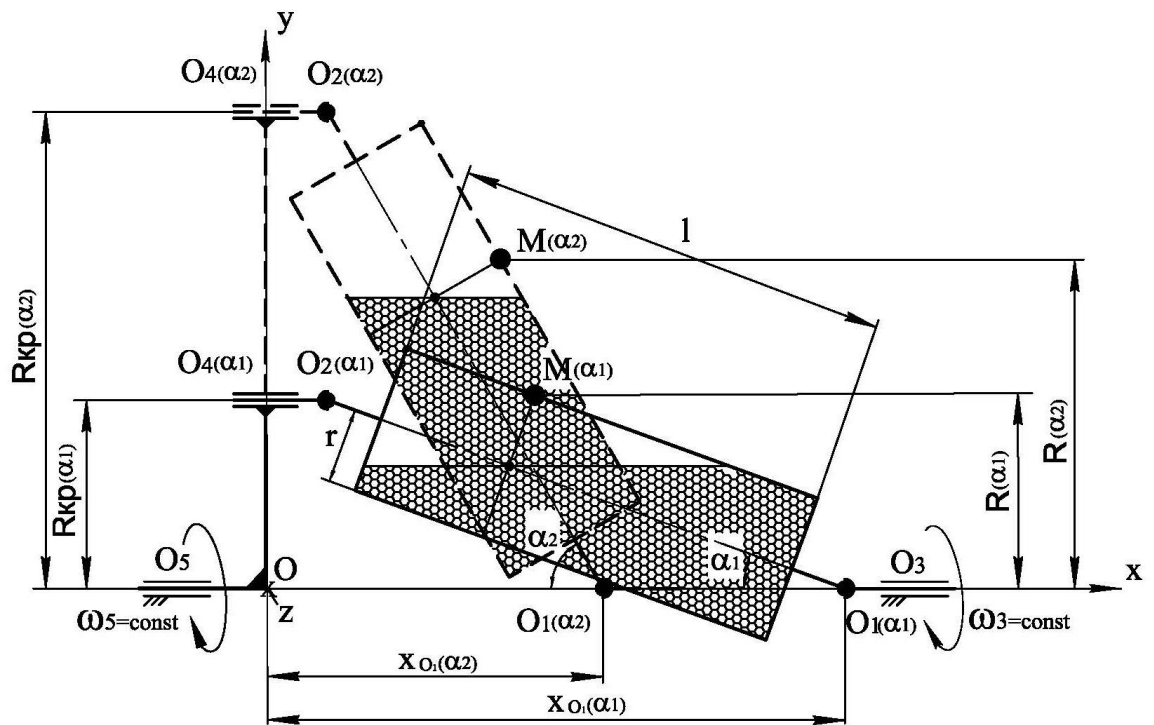


Рис. 2.22. Розрахункова схема дослідження впливу кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режими руху матеріальної точки M масиву деталей в машині удосконаленої конструкції

Для варіювання кута нахилу α в машині необхідно одночасно змінювати два геометричних розміри: довжину кривошипа $OO_4=R_{кр(\alpha)}$ та відстань $OO_1=X_{O1(\alpha)}$ (геометрична відстань між центром шарніра O_1 кінематичного ланцюга ємності машини до початку O нерухомої системи координат $Oxyz$). Якщо збільшуємо довжину кривошипа, то зменшуємо, відповідно, відстань OO_1 і навпаки: якщо зменшуємо OO_4 , то збільшуємо відстань OO_1 .

У зв'язку з тим, що удосконалена машина з такою компоновкою фізично існує у вигляді побудованої діючої експериментальної установки для проведення експериментальних досліджень (розділ 3 роботи), то всі необхідні для розрахунків в цьому та інших розділах роботи параметри відповідають геометричним розмірам діючої експериментальної машини.

Дослідження впливу величини кута нахилу α геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режим руху точки М робочого масиву деталей проводимо згідно з рівняннями (2.37) та (2.38). Кут нахилу ємності варіюємо від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ з кроком 10° . Робочу ємність циліндричної форми обираємо з радіусом $r = 0,06 = \text{const}$, м та довжиною $l = 0,290 = \text{const}$, м, а відповідні величини радіуса $R_{(\alpha)}$ переносної траєкторії точки М представляємо в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Величини радіуса $R_{(\alpha)}$ переносної траєкторії точки М

Кут нахилу ємності Параметр	$\alpha = 20,$ град	$\alpha = 30,$ град	$\alpha = 40,$ град	$\alpha = 50,$ град	$\alpha = 60,$ град
$R(\alpha)$, м	0,187	0,245	0,293	0,334	0,370

Після підстановки сталих величин геометричних параметрів в рівняння (2.38) для різних величин кута (α) та їх спрощення отримуємо наступні алгебраїчні рівняння, що дозволяють встановити взаємозалежність частот обертання двох ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху точок масиву деталей в робочій ємності від каскадного до каскадно-водоспадного:

для $\alpha = 20^\circ$,

$$6,18 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 20,49 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.43)$$

для $\alpha = 30^\circ$,

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.44)$$

для $\alpha = 40^\circ$,

$$5,04 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 32,10 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.45)$$

для $\alpha = 50^\circ$,

$$4,23 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 36,59 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.46)$$

для $\alpha = 60^\circ$,

$$3,29 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 40,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0. \quad (2.47)$$

Для кожного з варіантів кута α розрахуємо величини максимальних кутових швидкостей валів відносного та переносного руху ємності, за допомогою яких досягається зміна режиму руху точки М з каскадного на водоспадний за умовою обертання тільки одного з ведучих валів: в рівняннях (2.43) – (2.47) спочатку приймаємо, що $n_{5e} = 0$ об/хв = const та робимо розрахунок максимальної частоти $n_{3r \max}$ відносного обертання точки М разом з робочою ємністю машини, яка б задовольнила рівнянням, а потім приймаємо, що $n_{3r} = 0$ об/хв = const та розв'язуємо рівняння по відношенню до величини максимальної частоти $n_{5e \max}$ в переносному обертанні точки М разом з кривошипом (додаток А).

За максимальними параметрами частот відносного та переносного обертання точки М визначаємо діапазони їх варіювання для встановлення сумісного впливу на режим руху точки. Діапазон зміни частоти обертання кривошипу (n_{5e}) обираємо від 10 об/хв до 60 об/хв з кроком 10 об/хв, частоти відносного обертання робочої ємності (n_{3r}) – від 20 об/хв до 120 об/хв з кроком 20 об/хв. Подальше дослідження полягає в тому, щоб для фіксованих величин $n_{5e} = 10, 20, 30, 40, 50, 60$ об/хв отримати рівняння, розв'язок яких дозволяє визначити відповідні параметри частоти (n_{3r}) обертання ємності. Потім – навпаки: незмінними величинами є $n_{3r} = 20, 40, 60, 80, 100, 120$ об/хв, а отримані рівняння розв'язуємо по відношенню до параметрів частот (n_{5e}) обертання кривошипу. Результати аналітичних розрахунків за допомогою

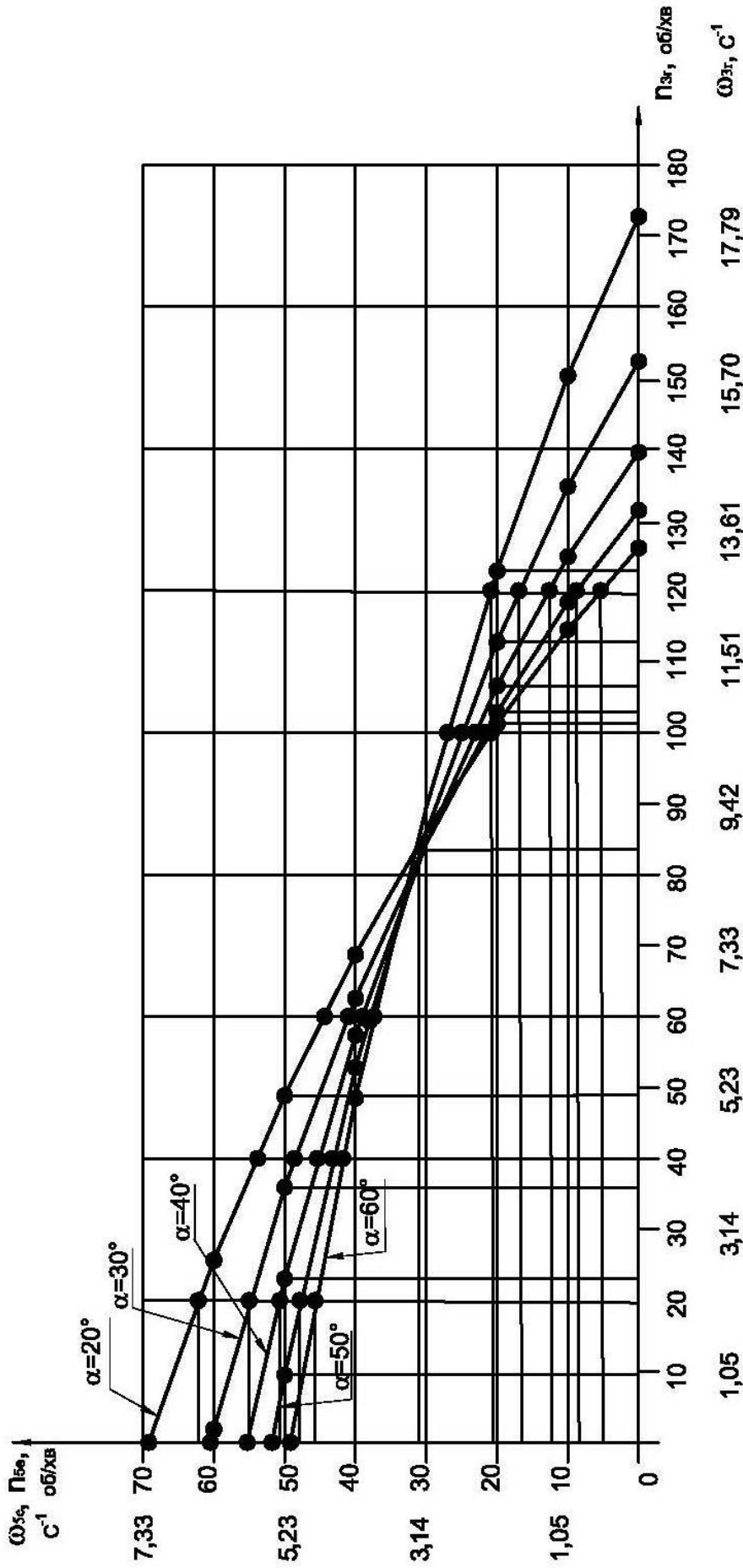


Рис. 2.23. Графічні залежності сумісного впливу частот обертання n_{5c} кривошипу та n_{3r} ємності на режим руху матеріальної точки М масиву деталей залежно від кута α нахилу робочої ємності

рівнянь (2.43) – (2.47) наведено в додатку А, згідно з якими побудовано графічні залежності на рис. 2.23.

Аналіз графічних залежностей дозволяє встановити: збільшення кута α нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми по відношенню до горизонтальної осі Ox нерухомої системи координат від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ призвело до зменшення переносної кутової швидкості валу кривошипа (ω_{5e}) з одночасним зменшенням швидкості обертання робочої ємності (ω_{3r}) необхідних для зміни режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний, яке спостерігаємо для «лівої» частини графічних залежностей від зони їх перетину (рис. 2.23). Необхідність одночасного зменшення частот обертання ведучих валів машини для більших кутів нахилу ємності викликано тим, що б для таких параметрів руху ведучих валів машини не допустити критичного режиму руху робочого масиву.

Для «правої» частини графічних залежностей від зони їх перетину збільшення кута α призвело до збільшення переносної кутової швидкості вала кривошипу (ω_{5e}) з одночасним збільшенням швидкості обертання робочої ємності (ω_{3r}) необхідних для зміни режиму руху масиву деталей. Необхідність одночасного збільшення частот обертання ведучих валів машини викликана тим, що б для таких параметрів руху ведучих валів машини досягнути перехід від каскадного до каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей.

Збільшення кута нахилу робочої ємності з $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ вплинуло на величину максимальної частоти обертання вала переносного руху, яка зменшилася на 20,0 об/хв (від $n_{5e}=69,2$ об/хв до $n_{5e}=49,2$ об/хв) при цьому спостерігаємо відповідне збільшення величини максимальної частоти обертання вала відносного руху на 46,7 об/хв (від $n_{3r} =126,0$ об/хв до $n_{3r} =172,7$ об/хв). Якщо за точку відліку обраємо відповідні параметри величин максимальних швидкостей, які отримано для випадку нахилу осі ємності на кут $\alpha = 20^\circ$, то зміна кута нахилу ємності від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ призводить

до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 28,9% та відповідного збільшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 37,1%, при чому для переносного обертання спостерігаємо зменшення інтенсивності зміни максимальної швидкості, а для відносного обертання – навпаки: збільшення інтенсивності зміни максимальної швидкості для випадку, коли кут нахилу змінюється від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ з незмінною величиною кроку в 10° .

На рис. 2.23 спостерігаємо наявність зони де графічні залежності мають місця взаємного перетину (умовний центр зони орієнтовно відповідає наступним параметрам: $n_{5e}=31,0$ об/хв, $n_{3r}=84,5$ об/хв). Незалежно від кута нахилу робочої ємності та при інших незмінних однакових геометричних характеристиках машини для таких параметрів обертання ведучих валів спостерігаємо перехід режиму руху робочого масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний. Такі параметри роботи машини можна рекомендувати для обробки деталей з однаковою інтенсивністю відносного та переносного рухів, які не залежать від кута нахилу робочої ємності машини.

Для деталей, обробку яких бажано отримувати за рахунок більш інтенсивного відносного руху разом з обертанням робочої ємності зменшуємо частоту обертання кривошипа нижче за величину $n_{5e}=31,0$ об/хв та одночасно збільшуємо частоту n_{3r} відносного обертання ємності залежно від того чи іншого кута нахилу ємності.

Для інтенсивної обробки деталей за рахунок руху робочого масиву деталей в осьовому напрямку ємності циліндричної форми (рух масиву деталей від одного торця ємності до іншого), що характерно, наприклад, для операцій відділення деталей легкої промисловості (які утворено за допомогою операції лиття) від ливників, зменшуємо частоту обертання ємності навколо своєї геометричної осі нижче за величину $n_{3r}=84,5$ об/хв та одночасно, у відповідності до величини кута нахилу α , збільшуємо частоту

n_{5e} обертання кривошипа згідно з представленими на рис. 2.23 графічними залежностями.

Аналіз результатів наведених на графічних залежностях сумісного впливу частот обертання кривошипа та робочої ємності на зміну режимів руху масиву деталей в ємності для різних за величиною кутів її нахилу підтверджують результати дослідження [88], в якому зазначено, що в машинах зі складним рухом робочої ємності досягти зміни режимів руху робочого масиву можна при відносно незначних за модулем величинах кутових швидкостей ведучих валів машини.

2.6. Аналітичне дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції

Іншим параметром, який впливає на режим руху матеріальної точки $M_{(r)}$ масиву деталей в робочій ємності (рис. 2.24) та підлягає дослідженню для покращення роботи машини удосконаленої конструкції є радіус (r, m)

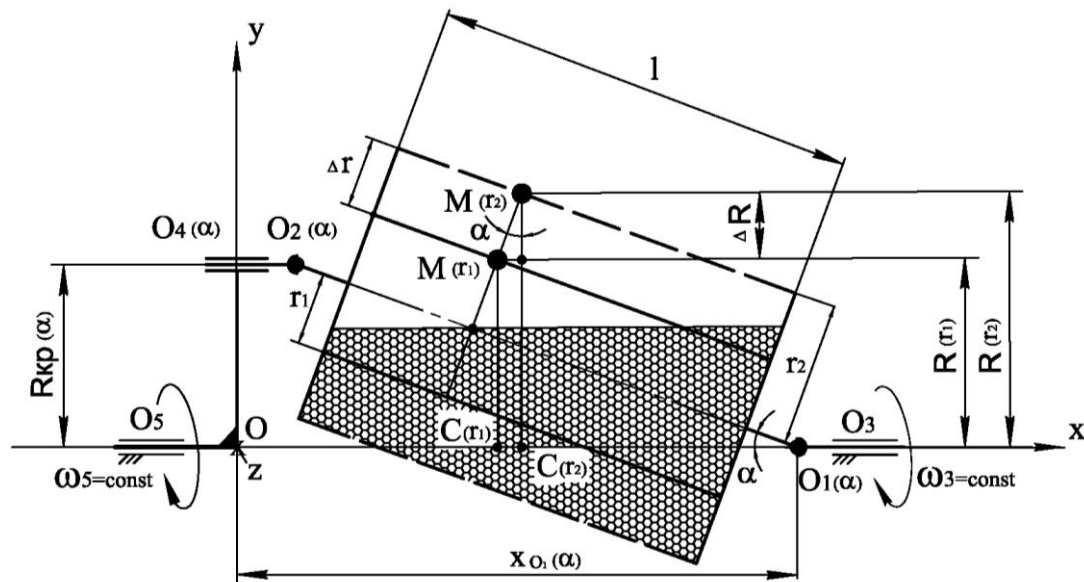


Рис. 2.24. Розрахункова схема дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режими руху матеріальної точки M масиву деталей в машині розробленої конструкції

робочої ємності циліндричної форми.

Для варіювання радіуса робочої ємності немає необхідності змінювати інші геометричні розміри машини та робити додаткові її налагоджування: робочі ємності різного діаметру та однакової робочої довжини (1, м) легко адаптуються до машини удосконаленої конструкції та не впливають на її працездатність.

Дослідження впливу радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху точки $M_{(r)}$ робочого масиву деталей проводимо згідно з рівняннями (2.37) та (2.38). Радіус робочої ємності варіюємо від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м з кроком 0,01 м. Кут нахилу ємності обираємо $\alpha = 30^\circ = \text{const}$, величини радіуса $R_{(r)}$ переносної траєкторії точки $M_{(r)}$, які є відповідними до обраних радіусів робочих ємностей виміряємо на експериментальній установці та представляємо в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Величини радіуса $R_{(r)}$ переносної траєкторії точки М

Радіус ємності Параметр	$r = 0,06,$ м	$r = 0,07,$ м	$r = 0,08,$ м	$r = 0,09,$ м	$r = 0,10,$ м
$R(r),$ м	0,245	0,254	0,262	0,271	0,280

Після підстановки сталих величин геометричних параметрів в рівняння (2.38) для різних величин радіуса (r) робочої ємності та їх спрощення отримуємо наступні алгебраїчні рівняння, що дозволяють встановити взаємозалежність частот обертання двох ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху точок масиву деталей в робочій ємності з каскадного на каскадно-водоспадний:

для $r = 0,06$ м,

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.48)$$

для $r = 0,07$ м,

$$6,68 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 27,83 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 15,34 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.49)$$

для $r = 0,08$ м,

$$7,56 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 28,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 17,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.50)$$

для $r = 0,09$ м,

$$8,55 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 29,69 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 19,72 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.51)$$

для $r = 0,10$ м,

$$9,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 30,67 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 21,9 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0. \quad (2.52)$$

Для кожного радіуса робочої ємності циліндричної форми розрахуємо величини максимальних кутових швидкостей ведучих валів відносного та переносного руху ємності, за допомогою яких досягаємо зміну режиму руху точки М з каскадного на водоспадний за умовою обертання тільки одного з ведучих валів: в рівняннях (2.48) – (2.52) приймаємо, що $n_{5e} = 0$ об/хв = const та розраховуємо максимальну частоту $n_{3r \max}$ відносного обертання точки М разом з робочою ємністю машини, яка б задовольнила рівнянням. Приймаємо, що $n_{3r} = 0$ об/хв = const та розв'язуємо рівняння по відношенню до величини максимальної частоти $n_{5e \max}$ в переносному обертанні точки М разом з кривошипом (додаток Б).

Дослідження проводимо для зміни діапазону частоти обертання кривошипа (n_{5e}) від 10 об/хв до 60 об/хв з кроком 10 об/хв та частоти відносного обертання робочої ємності (n_{3r}) від 20 об/хв до 120 об/хв з кроком 20 об/хв. Для фіксованих величин частот обертання кривошипу $n_{5e} = 10, 20, 30, 40, 50, 60$ об/хв отримуємо рівняння, розв'язок яких дозволяє визначити відповідні параметри частоти (n_{3r}) відносного обертання ємності. Аналогічно, для незмінних величин частот відносного обертання ємності $n_{3r} = 20, 40, 60, 80, 100, 120$ об/хв, після розв'язку рівнянь отримуємо відповідні до дослідження параметри переносних частот (n_{5e}) обертання кривошипа. За допомогою рівнянь (2.48) – (2.52) отримано результати аналітичних розрахунків (додатку Б), побудовано графічні залежності (рис. 2.25).

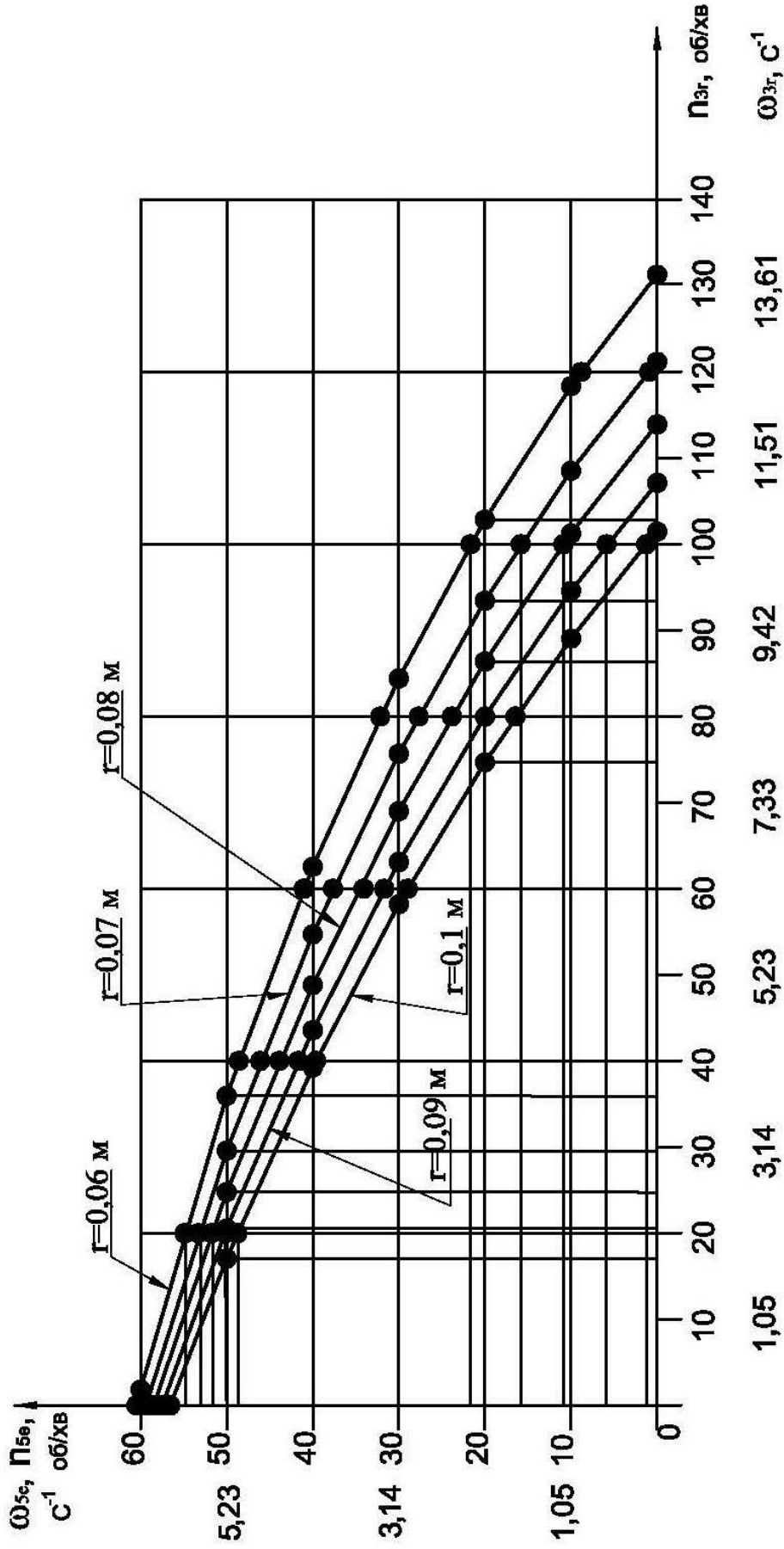


Рис. 2.25 Графічні залежності сумісного впливу частот обертання n_{5c} кривошипу та n_{3r} ємності на режим руху матеріальної точки M масиву деталей залежно від радіуса робочої ємності циліндричної форми

З аналізу графічних залежностей встановлюємо: збільшення радіуса робочої ємності циліндричної форми з $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до зменшення переносної кутової швидкості вала кривошипа (ω_{5e}) з одночасним зменшенням швидкості обертання робочої ємності (ω_{3r}), що необхідно для зміни режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний.

Збільшення радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м вплинуло на величину максимальної частоти обертання вала переносного руху, яка зменшилася на 3,9 об/хв (від $n_{5e}=60,5$ об/хв до $n_{5e}=56,6$ об/хв), при цьому спостерігаємо відповідне зменшення величини максимальної частоти обертання відносного руху робочої ємності на 29,8 об/хв (від $n_{3r}=131,3$ об/хв до $n_{3r}=101,5$ об/хв). Якщо за точку відліку обираємо відповідні параметри величин максимальних швидкостей, які отримано для випадку радіуса ємності $r = 0,06$ м, то зміна радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,5% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 22,7%, при чому для переносного обертання не спостерігаємо зміну інтенсивності максимальної швидкості, а для відносного обертання інтенсивність зміни максимальної швидкості зменшується для випадку, коли радіус ємності збільшується від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м з незмінною величиною кроку в 0,01 м.

Для деталей, що обробляємо за рахунок відносного руху разом з робочою ємністю та переносного за умови руху кривошипа, можна використовувати ємності різного діаметру. З аналізу графічних залежностей (рис. 2.25) спостерігаємо: зміна режиму руху точок масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний відбудеться, якщо для сталої величини переносної частоти обертання кривошипа $n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв (ємність $r = 0,1$ м) обираємо частоту відносного обертання $n_{3r}=89,0$ об/хв або (ємність $r = 0,06$ м) – $n_{3r}=118,5$ об/хв. Якщо $n_{5e}=20=\text{const}$ об/хв, відповідно, для ємності $r = 0,1$ м – $n_{3r}=74,5$ об/хв, для ємності $r = 0,06$ м – $n_{3r}=102,8$ об/хв. Діапазон

зміни відносної частоти обертання для $n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв складає 29,5 об/хв, а для $n_{5e}=20=\text{const}$ об/хв – 28,3 об/хв, що дозволяє збільшити інтенсивність обробки за рахунок відносного обертального руху (при умові зменшення радіуса робочої ємності від $r = 0,1$ м до $r = 0,06$ м) для $n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв на 24,9%, а для $n_{5e}=20=\text{const}$ об/хв – на 27,5%, якщо за точку відліку обрати результат отриманий для відповідної частоти відносного обертання при умові, що радіус ємності $r = 0,06$ м.

Проаналізуємо збільшення інтенсивності обробки деталей робочого масиву в осьовому напрямку за рахунок збільшення радіусу робочої ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м. При умові, що $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв для отримання зміни режиму руху точок масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний необхідно для ємності $r = 0,1$ м обрати частоту переносного обертання кривошипу $n_{5e} = 48,8$ об/хв або для ємності $r = 0,06$ м – $n_{5e} = 54,7$ об/хв, якщо $n_{3r}=40,0=\text{const}$ об/хв, відповідно, для ємності $r = 0,1$ м – $n_{5e} = 39,5$ об/хв, а для ємності $r = 0,06$ м – $n_{5e} = 48,5$ об/хв. Діапазон зміни переносної частоти обертання для $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв складає 5,9 об/хв, а для $n_{3r}=40=\text{const}$ об/хв – 9,0 об/хв, що дозволяє збільшити інтенсивність обробки за рахунок переносного обертального руху, при умові зменшення радіусу робочої ємності від $r = 0,1$ м до $r = 0,06$ м, для $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв на 10,8% , а для $n_{3r}=40=\text{const}$ об/хв – на 18,6%, якщо за точку відліку обрати результат відповідної частоти переносного обертання для умови, що радіус ємності $r = 0,06$ м.

Для сталого відносного обертання робочої ємності ($n_{3r}=100=\text{const}$ об/хв) спостерігаємо зміну режиму руху точок робочого масиву деталей в ємності машини для випадку, коли радіус $r = 0,1$ м при майже відсутній частоті обертання кривошипу ($n_{5e} = 2,0$ об/хв), а для отримання аналогічних умов руху робочого масиву на машині з радіусом ємності $r = 0,06$ м кривошип необхідно обертати з частотою $n_{5e} = 22,0$ об/хв.

З аналізу графічних залежностей також спостерігаємо: збільшення радіуса від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м робочої ємності в машині для обробки

деталей призводить до зміни режимів руху точок масиву деталей та зменшення абсолютної зміни відносної частоти обертання ємності (для $n_{5e} = 50,0$ об/хв спостерігаємо зменшення n_{3r} на 19,0 об/хв, для $n_{5e} = 40,0$ об/хв – на 24,0 об/хв, для $n_{5e} = 30,0$ об/хв – на 27,0 об/хв, для $n_{5e} = 20,0$ об/хв – на 28,5 об/хв, а для $n_{5e} = 10,0$ об/хв – на 29,0 об/хв). Одночасно констатуємо: для сталих величин відносного обертання робочої ємності збільшення її радіусу призводить до зміни режиму руху деталей робочого масиву при умові зменшення частоти обертання кривошипу на абсолютну величину в такій залежності, що для менших величин відносних частот обертання ємності абсолютна зміна частоти обертання кривошипу складає меншу величину (для $n_{3r} = 20 = \text{const}$ об/хв різниця складає 6 об/хв), а для більших величин відносних частот обертання ємності абсолютна зміна частоти обертання кривошипу складає більшу величину (для $n_{3r} = 100 = \text{const}$ об/хв – 21 об/хв), що в порівнянні є в 3,5 рази більше.

Отже, робимо висновок: адаптація робочих ємностей циліндричної форми різного діаметру до машини удосконаленої конструкції без втрати її працездатності надає широкий діапазон можливих регулювань, які впливають на режими руху робочого масиву деталей.

2.7. Аналітичне дослідження впливу довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції

Наступним параметром, який впливає на режим руху точки $M_{(1)}$ (рис.2.26) масиву деталей в робочій ємності та підлягає дослідженню для аналізу роботи машини удосконаленої конструкції є довжина робочої ємності (l , м) циліндричної форми. З розрахункової схеми спостерігаємо: для працездатності машини з кривошипом ($R_{кр(11;l2)}$) незмінної величини і робочими ємностями однакового радіуса (r) та різної довжини (l) необхідно регулювати у відповідності до них геометричні відстані між центром шарніру

Таблиця 2.3

Величини радіусів $R_{(l)}$ переносної траєкторії точки М та кутів нахилу геометричної осі ємності $\alpha_{(l)}$

Довжина ємності Параметр	$l = 0,210,$ м	$l = 0,230,$ м	$l = 0,250,$ м	$l = 0,270,$ м	$l = 0,290,$ м
$R_{(l)},$ м	0,278	0,268	0,260	0,252	0,245
$\alpha_{(l)},$ град	36,7	34,7	33,0	31,4	30,0

Після підстановки сталих величин геометричних параметрів в рівняння (2.38) для різних величин довжин ($l, \text{ м}$) робочої ємності та їх спрощення отримуємо наступні алгебраїчні рівняння, що дозволяють встановити взаємозалежність частот обертання двох ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху точок масиву деталей в робочій ємності з каскадного на каскадно-водоспадний:

для $l = 0,210$ м,

$$5,27 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 30,46 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.53)$$

для $l = 0,230$ м,

$$5,4 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 29,36 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.54)$$

для $l = 0,250$ м,

$$5,51 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 28,48 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.55)$$

для $l = 0,270$ м,

$$5,6 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 27,61 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0; \quad (2.56)$$

для $l = 0,290$ м,

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0. \quad (2.57)$$

Для кожного з варіантів довжини (l , m) робочої ємності циліндричної форми розрахуємо величини максимальних кутових швидкостей валів відносного та переносного руху ємності, за допомогою яких досягаємо зміну режиму руху точки $M_{(l)}$ з каскадного на водоспадний за умовою обертання тільки одного з ведучих валів. В рівняннях (2.53) – (2.57) приймаємо $n_{5e} = 0 = \text{const}$ об/хв та робимо розрахунок максимальної частоти $n_{3r \text{ max}}$ відносного обертання точки M разом з робочою ємністю машини, яка б задовольнила рівнянням. Вважаємо $n_{3r} = 0 = \text{const}$ об/хв та розв'язуємо рівняння по відношенню до величини максимальної частоти $n_{5e \text{ max}}$ у переносному обертанні точки M разом з кривошипом (додаток В).

Дослідження проводимо для змін діапазонів частот обертання кривошипа (n_{5e}) від 10 об/хв до 60 об/хв з кроком 10 об/хв та відносного обертання робочої ємності (n_{3r}) від 20 об/хв до 120 об/хв з кроком 20 об/хв. Для фіксованих величин частот обертання кривошипа $n_{5e}=10, 20, 30, 40, 50, 60$ об/хв отримуємо рівняння, розв'язок яких дозволяє визначити відповідні параметри частоти (n_{3r}) відносного обертання ємності. Аналогічно, для фіксованих величин частот відносного обертання ємності $n_{3r}=20, 40, 60, 80, 100, 120$ об/хв, після розв'язку рівнянь отримуємо відповідні параметри переносних частот (n_{5e}) обертання кривошипа. Результати аналітичних розрахунків за допомогою рівнянь (2.53) – (2.57) представлено в додатку В та у вигляді графічних залежностей (рис. 2.27).

З аналізу графічних залежностей встановлюємо: збільшення довжини робочої ємності циліндричної форми від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення переносної кутової швидкості вала кривошипа (ω_{5e}) з одночасним збільшенням швидкості обертання робочої ємності (ω_{3r}) (для частот відносного обертання ємності від 0 об/хв до 82,0 об/хв та відповідним до них переносним частот обертання від 60,5 об/хв до 30,0 об/хв) необхідних для зміни режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний (рис. 2.27).

Збільшення довжини ємності циліндричної форми від $l = 0,210$ м до

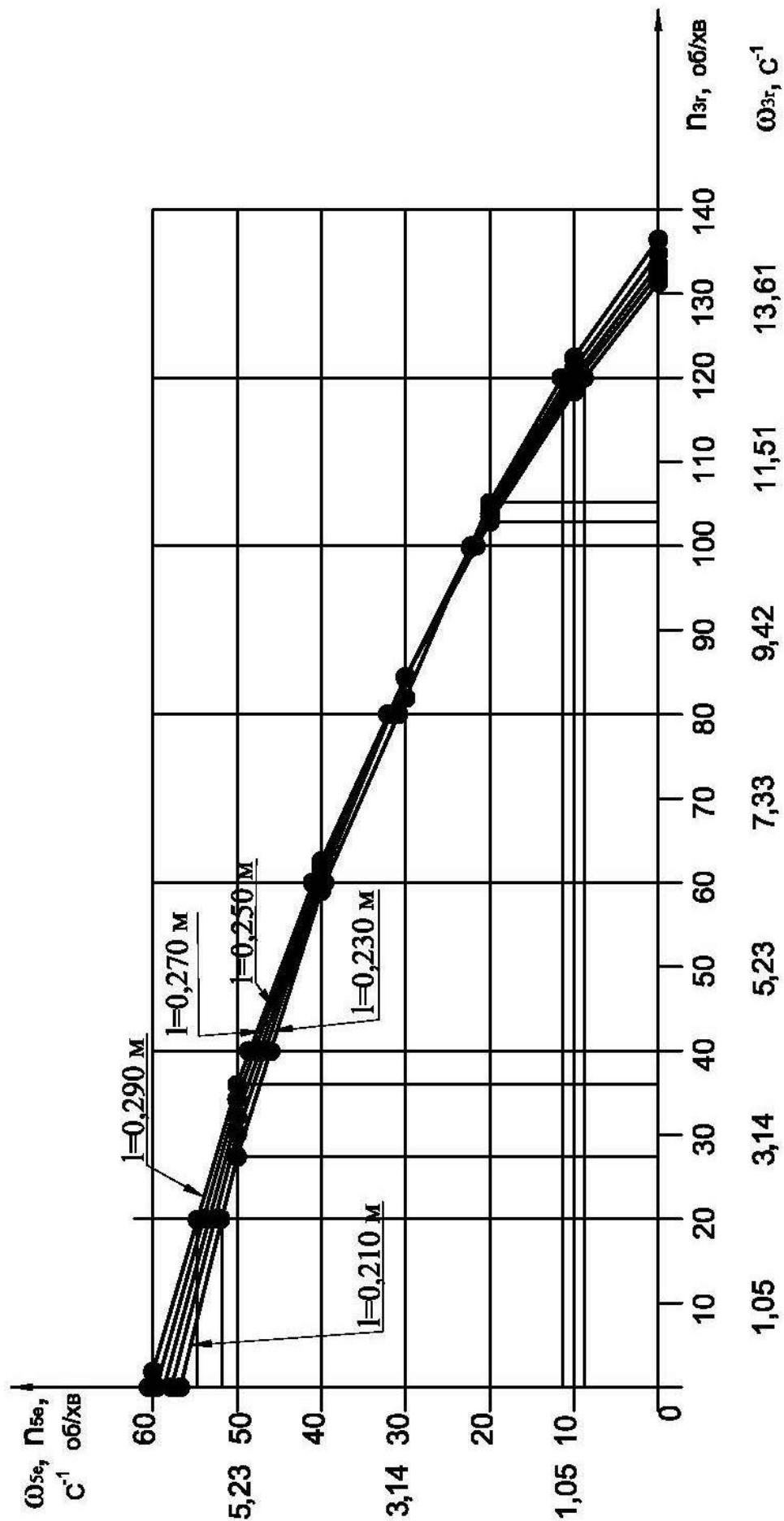


Рис. 2.27 Графічні залежності сумісного впливу частот обертання n_{5c} кривошипу та n_{3r} ємності на режим руху матеріальної точки M масиву деталей залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми

$l = 0,290$ м призвело до необхідності зменшення переносної кутової швидкості вала кривошипа (ω_{5e}) з одночасним зменшенням швидкості обертання робочої ємності (ω_{3r}) (для частот відносного обертання ємності від 82,0 об/хв до 136,4 об/хв та відповідним до них переносним частотам обертання від 30,0 об/хв до 0 об/хв) необхідних для зміни каскадно-водоспадного режиму руху точок масиву деталей в робочій ємності машини удосконаленої конструкції.

Збільшення довжини робочої ємності циліндричної форми від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м вплинуло на величину максимальної частоти обертання вала переносного руху, яка збільшилася на 3,75 об/хв (від $n_{5e}=56,75$ об/хв до $n_{5e}=60,5$ об/хв), при цьому спостерігаємо відповідне зменшення величини максимальної частоти обертання відносного руху робочої ємності на 3,14 об/хв (від $n_{3r} = 136,44$ об/хв до $n_{3r} = 131,3$ об/хв). Якщо за точку відліку обираємо відповідні параметри величин максимальних швидкостей, які отримано для випадку довжини ємності $l = 0,210$ м, то зміна довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,6% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 2,3%, при чому практично не спостерігаємо інтенсивності зміни максимальних переносної та відносної швидкостей для випадку, коли довжини ємності змінюємо від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м з незмінною величиною кроку в 0,02 м.

Для деталей, обробку яких необхідно отримувати за рахунок відносного руху масиву деталей разом з робочою ємністю та переносного за рахунок руху вала кривошипа, можна використовувати ємності різної довжини. З аналізу графічних залежностей (рис. 2.27) спостерігаємо: для сталої величини переносної частоти обертання кривошипа $n_{5e}=50=\text{const}$ об/хв для отримання каскадно-водоспадного режиму руху точок масиву деталей необхідно для ємності довжиною $l = 0,210$ м обрати частоту відносного обертання $n_{3r} = 27,7$ об/хв, а для $l = 0,290$ м – $n_{3r} = 36,5$ об/хв. Якщо

$n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв, відповідно, маємо: для ємності $l = 0,210$ м – $n_{3r} = 123,0$ об/хв, а для $l = 0,290$ м – $n_{3r} = 118,5$ об/хв.

Діапазон зміни відносної частоти обертання для $n_{5e}=50=\text{const}$ об/хв складає 8,8 об/хв, а для $n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв – 4,5 об/хв, що дозволяє збільшити інтенсивність обробки за рахунок відносного обертального руху при умові збільшення довжини робочої ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м та якщо $n_{5e} = 50 = \text{const}$ об/хв на 31,8%, а для $n_{5e}=10=\text{const}$ об/хв – зменшити на 3,8%, в порівнянні з результатом для відповідної частоти відносного обертання у випадку довжини ємності $l = 0,210$ м.

Проаналізуємо збільшення інтенсивності обробки деталей робочого масиву в осьовому напрямку за рахунок збільшення довжини робочої ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м. При умові, що $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв отримуємо зміну режиму руху масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний якщо: для ємності $l = 0,210$ м обраємо частоту переносного обертання кривошипа $n_{5e} = 51,7$ об/хв або для ємності $l = 0,290$ м – $n_{5e} = 54,8$ об/хв. Якщо $n_{3r}=120,0=\text{const}$ об/хв, відповідно, для ємності $l = 0,210$ м – $n_{5e} = 11,5$ об/хв, а для ємності $l = 0,290$ м – $n_{5e} = 8,7$ об/хв. Діапазон зміни переносної частоти обертання для $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв складає 3,1 об/хв, а для $n_{3r}=120,0=\text{const}$ об/хв – 2,8 об/хв, що дозволяє збільшити інтенсивність обробки за рахунок переносного обертального руху, при умові збільшення довжини робочої ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м, для $n_{3r}=20=\text{const}$ об/хв на 6,0% та зменшити інтенсивність обробки за рахунок переносного обертального руху для $n_{3r} = 120,0=\text{const}$ об/хв – на 24,4%, в порівнянні з результатом для відповідної частоти переносного обертання у випадку довжини ємності $l = 0,210$ м.

З вищевикладеного робимо висновок: можливість встановлення робочих ємностей циліндричної форми різної довжини в машині удосконаленої конструкції дозволяє змінювати діапазон її можливих регулювань, впливати на режими руху масиву деталей в ємності та забезпечувати оптимальні умови обробки деталей легкої промисловості.

Висновки до розділу 2

1. Структурно синтезовано та досліджено просторовий механізм машини удосконаленої конструкції з двома ведучими валами та складним рухом робочої ємності, в якій за допомогою варіювання технологічних параметрів можна регулювати та підбирати необхідні для обробки деталей легкої промисловості режими руху робочого масиву деталей.

2. Аналітично досліджено абсолютну лінійну швидкість точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух, як матеріальної точки, що одночасно приймає участь у відносному та переносному обертальних рухах, відповідно, навколо геометричної осі робочої ємності циліндричної форми та разом з нею навколо нерухомої вісі декартової системи координат.

3. Аналітично досліджено абсолютне лінійне прискорення точки робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух, як матеріальної точки, що одночасно приймає участь у відносному та переносному обертальних рухах, відповідно, навколо геометричної осі робочої ємності циліндричної форми та разом з нею навколо нерухомої вісі декартової системи координат.

4. Аналітично досліджено систему сил, яка діє на точку робочого масиву деталей ємності циліндричної форми, що має складний просторовий рух та проаналізовано її вплив на режим руху точки та масиву деталей в ємності.

5. Аналітично досліджено вплив кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режим руху точки робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції та виконано аналіз впливу параметрів руху ведучих валів машини на режим руху масиву деталей робочої ємності з різним кутом її нахилу.

6. Аналітично досліджено вплив радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху точки робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції та виконано аналіз впливу параметрів руху

ведучих валів машини на режим руху масиву деталей робочої ємності різного діаметру.

7. Аналітично досліджено вплив довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху точки робочого масиву деталей у машині удосконаленої конструкції та виконано аналіз впливу параметрів руху ведучих валів машини на режим руху масиву деталей робочої ємності різної довжини.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МАШИНА УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ З СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМНОСТІ

3.1. Опис експериментальної машини для обробки деталей удосконаленої конструкції

Для підтвердження результатів теоретичного дослідження необхідно виконати експериментальні дослідження на машині для обробки деталей в динамічних умовах її роботи.

Машину для обробки деталей [89 – 92] виготовлено у вигляді експериментальної машини (рис. 3.1) удосконаленої конструкції [84] спроможної в динамічних умовах реалізувати запланований план експериментальних досліджень.

Експериментальна машина для обробки деталей з складним просторовим рухом РЄ циліндричної форми (рис. 3.2 а, б) містить корпус з напрямними 1, на яких, відповідно, кріпиться нерухома 2 та розміщена рухома стійка 3. На нерухомій стійці 2 розташовано підшипникову опору ведучого вала переносного руху 6 РЄ 9, до якого жорстко приєднується кривошип із противагою 4, який разом з ним обертається та задає переносний обертальний рух ємності відносно геометричної осі вала 6. Довжина кривошипа регулюється за допомогою механічного з'єднання 7. З іншого боку, на рухомій стійці 3 знаходиться підшипникова опора іншого ведучого вала відносного руху 12 РЄ 9, який обертається та задає обертальний відносний рух РЄ циліндричної форми навколо своєї геометричної осі. Ведучі вали 6 та 12 кінематично знаходяться в з'єднаному стані за допомогою просторового кінематичного ланцюга, до складу якого надходять РЄ 9 з розташованими двома шарнірними з'єднаннями 8, які з однієї сторони

кінематично приєднані до ведучого вала відносного руху 12 РЄ 9, а з іншої – до кривошипа за допомогою опорної осі РЄ 13.

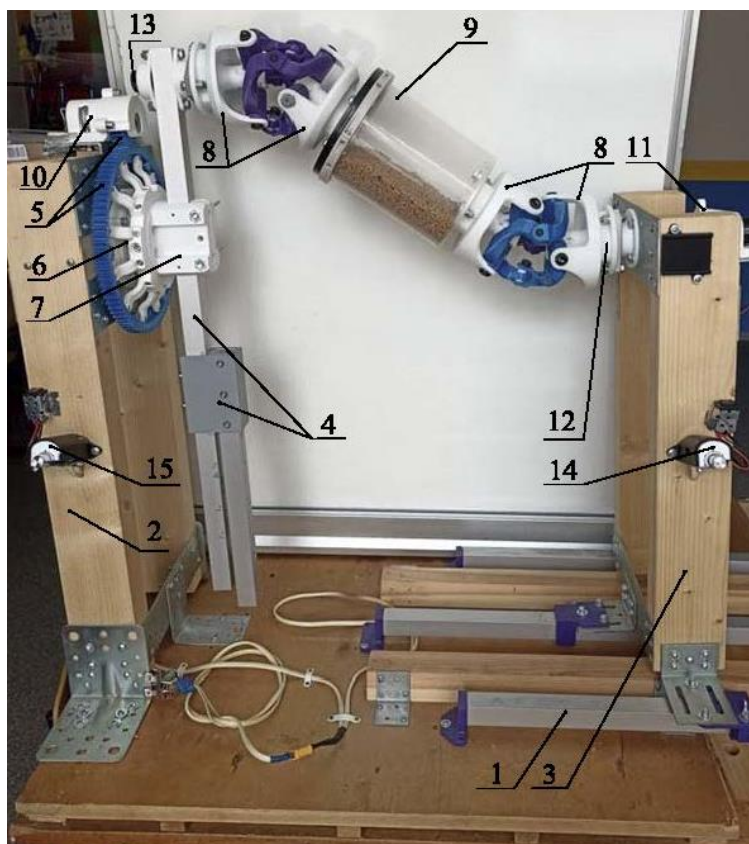


Рис. 3.1. Експериментальна машина для обробки деталей удосконаленої конструкції

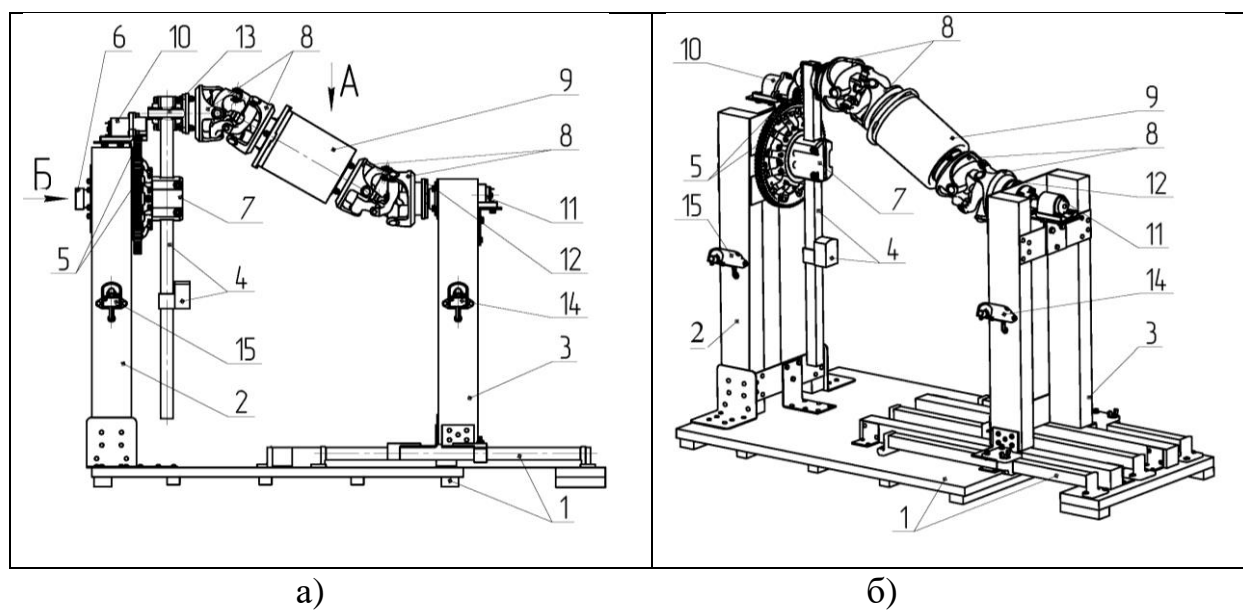


Рис. 3.2. Вид загальний експериментальної машини для обробки деталей («а» - вид спереду, «б» - наочне зображення)

Ведучі вали 6 та 12 розташовуються з різних боків по відношенню до просторового кінематичного ланцюга та мають спільну геометричну вісь обертання.

РЄ разом з робочим масивом деталей в машині отримує складний просторовий рух від двох незалежних приводів переносного руху 10 та відносного руху 11, які, відповідно, з одного боку за допомогою зубчастої передачі приводу кривошипа 5 задають РЄ 9 переносний обертальний рух навколо спільної геометричної осі валів 6 та 12, а з іншого – відносний обертальний рух навколо геометричної осі РЄ циліндричної форми. Машина укомплектована органами незалежного керування кутовою швидкістю за величиною та напрямком обертання ведучих валів 6 та 12: для ведучого вала відносного руху 12 – контролером 14 відносного руху РЄ, для ведучого вала переносного руху 6 – контролером 15 переносного руху РЄ.

Машина для обробки деталей працює наступним чином: при вмиканні першого мотор – редуктора привода 11 обертальний рух ротора передається першому ведучому валу 12, рух від якого за допомогою першого шарнірного з'єднання 8 надається РЄ у відносному до своєї геометричної осі напрямку, який за допомогою другого шарнірного з'єднання 8 та опорної осі 13 підтримується відносно кривошипа 4. При вмиканні другого мотор – редуктора привода 10 обертальний рух ротора за допомогою зовнішньої циліндричної евольвентної зубчастої передачі 5 передається другому ведучому валу 6, який обертає опорну вісь 13 просторового кінематичного ланцюга по колу, радіус якого дорівнює довжині кривошипа 4, в площині перпендикулярній до спільної геометричної осі валів 6 і 12 та задає переносний рух РЄ 9 разом з деталями робочого масиву відносно нерухомого корпусу машини.

Наявність двох незалежних приводів в машині розробленої конструкції дозволяє забезпечити складний просторовий рух РЄ 9 з можливістю регулювання динамічних параметрів її руху в широкому діапазоні величин,

що є важливим в легкій промисловості для підбору необхідних режимів руху масиву деталей при їх об'ємній поверхневій обробці.

3.2. Технічні умови до створення експериментальної машини

Необхідність проведення досліджень в динамічних умовах роботи машини та поставлені задачі, що розглядаються в роботі висувають технічні умови до створення діючої експериментальної машини для обробки деталей удосконаленої конструкції:

1. Конструкція машини для обробки деталей повинна мати натуральні розміри, достатні для проведення експериментальних досліджень в реальних умовах, а її конструкція урахувати можливість без значних зусиль змінювати основні параметри налаштувань, до яких відносяться: кутова швидкість обертання ведучих валів машини за величиною та напрямком, геометричні параметри машини, такі як кут нахилу геометричної осі РЄ циліндричної форми, її діаметр та довжина. Такі умови можна забезпечити, якщо в конструкції машини буде передбачатися можливість варіювати довжину кривошипа та змінювати довжину між опорами ведучих валів відносного та переносного рухів. Основні технологічні та геометричні параметри експериментальної машини удосконаленої конструкції наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Технологічні та геометричні параметри експериментальної машини удосконаленої конструкції

Параметр	Величина та діапазон варіювання
1. Габаритні розміри експериментальної машини (ширина – висота – довжина), мм	550 – 1045 – 750...1055
2. Частота відносного обертання РЄ, об/хв	0 – 300

3. Частота переносного обертання РЄ, об/хв	0 – 100
4. Кут нахилу геометричної вісі РЄ циліндричної форми відносно горизонтальної осі, град	10 – 60
5. Напрямок обертання валів по відношенню до напрямку руху годинникової стрілки	«за» або «проти»
6. Діаметр РЄ циліндричної форми, мм	100 – 200
7. Довжина РЄ циліндричної форми, мм	200 – 400
8. Довжина кривошипа, мм	80 – 450
9. Відстань між опорами ведучих валів, мм	від 450 до 850

За допомогою 3D-моделювання було розроблено: загальна специфікація машини для обробки деталей удосконаленої конструкції МОД.00.000, кресленики загального МОД.00.000ВЗ та складального МОД.00.000СК видів машини для обробки деталей удосконаленої конструкції (додаток Г).

3.3. Комплектація приводу експериментальної машини

Машини з складним просторовим рухом робочої ємності (розділ 2, рис. 2.1) містить корпус 1, в якому розміщено два приводи (рис. 3.1, 3.2) з електродвигунами 2 та 4, які незалежно один від іншого призводять до обертання ведучі вали відносного та переносного руху робочої ємності. Приводи двох ведучих валів машини підбираються з урахуванням технологічних та кінематичних параметрів відносного та переносного руху РЄ (розділ 2, додаток А, Б, В) та величин крутних моментів на ведучих валах машини, які є необхідними для забезпечення режимів руху робочого масиву деталей при проведенні експериментальних досліджень.

В електроприводі 10 переносного руху РЄ (рис. 3.1, 3.2) використано мотор-редуктор постійного струму з реверсом і плавним регулюванням частоти обертання, технічні характеристики якого наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Технічні характеристики мотор-редуктора приводу переносного руху РЄ

Характеристика	Показник
Тип	регульований, реверсивний, постійного струму
Модель	JGB67-720-2265
Робоча напруга, В	12
Номінальний струм, А	1,2
Номінальна потужність, Вт	14,4
Передаточне число редуктора	30
Частота обертання вихідного вала, об/хв	від 0 до 500

В електроприводі 11 відносного руху РЄ (рис. 3.1, 3.2) використано мотор-редуктор постійного струму з реверсом і плавним регулюванням частоти обертання, технічні характеристики якого наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Технічні характеристики мотор-редуктора приводу відносного руху РЄ

Характеристика	Показник
Тип	регульований, реверсивний, постійного струму
Модель	32GP-31ZY-1280
Робоча напруга, В	12
Номінальний струм, А	1,8
Номінальна потужність, Вт	21,6
Передаточне число редуктора	27
Частота обертання вихідного вала, об/хв	від 0 до 300

Для зменшення частоти обертання вала переносного руху 6 РЄ та одночасного збільшення крутного моменту на ньому в приводі була застосована зовнішня прямозуба циліндрична передача 5 (рис. 3.1, 3.2) з передавальним відношенням $u = 4,58$, при цьому максимальна частота

обертання ведучого вала переносного руху 6 машини (таблиця 3.1) досягає необхідної для проведення експериментальних досліджень величини 109 об/хв ($500 \text{ об/хв} / 4,58 = 109 \text{ об/хв}$). Технічні характеристики зовнішньої циліндричної зубчастої передачі наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Технічні характеристики зовнішньої циліндричної зубчастої передачі

Характеристика	Показник
Тип	евольвентна, прямозуба, зовнішнього зачеплення
Модуль зачеплення	2,5
Кількість зубців шестерні, z_1	19
Кількість зубців колеса, z_2	87
Передавальне відношення, u	4,58
Діаметр вершин зубців шестерні da_1 , мм.	54
Діаметр вершин зубців колеса da_2 , мм.	248

Для регулювання частот обертання роторів електродвигунів постійного струму приводів переносного та відносного рухів РС в необхідних для проведення експериментальних досліджень діапазонах величин використовується електронний контролер кутової швидкості пропорційно-інтегрально-диференціального типу (PID регулятор), технічні характеристики якого наведено в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Технічні характеристики контролера кутової швидкості ротора двигуна постійного струму

Характеристика	Показник
Тип	PID регулятор
Діапазон підтримуваної напруги: В	12 – 28
Максимальний струм, А	3
Максимальна потужність, Вт	80

3.4. Кінематичне дослідження обраного шарнірного з'єднання для машини удосконаленої конструкції

Причиною нерівномірного руху веденого вала за умови рівномірного обертання ведучого в одинарних карданних (асинхронних) шарнірах є наявність кута нахилу між їхніми геометричними осями.

В роботі [93] автором в подробицях наведено конструктивні та кінематичні параметри такого шарніру, математично встановлена взаємозалежність між кутовими швидкостями ведучого та веденого валів та на її основі зроблено висновки: по-перше, доведено, що при рівномірній кутовій швидкості ведучого вала одинарного асинхронного карданного шарніра буде спостерігатися нерівномірний рух його веденого вала, головною причиною якого є наявність кута нахилу між ними, при чому чим більше величина кута, тим більша буде нерівномірність. По-друге, для забезпечення рівних кутових швидкостей між валами коробки передач і головною передачею в трансмісії автомобіля, які кінематично з'єднані карданним валом, необхідно використовувати два геометрично однакових асинхронних карданних шарніри, що встановлені з двох різних сторін по відношенню до карданного вала: нерівномірність руху, яка утворюється після першого карданного шарніру буде «виправлена» за допомогою другого карданного шарніра, а тому ведений вал в трансмісії автомобіля буде обертатися рівномірно з кутовою швидкістю обертання ведучого вала. Саме так можна було б вирішити проблему нерівномірного руху веденого вала РЄ в машині удосконаленої конструкції за умови рівномірного обертання ведучого, якщо б за допомогою двох послідовно з'єднаних асинхронних карданних шарнірів можна було б забезпечити необхідні для обробки деталей кути нахилу геометричної осі РЄ машини удосконаленої конструкції.

В удосконаленій машині для виконання завдань дослідження конструктивно необхідно забезпечити можливість варіювання кута нахилу РЄ в межах від 10° до 60° . Для вирішення питання в експериментальній

машині застосовуємо шарнірне торсійне з'єднання (articulating torsional coupling) [94].

Обрана конструкція шарнірного з'єднання (рис. 3.3), складається з двох корпусів 1 та 2, один з яких (корпус 1), відповідно, співвісно приєднаний до РС, а інший (корпус 2) – до ведучого вала відносного руху РС. Корпуси 1 та 2 кінематично з'єднані за допомогою трьох пар важелів 3, 4, які попарно з одного боку кінематично з'єднані один з іншим за допомогою вісі 8 з сферичним вкладишем 7 та стопорною втулкою 9, а з іншого – за допомогою пальців 10 приєднуються до відповідних корпусів, геометричні вісі пальців 10 яких розташовані одна по відношенню до іншої під кутами 120 градусів.

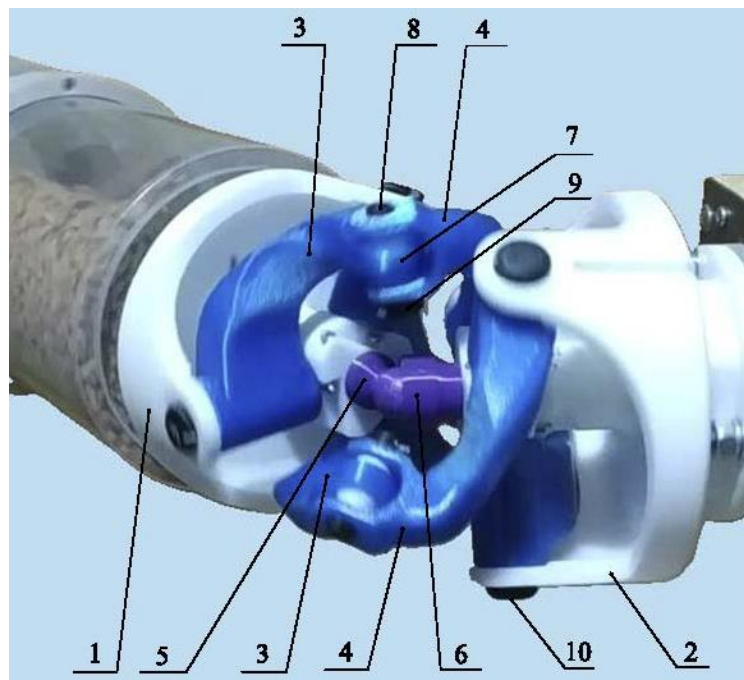


Рис. 3.3. Обрана конструкція шарнірного з'єднання (пат. US 2017/0204912 A1, США) для удосконаленої машини

Для фіксації міжцентрової відстані та підтримки взаємного розташування геометричних осей корпусів 1 та 2 в одній площині в конструкції передбачені центрувальні елементи (сфера центрувальна 5 та гніздо центрувальне 6).

Для підтвердження рівномірної передачі обертального руху між ведучим та веденим валами обраного шарнірного з'єднання (рис. 3.4) графічно виконуємо його кінематичний аналіз.

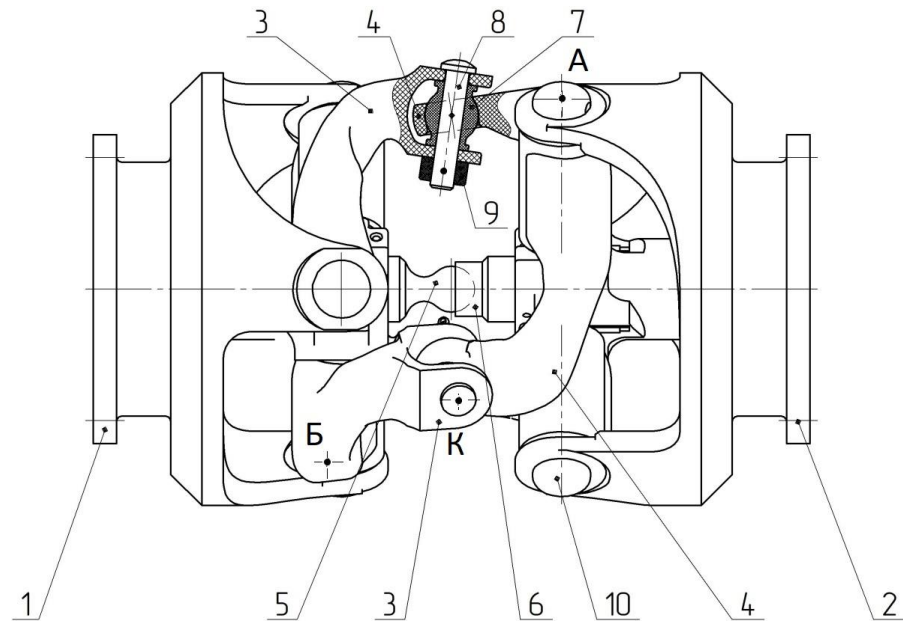


Рис. 3.4. Схема обраної конструкції шарнірного з'єднання (пат. US 2017/0204912 A1, США) для удосконаленої машини

Дослідження виконуємо за допомогою розрахункових схем (додаток Д) шарнірного з'єднання обраної конструкції, для яких зроблено відповідні графічні побудови та проведено кінематичний аналіз для різних ввеличин кутів нахилу РС (від 0° до 60° , з кроком 15°).

На розрахунковій схемі для дослідження кінематики шарнірного з'єднання (рис. 3.5) представлено графічну побудову фронтального виду з'єднання, за допомогою якого задається відносний обертальний рух РС та три його види А, Б та О, які виконано, відповідно, вздовж геометричних осей ведучого вала відносного руху, РС та в напрямку перпендикулярному до площини розташування траєкторії точки К, яка є геометричним центром кінематичної пари, що утворена важелями 3 та 4 шарніра (рис. 3.4).

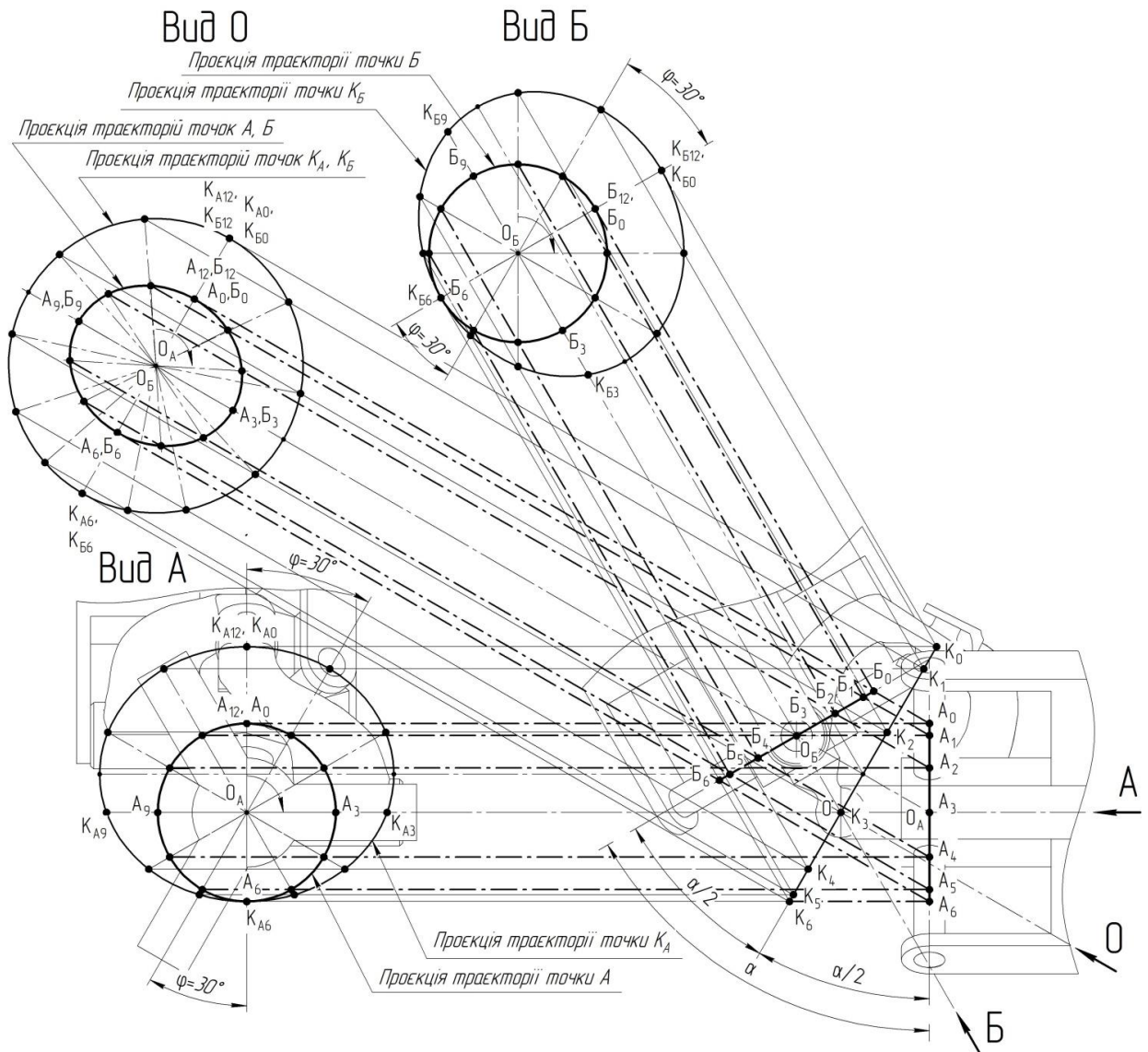


Рис. 3.5. Розрахункова схема обраної конструкції шарнірного з'єднання

На виді А (рис. 3.5) представлено траєкторії точок К та А (точка А є точкою, яка збігається з геометричним центром кінематичної пари, що утворена важелем 4 та корпусом 2 (рис. 3.4), який співвісно з'єднаний з ведучим валом відносного руху РС). На виді Б побудовано траєкторії точок К та Б (точка Б є точкою, яка збігається з геометричним центром кінематичної пари, що утворена важелем 3 та корпусом 1 (рис. 3.4), який співвісно з'єднаний з РС циліндричної форми). На виді О зображено траєкторії точки К та точок А і Б (траєкторія точки К в площині її розташування показано в натуральну величину, а траєкторії точок А та Б при проєктуванні на площину, яка є паралельною до площини розташування траєкторії точки К,

суміщуються одна з іншою та проєктуються на неї не в натуральну величину).

Аналогічно, на видах А та Б траєкторії, відповідно, точок А та Б отримано в натуральну величину, а точки К – ні.

На фронтальній проєкції шарніра спостерігаємо, що при розташуванні геометричних осей ведучого вала та РЄ під кутом α , площини розміщення плоских траєкторій точок А та Б розташовуються симетрично під кутами $\alpha/2$ по відношенню до площини розташування траєкторії точки К. Така геометрія розташування дозволила проаналізувати, як відбувається перетворення рівномірного переміщення точки А корпусу 2 разом з рівномірним обертанням ведучого вала в нерівномірне переміщення точки К, а потім зворотно – перетворення нерівномірного руху точки К у рівномірне переміщення точки Б вздовж своєї траєкторії та одночасного рівномірного обертання корпусу 1 разом з РЄ, що детально розглянуто на графічних побудовах представлених для кутів нахилу осей корпусів 1 та 2 шарнірного з'єднання від 0° до 60° (додаток Д, рис. Д.1, Д.2, Д.4, Д.6, Д.8).

Результати виконаних досліджень дозволяють зробити висновок про те, що конструкція обраного шарнірного з'єднання дозволяє забезпечити рівномірний обертальний рух РЄ на робочому для проведення експерименту діапазоні зміни кута нахилу геометричної осі РЄ.

3.5. Дослідження працездатності експериментальної машини удосконаленої конструкції

Машину перевіряємо на спроможність забезпечити виконання завдань експериментальних досліджень. Експериментальна машина дозволяє отримувати відносний та переносний рухи масиву деталей, як результат їх складання з різною за величиною інтенсивністю. Якщо критичний рух може бути утворений тільки за рахунок одного з можливих рухів, то це гарантує технологічну можливість машини працювати на режимах, які дозволять

отримати будь які необхідні режими руху робочого масиву у замкненій РЄ циліндричної форми за рахунок одночасного руху двох ведчих валів. Для проведення експериментальних досліджень в якості робочого масиву був обраний гранульований матеріал.

На рисунку 3.6 представлено стоп-кадр, на якому зафіксовано утворення критичного руху робочого масиву в РЄ для динамічних умов роботи машини за рахунок відносного руху (інші режими руху робочого масиву в РЄ за рахунок руху відносного ведучого вала машини представлено в додатку Е, рис. Е.1 – Е.6).

В додатку Є на рисунках Є.1 та Є.2 представлено стоп-кадри машини для обробки деталей, відповідно, в статичному та динамічному положеннях для вертикального нижнього положення кривошипу.

На рисунку 3.7 представлено стоп-кадр, на якому зафіксовано утворення критичного руху робочого масиву в РЄ в динамічних умовах роботи машини за рахунок переносного руху кривошипа (передкритичний та критичний режими руху робочого масиву в РЄ за рахунок руху переносного



Рис. 3.6 Стоп-кадр відносного руху робочої ємності в момент утворення критичного руху робочого масиву

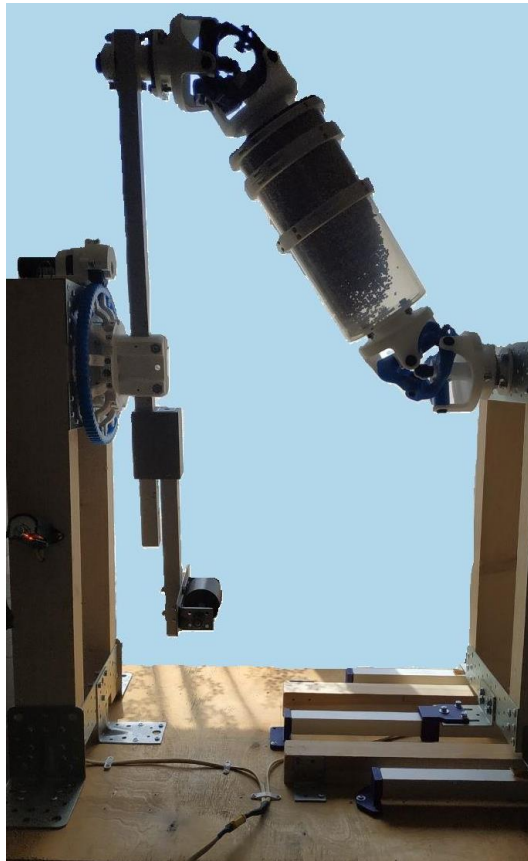


Рис. 3.7. Стоп-кадр переносного руху робочої ємності в момент утворення критичного руху робочого масиву

ведучого вала машини представлено в додатку Ж, відповідно, на рисунках Ж. 1 та Ж. 2).

Створення експериментальної установки для проведення досліджень має практичний результат та технічну новизну актуальної конструкції машини для обробки деталей легкої промисловості з складним просторовим рухом робочої ємності циліндричної форми, що підтверджується отриманими патентами на корисну модель [84, 89 – 92], на основі яких створено експериментальну машину для обробки деталей удосконаленої конструкції (додаток З, рис. 3.1 – 3.19). Практичний результат роботи має інше документальне підтвердження (додаток И), а результати роботи впроваджено в освітній процес підготовки спеціалістів за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування у Київському національному університеті технологій та дизайну (додаток И, рис. И.1).

Висновки до розділу 3

1. Виконано опис експериментальної машини, розроблено технічні умови до створення діючої моделі та представлено комплектацію приводу машини, за допомогою CAD-системи розроблено загальну специфікацію, кресленики загального та складального видів.

2. Створено експериментальну машину для обробки деталей з складним просторовим рухом робочої ємності циліндричної форми.

3. Виконано кінематичне дослідження обраної конструкції шарнірного з'єднання для робочого діапазону зміни кута нахилу РС від 0° до 60° . Шарнірне з'єднання забезпечує рівномірний обертальний рух РС машини при умові обертання ведучого вала відносного руху галтувальної машини зі сталою кутовою швидкістю.

4. Отримано практичне підтвердження щодо спроможності побудованої експериментальної машини забезпечити виконання запланованих завдань експерименту в динамічних умовах її роботи.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА РЕЖИМИ РУХУ МАСИВУ ДЕТАЛЕЙ У РОБОЧІЙ ЄМНОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ МАТЕМАТИЧНИХ МЕТОДІВ

Планування, проведення та математична обробка результатів експерименту є важливими етапами реалізації експериментальних досліджень: оптимально спланований експеримент [95–97] дозволяє ефективно використати та мінімізувати час для його проведення, розроблена методика проведення [98] – підібрати необхідні параметри та діапазони їх варіювання, кількість повторень в окремо взятому експерименті, кількість експериментів в серії тощо. Використання математичних методів обробки результатів експерименту [99, 100] дозволяє отримати результат експерименту у вигляді адекватної математичної моделі [98, 99, 101], яка дозволяє провести порівняльний аналіз з необхідною точністю при виконанні технічних задач з результатами, що були отримані аналітично при проведенні відповідних наукових досліджень, метою яких було розв’язання завдань роботи.

4.1. План експериментального дослідження

Механічна обробка сукупності деталей легкої промисловості в замкненій робочій ємності циліндричної форми з складним просторовим рухом характеризується тим, що при відносно незначній за величиною кутовій швидкості руху ведучого валу машини для обробки деталей спостерігається перехід режиму руху робочого масиву деталей з каскадного до змішаного (каскадно-водоспадного) та водоспадного, які рекомендовані для технологічних операцій шліфування, полірування, відділення деталей від ливників [85]. Для певного положення та моменту часу складання відносного

та переносного рухів окремих деталей при складному русі робочої ємності призводить до динамічних умов, які впливають на зміну та інтенсивність режиму їх руху у внутрішньому об'ємі робочої ємності, що впливає на технологічний процес об'ємної обробки деталей.

Рух масиву деталей відносно внутрішньої циліндричної поверхні ємності можна характеризувати, як рух відносно геометричної вісі ємності в радіальному та осьовому напрямках, при чому інтенсивність таких рухів при обробці деталей легкої промисловості є важливими параметрами для забезпечення виконання певних технологічних операцій та обробки різних деталей [85]. На інтенсивність руху масиву деталей відносно ємності машини впливають геометричні параметри робочої ємності циліндричної форми: діаметр, довжина циліндру ємності, кут нахилу її геометричної вісі по відношенню до горизонтальної вісі нерухомої системи координат.

На відмінність від машини з двома ведучими валами розробленої конструкції [84] відомі машини для обробки деталей [87, 102] з одним ведучим валом, які мають обмежені функціональні можливості при використанні та конструктивно не можуть забезпечити регулювання в широкому діапазоні кінематичних та динамічних параметрів руху робочого масиву деталей відносно робочої ємності з інтенсивністю, яка б урахувала особливості деталей легкої промисловості.

Машина для обробки деталей удосконаленої конструкції має широкий спектр можливостей щодо параметрів регулювань, які впливають на режим руху масиву деталей в робочій ємності. До таких кінематичних параметрів відносяться незалежні кутові швидкості двох ведучих валів машини, варіювання величин яких дозволяє окремо впливати на рух робочого масиву деталей відносно геометричної вісі ємності в радіальному та осьовому напрямках. До геометричних параметрів, які можна варіювати в машині без втрати її працездатності відносяться: кут нахилу геометричної вісі ємності циліндричної форми по відношенню до горизонтальної вісі, її діаметр та довжина.

З урахуванням всього вище наведеного складаємо план експериментальних досліджень машини розробленої конструкції (додаток I, табл. 4.1 – 4.3), реалізація якого дозволить по-перше перевірити результати теоретичних гіпотез, а по-друге зробити висновки про можливість застосування такої машини для обробки деталей легкої промисловості.

План експерименту дослідження впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від основних технологічних параметрів на режим руху робочого масиву деталей машини удосконаленої конструкції включає п'ятдесят чотири окремих варіантів досліджень, які складається з трьох окремих серій досліджень. Кожна серія дослідження має вісімнадцять незалежних варіантів, метою проведення яких є встановлення впливу кута нахилу геометричної вісі ємності циліндричної форми, її радіусу та довжини на взаємозалежність між параметрами відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини, при яких спостерігається зміна режиму руху масиву деталей в робочій ємності. Для проведення всіх окремих досліджень умовний об'єм деталей займає шістдесят відсотків внутрішнього об'єму робочої ємності [103].

У варіантах 1 – 18 (додаток I, табл. 4.1) встановлюємо вплив кута нахилу геометричної вісі робочої ємності циліндричної форми по відношенню до горизонтальної вісі на взаємозалежність між параметрами відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний.

Варіанти дослідження впливу кута нахилу геометричної вісі робочої ємності мають три паралельних повторення експерименту ($n=3$ – кількість повторень на рівень фактору) для кожного фіксованого значення кута α , величина якого варіювалася від $\alpha=30^\circ$ до $\alpha=50^\circ$ зі сталим кроком $\alpha=10^\circ$ та складалася з шести незалежних дослідів ($N=6$ – кількість рівнів фактору). Для кожного дослідження встановлюємо взаємозалежність між величинами

відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких в ємності візуально спостерігаємо зміну режиму руху окремих деталей та їх груп з каскадного на каскадно-водоспадний (матеріал ємності – прозорий поліетилен PE).

Кожен окремий дослід в серії проводимо для фіксованого значення частоти обертання переносного вала робочої ємності n_{5e} , яке варіюємо від $n_{5e}=0$ об/хв до $n_{5e}=50$ об/хв з кроком $n_{5e}=10$ об/хв. Фіксуємо величину частоти обертання n_{3r} відносного вала, для якої спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності. Частоту обертання відносного вала визначаємо за кількістю порахованих обертів в певний проміжок часу, для чого на поверхні ємності встановлюємо позначку (маркер). Частоту обертання переносного вала визначаємо за кількістю порахованих обертів кривошипу машини в певний проміжок часу. Для спрощення фіксації частот обертання використовуємо відеозйомку проведення дослідів з подальшим аналізом на зменшеній швидкості відтворення відеосюжету.

У варіантах 19 – 36 (додаток I, табл. 4.2) встановлюємо вплив радіуса робочої ємності циліндричної форми на взаємозалежність між параметрами відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний.

Варіанти дослідження впливу радіуса ємності мають три паралельних повторення експерименту для кожного фіксованого значення радіуса r , величина якого варіювалася від $r=0,06$ м до $r=0,1$ м з сталим кроком $r=0,02$ м та складалася з шести незалежних дослідів. Для кожного дослідження встановлюємо взаємозалежність між величинами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких в ємності візуально спостерігаємо зміну режиму руху окремих деталей та їх груп.

Кожен окремий дослід в серії проводимо для фіксованого значення частоти обертання переносного вала робочої ємності n_{5e} , яке варіюємо від

$n_{5e}=0$ об/хв до $n_{5e}=50$ об/хв з кроком $n_{5e}=10$ об/хв. Фіксуємо величину частоти обертання n_{3r} валу відносного обертання робочої ємності, для якої спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності. Частоти обертання валів визначаємо, як в попередніх серіях досліджень, кількістю порохованих обертів за певний проміжок часу.

У варіантах 37 – 54 (додаток I, табл. 4.3) встановлюємо вплив довжини робочої ємності циліндричної форми на взаємозалежність між параметрами відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності з каскадного на каскадно-водоспадний.

Варіанти дослідження впливу довжини ємності мають три паралельних повторення експерименту для кожного фіксованого значення довжини l , величина якої варіювалася від $l=0,210$ м до $l=0,290$ м зі сталим кроком $l=0,04$ м та складалася з шести незалежних дослідів. Для кожного дослідження встановлюємо взаємозалежність між величинами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких в ємності візуально спостерігаємо зміну режиму руху окремих деталей та їх груп.

Кожен окремий дослід в серії проводимо для фіксованого значення частоти обертання переносного вала робочої ємності n_{5e} , яке варіюємо від $n_{5e}=0$ об/хв до $n_{5e}=50$ об/хв з кроком $n_{5e}=10$ об/хв. Фіксуємо величину частоти обертання n_{3r} валу відносного обертання робочої ємності, для якої спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності.

4.2. Експериментальне дослідження впливу кута нахилу геометричної осі ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей робочої ємності

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток I,

табл. 4.1) реалізовано варіанти 1 – 6 для кута $\alpha=30^\circ$ нахилу геометричної вісі ємності з метою встановлення взаємозалежності між параметрами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких спостерігається зміна режиму руху масиву деталей.

Результати проведеного дослідження наведено для трьох паралельних повторень ($n=3$) кожного окремого експерименту та визначено середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток I, табл. 4.4). Обробку експериментальних даних проводимо згідно з відомою методикою [99–101]. Кількість повторень на рівні фактора, а також для всіх інших рівнів у межах реалізації плану експерименту перевіряємо за t – критерієм Стюдента. Перевірка за t – критерієм полягає в тому, щоб з'ясувати, чи є різниця між середніми значеннями результатів експерименту статистично значущою, тобто такою, що не могла виникнути випадково внаслідок розсіювання результатів спостережень. Для прикладу $n_{5e} = 0$ (табл. 4.4) обчислюємо квадратичну дисперсію S^2 :

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum (y_i - \bar{y}) = \frac{(128 - 129)^2 + (131,5 - 129)^2 + (127,5 - 129)^2}{2} = 4,75$$

$$S = \sqrt{4,75} = 2,18,$$

де $y_i = n_{3r}$ – значення вимірюваного параметра в паралельних повтореннях;

\bar{y} – середнє арифметична величина з трьох паралельних повторень.

Обчислюємо довірчій інтервал: для кількості повторень $n=3$ та ступеня вільності для дисперсії $(n-1) = 3-1 = 2$ табличне значення t - критерію Стюдента (з довірчою імовірністю 95%) дорівнює: $t = 4,303$, тому довірчу межу δ для середнього значення експериментальної величини розраховуємо з рівняння:

$$\delta = t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 4,303 \cdot \frac{2,18}{\sqrt{3}} = 5,41,$$

тому довірчій інтервал для середнього значення параметра:

$$\bar{y} = 129,0 \pm 5,41,$$

Отже, довірчий інтервал (для довірчого рівня 95%) середнього значення параметра складає від 123,59 до 134,41, тобто умову виконуємо для такого рівня експерименту з кількістю повторень $n=3$.

Згідно з результатами обробки отримуємо математичну модель залежності величини частоти обертання відносного ведучого вала від величини частоти обертання переносного ведучого вала у вигляді:

$$\hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59, \quad (4.1)$$

де коефіцієнти a , b , c квадратичного рівняння знайдено за методом найменших квадратів, будемо апроксимуючу графічну залежність (рис. 4.1).

Перевірку адекватності отриманої математичної моделі з довірчою імовірністю 95% (додаток І, табл. 4.7) проводимо згідно з відомою методикою за критерієм Фішера [99–101]. Перевірка полягає в статистичному зіставленні дисперсії, що обумовлено похибкою моделі (залишкової дисперсії $S_{ад}^2$), з дисперсією відтворюваності $S_{\{y\}}^2$ експерименту з метою встановлення та перевірки відхилення розрахункових значень від фактичних меж, які зумовлені випадковими похибками проведення експериментальних досліджень. Виконуємо розрахунок величини критерію Фішера та порівнюємо його з табличним значенням (для довірчої імовірності 95%). Перевірку виконано успішно, якщо розрахункова величина критерію Фішера є меншою за табличне.

Для прикладу розглядаємо перевірку адекватності математичної моделі для кута нахилу геометричної вісі ємності $\alpha = 30^\circ$, результати розрахунків якої наведено у таблиці 4.7, додаток І.

Обчислюємо дисперсію адекватності отриманої квадратичної моделі:

$$S_{ад}^2 = \frac{n}{N - p} \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{y} - \hat{y})^2 = 3 \cdot \frac{(129 - 129,59)^2 + (120 - 118,29)^2 + (102 - 103,26)^2 + (84 - 84,48)^2 + (63 - 61,9)^2 + (35,5 - 35,71)^2}{6 - 3} = 6,1884,$$

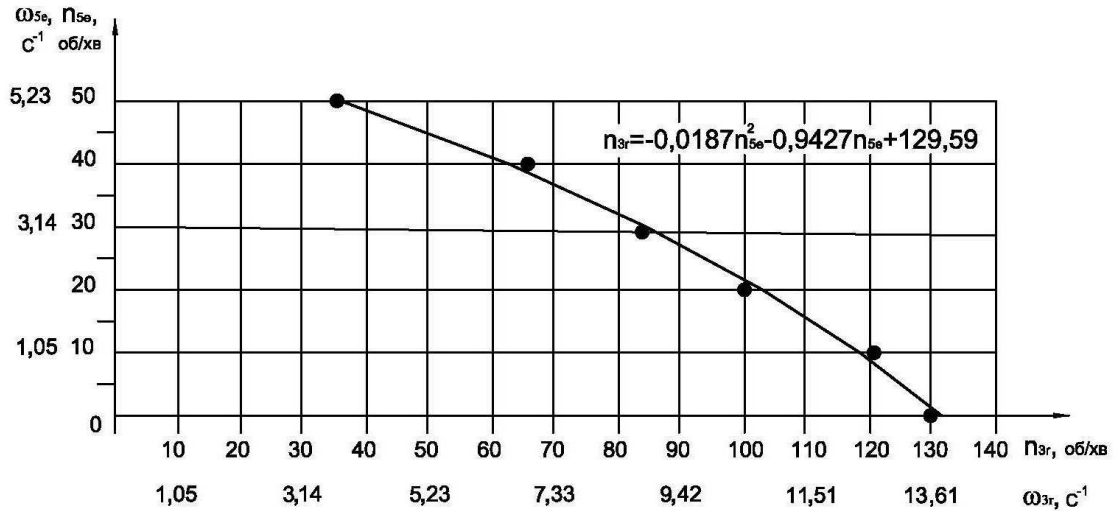


Рис. 4.1. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($\alpha = 30^\circ$)

де $n = 3$ – кількість повторень;

$N = 6$ – кількість рівнів дослідження;

$r = 3$ – кількість параметрів у квадратичній залежності (коефіцієнти a , b , c);

\bar{y} – середнє значення параметра n_{3r} на певному рівні дослідження;

\hat{y} – розраховане значення параметра n_{3r} за математичною моделлю;

$N - r = 6 - 3 = 3$ – ступінь вільності для дисперсії адекватності.

Обчислюємо дисперсію відтворення (середня квадратична помилка):

$$\begin{aligned}
 S_{\{y\}}^2 &= \frac{1}{N(n-1)} \cdot \sum_{i=1}^N \cdot \sum_{j=1}^n (y_{i;j} - \bar{y})^2 = \frac{(128 - 129)^2 + (131,5 - 129)^2 + (127,5 - 129)^2 +}{6 \cdot (3 - 1)} \\
 &+ \frac{(119,25 - 120)^2 + (121,5 - 120)^2 + (119,25 - 120)^2 + (104 - 102)^2 + (102,3 - 102)^2}{6 \cdot (3 - 1)} \\
 &+ \frac{(99,7 - 102)^2 + (84 - 84)^2 + (82,25 - 84)^2 + (85,75 - 84)^2 + (63,5 - 63)^2 +}{6 \cdot (3 - 1)} \\
 &+ \frac{(62,75 - 63)^2 + (62,75 - 63)^2 + (35,75 - 35,5)^2 + (35 - 35,5)^2 + (35,75 - 35,5)^2}{6 \cdot (3 - 1)} = \\
 &= 2,4275,
 \end{aligned}$$

де $y_{i;j}$ – результат j -го дослідження на i -му рівні фактору (додаток I, табл. 4.4);

$N=6$ – кількість рівнів дослідження;

$N \cdot (n-1) = 6 \cdot (3-1) = 12$ – ступінь вільності для дисперсії відтворення.

$$\text{Розраховуємо значення критерію Фішера } F_{\text{розн}} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55$$

Обираємо табличне значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{\text{табл}} = 3,49$.

Порівнюємо розраховану та табличну величини критерію Фішера та робимо висновок про перевірку адекватності. Розрахована величина критерію Фішера менша за табличну ($F_{\text{розн}} = 2,55 < F_{\text{табл}} = 3,49$), тому робимо висновок – математична модель є адекватною по відношенню до результатів, що отримано експериментально з 95% імовірністю.

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток I, табл. 4.1) реалізовано варіанти 7 – 12 та 13 – 18 для кута $\alpha = 40^\circ$ та $\alpha = 50^\circ$ нахилу геометричної вісі ємності з метою встановлення взаємозалежностей між параметрами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей.

Результати проведених досліджень наведено для трьох паралельних повторень кожного окремого експерименту, для яких визначено середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток I, табл. 4.5, табл. 4.6).

За результатами обробки експерименту (метод найменших квадратів) отримано математичні моделі залежностей величини частоти обертання відносного вала від величини частоти обертання переносного вала для кутів нахилу геометричної вісі ємності, відповідно, $\alpha = 40^\circ$ та $\alpha = 50^\circ$:

$$\hat{y} = n_{3r} = -26,2 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 96,91 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 137,38, \text{ та} \quad (4.2)$$

$$\hat{y} = n_{3r} = -32,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 116,3 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 150,2. \quad (4.3)$$

Виконано побудову апроксимуючих графічних залежностей для кутів нахилу ємності $\alpha = 40^\circ$ та $\alpha = 50^\circ$, відповідно, на рисунках 4.2 та 4.3.

Для отриманих математичних моделей за результатами проведених

експериментальних досліджень обчислюємо дисперсію адекватності та дисперсію відтворення (додаток І, табл. 4.8, табл. 4.9):

$$\text{для кута } \alpha = 40^\circ - S_{ad}^2 = 6,4291, S_{\{y\}}^2 = 2,2083;$$

$$\text{для кута } \alpha = 50^\circ - S_{ad}^2 = 6,8531, S_{\{y\}}^2 = 2,5625.$$

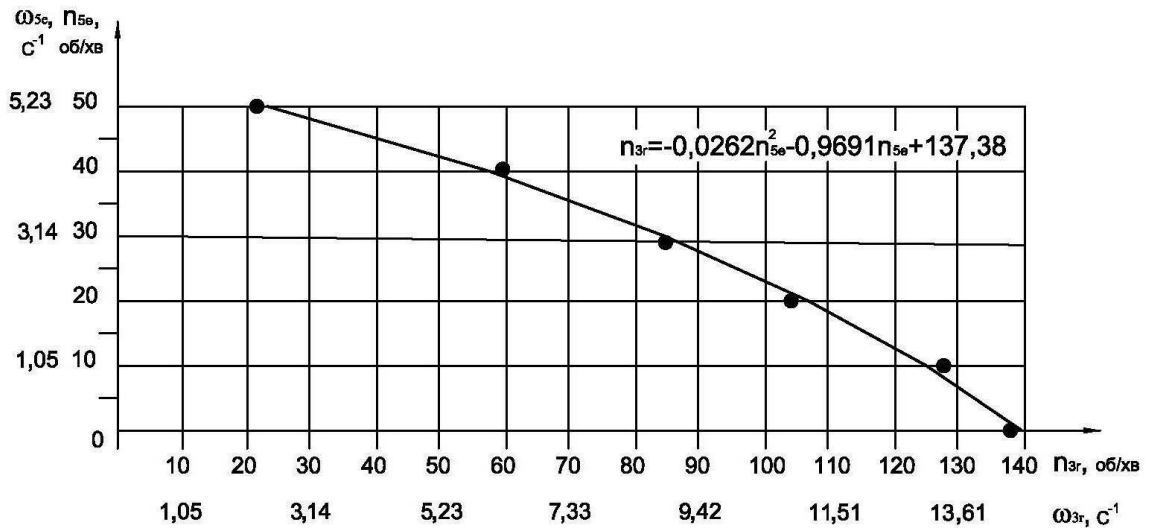


Рис. 4.2. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($\alpha = 40^\circ$)

Визначаємо розрахункове значення критерію Фішера:

$$\text{для кута } \alpha = 40^\circ - F_{\text{розрах}} = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} = \frac{6,4291}{2,2083} = 2,91;$$

$$\text{для кута } \alpha = 50^\circ - F_{\text{розрах}} = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} = \frac{6,8531}{2,5625} = 2,67.$$

Обираємо табличне значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% (ступінь вільності для дисперсії адекватності (більшої за величиною дисперсії) – 3, ступінь вільності для дисперсії відтворення (меншої за величиною дисперсії) – 12 для обох серій дослідження з кутами $\alpha = 40^\circ$ та $\alpha = 50^\circ$). Табличне значення критерію Фішера для серій досліджень з кутами $\alpha =$

40° та $\alpha = 50^\circ$ дорівнює $-F_{\text{табл}} = 3,49$.

Порівнюємо розраховані та табличні величин критерію Фішера. Розраховані параметри критерію Фішера менші за табличні: для $\alpha = 40^\circ$ – $F_{\text{розра}} = 2,91 < F_{\text{табл}} = 3,49$; для $\alpha = 50^\circ$ – $F_{\text{розра}} = 2,67 < F_{\text{табл}} = 3,49$. Математичні моделі (4.2) та (4.3) є адекватними до результатів експерименту з 95% імовірністю.

З аналізу графічних залежностей результату експериментального дослідження (рис. 4.1 – 4.3) взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини для обробки деталей від кута нахилу геометричної вісі робочої ємності на режим руху робочого масиву деталей зазначаємо, що варіювання кута нахилу ємності від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 50^\circ$ впливає на зміну взаємозалежності між параметрами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний (змішаний). Збільшення кута нахилу ємності від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 50^\circ$ призводить до необхідності зменшення величини переносної n_{5e} частоти та одночасного збільшення відносної n_{3r} частоти обертання ведучих валів.

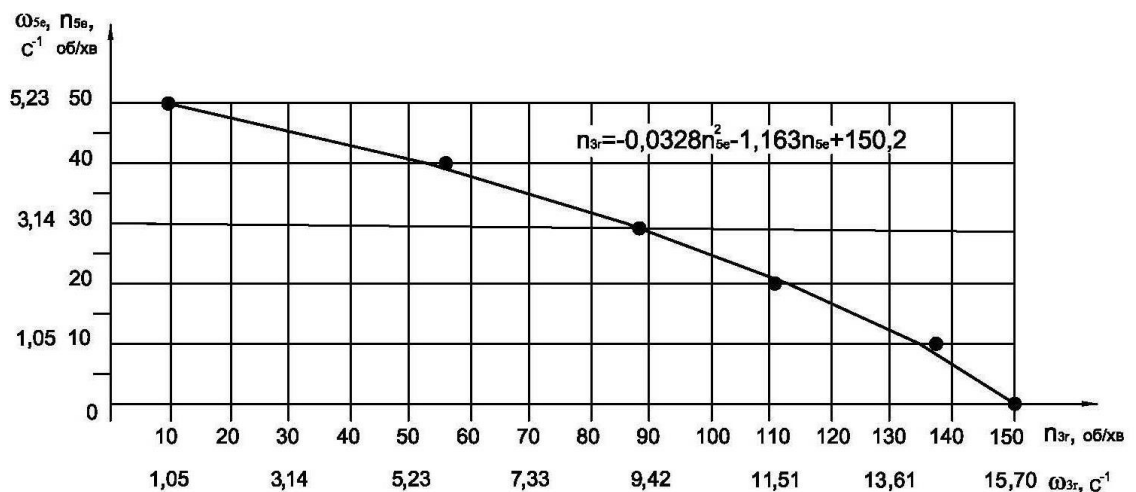


Рис. 4.3. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($\alpha = 50^\circ$)

Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух ($n_{5e} = 0$, об/хв) робочого масиву, зміна кута нахилу ємності від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 50^\circ$ призводить до необхідності збільшення на 16 % частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності ($n_{3r} = 0$, об/хв) – до необхідності зменшення на 14 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для кута нахилу $\alpha = 30^\circ$ градусів. Отримана взаємозалежність частот обертання ведучих валів машини дозволяє в широких межах підбирати та змінювати кут нахилу ємності так, щоб впливати на інтенсивність руху робочого масиву деталей з метою отримання оптимальних умов обробки деталей легкої промисловості.

Порівняння отриманих аналітично та експериментально результатів досліджень (збігання результатів в межах 95%). впливу кута нахилу геометричної вісі робочої ємності на умови зміни режиму руху масиву деталей (додаток Л, табл. 4.22)) свідчать про підтвердження аналітичних залежностей результатів дослідження (розділ 2), що стосуються впливу кута нахилу робочої ємності на режим руху робочого масиву деталей та те, що їх можна використовувати для вирішення технічних задач удосконалення і подальших досліджень машини для обробки деталей удосконаленої конструкції.

4.3. Експериментальне дослідження впливу радіуса ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей робочої ємності

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток І, табл. 4.2) реалізовано варіанти 19 – 24 для радіуса $r = 0,06$ м робочої ємності з метою встановлення взаємозалежності параметра метрів відносною n_{3r} та

переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей.

Результати проведеного дослідження наведено для трьох паралельних повторень ($n = 3$) кожного окремого експерименту та визначено середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток Й, табл. 4.10). Кількість повторень $n = 3$ на рівні фактора було реалізовано у межах плану експерименту цієї серії та перевірена за t - критерієм Стьюдента.

Згідно з результатами обробки отримано математичну модель залежності величини частоти обертання відносного ведучого вала від величини частоти обертання переносного ведучого вала у вигляді:

$$\hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59, \quad (4.4)$$

побудовано апроксимуючу графічну залежність (рис. 4.4).

Перевірку адекватності отриманої математичної моделі з довірчою імовірністю 95% та результати розрахунків для варіантів експерименту 19 – 24 з радіусом робочої ємності $r = 0,06$ м. наведено у таблиці 4.13, додаток Й.

Обчислюємо дисперсії адекватності та відтворення отриманої квадратичної моделі ($S_{ад}^2 = 6,1884$; $S_{\{y\}}^2 = 2,4275$) та розраховуємо значення

критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55$. Обираємо табличне значення

критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$.

Порівнюємо розраховану та табличну величини критерію Фішера: ($F_{розр} = 2,55 < F_{табл} = 3,49$), робимо висновок: математична модель є адекватною результатам експерименту з 95% імовірністю.

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток І, табл. 4.2) реалізовано варіанти 25 – 30 та 31 – 36 для радіусів ємності $r = 0,08$ м та $r = 0,1$ м з метою встановлення взаємозалежності параметрів відносної n_{3r} та переносної n_{5e} кутових швидкостей ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності.

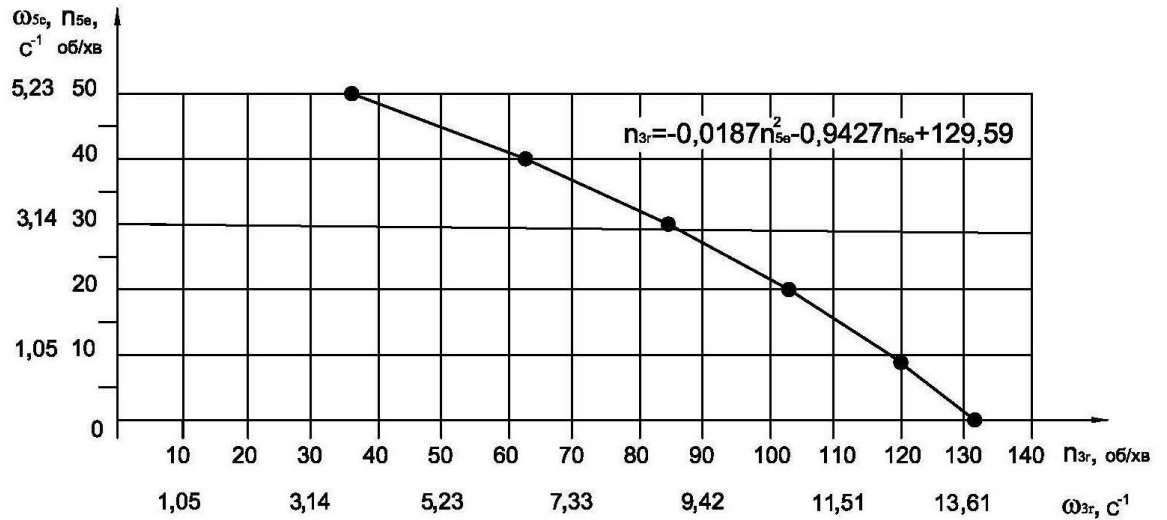


Рис. 4.4. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($r=0,06$ м)

Результати проведених досліджень наведено для трьох паралельних повторень кожного окремого експерименту, для яких визначено середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток Й, табл. 4.11, табл. 4.12).

За допомогою метода найменших квадратів отримано математичні моделі залежностей величин частот обертання відносного та переносного ведучих валів для радіусів ємності, відповідно, $r = 0,08$ м та $r = 0,1$ м:

$$\hat{y} = n_{3r} = -12,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 115,02 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 114,63, \text{ та} \quad (4.5)$$

$$\hat{y} = n_{3r} = -10,4 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 117,5 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 102,29. \quad (4.6)$$

Виконано побудову апроксимуючих графічних залежностей для радіусів ємності $r = 0,08$ м та $r = 0,1$ м, відповідно, на рисунках 4.5 та 4.6.

Для отриманих математичних моделей за результатами проведених експериментальних досліджень обчислюємо дисперсії адекватності та відтворення (додаток Й, табл. 4.14, табл. 4.15):

$$\text{для радіуса } r=0,08 \text{ м} - S_{ad}^2 = 4,7534, S_{\{y\}}^2 = 1,7188;$$

$$\text{для радіуса } r = 0,1 \text{ м} - S_{ad}^2 = 2,5875, S_{\{y\}}^2 = 0,8854.$$

Визначаємо розрахункове значення критерію Фішера:

$$\text{для радіуса } r = 0,08 \text{ м} - F_{\text{розра}} = \frac{4,7534}{1,7188} = 2,77;$$

$$\text{для радіуса } r = 0,1 \text{ м} - F_{\text{розра}} = \frac{2,5875}{0,8854} = 2,92.$$

Обираємо табличне значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% (ступінь вільності для дисперсії адекватності (більшої за величиною дисперсії) – 3, ступінь вільності для дисперсії відтворення (меншої за величиною дисперсії) – 12 для обох серій дослідження з радіусами $r = 0,08$ м та $r = 0,1$ м). Табличне значення критерію Фішера для серій досліджень з радіусами $r = 0,08$ м та $r = 0,1$ м дорівнює – $F_{\text{табл}} = 3,49$.

Порівнюємо розраховані та табличні величини критерію Фішера. Розраховані параметри критерію Фішера менші за табличні: для $r = 0,08$ м –

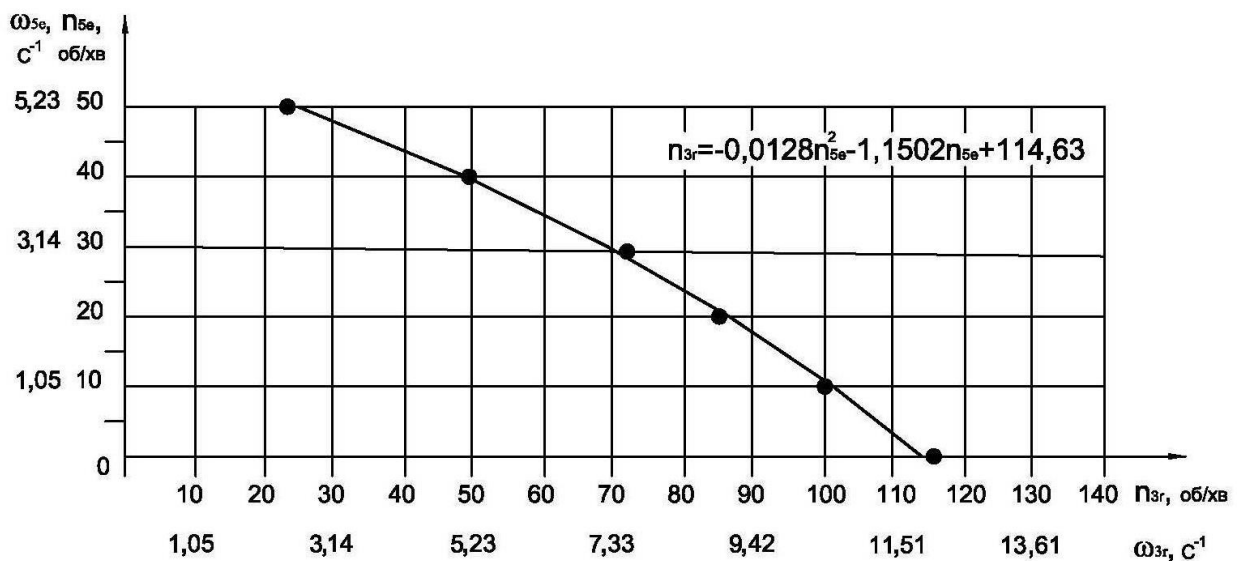


Рис. 4.5. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($r=0,08$ м)

$F_{\text{розра}} = 2,77 < F_{\text{табл}} = 3,49$; для $r = 0,1$ м – $F_{\text{розра}} = 2,92 < F_{\text{табл}} = 3,49$. Математичні моделі (4.5) та (4.6) є адекватними до результатів експерименту з 95% імовірністю.

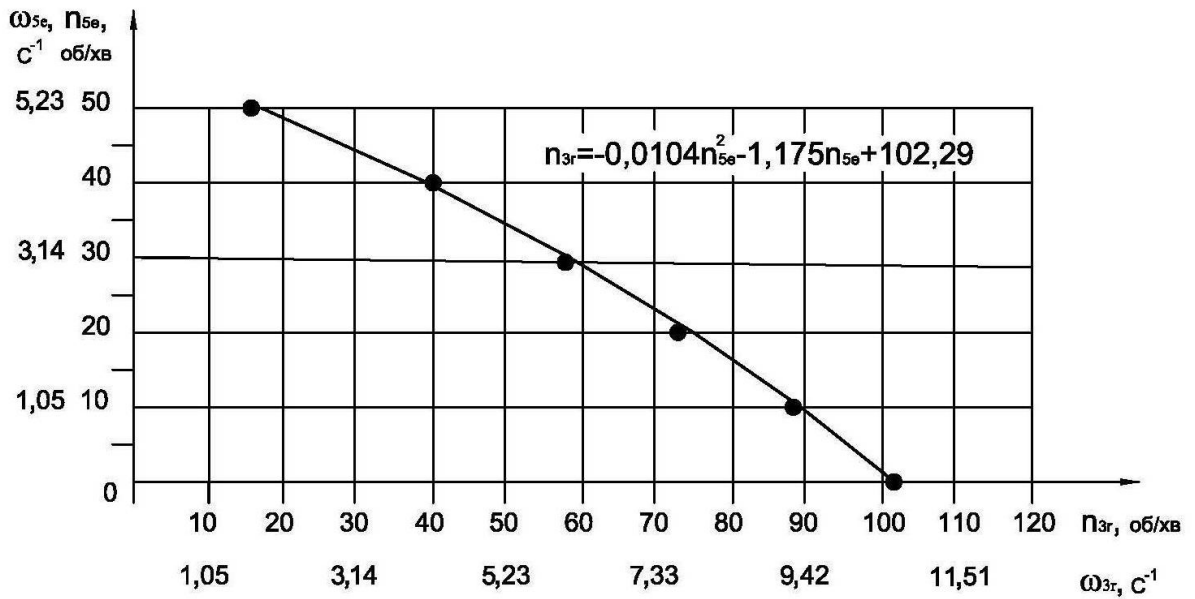


Рис. 4.6. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($r=0,1$ м)

З аналізу графічних залежностей результату експериментального дослідження (рис. 4.4 – 4.6) взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини для обробки деталей від радіуса робочої ємності на режим руху робочого масиву деталей зазначаємо: варіювання радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м впливає на зміну взаємозалежності між параметрами відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний (змішаний режим руху). Збільшення радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності одночасного зменшення величин переносної n_{5e} та відносної n_{3r} частот обертання ведучих валів.

Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух ($n_{5e} = 0$ об/хв) робочого масиву, зміна радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до

необхідності зменшення на 22,7% частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності ($n_{3r} = 0$ об/хв) – до необхідності зменшення на 6,5 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для радіуса ємності $r = 0,06$ м. Отримана взаємозалежність частот обертання ведучих валів машини дозволяє в широких межах підбирати та змінювати радіус робочої ємності так, щоб впливати на інтенсивність руху робочого масиву деталей з метою оптимальної обробки деталей легкої промисловості.

Порівняння отриманих аналітичних та експериментальних результатів досліджень (збігання результатів в межах 95%) впливу радіуса робочої ємності на зміну режиму руху масиву деталей (додаток Л, табл. 4.23) свідчать про підтвердження аналітичних результатів дослідження (розділ 2) стосовно впливу радіуса ємності на режим руху робочого масиву деталей та те, що їх можна використовувати для вирішення технічних задач удосконалення і подальших досліджень машини для обробки деталей удосконаленої конструкції.

4.4. Експериментальне дослідження впливу довжини ємності циліндричної форми у машині удосконаленої конструкції на режими руху масиву деталей робочої ємності

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток І, табл. 4.3) реалізовано варіанти 37 – 42 для довжини $l = 0,210$ м робочої ємності з метою встановлення взаємозалежності параметрів відносно n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей.

Результати проведеного дослідження представлено для трьох паралельних повторень ($n = 3$) кожного окремого експерименту та визначено

середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток К, табл. 4.16). Кількість повторень $n = 3$ на рівні фактора було реалізовано у межах плану експерименту цієї серії та перевірено за t -критерієм Стьюдента.

Згідно з результатами обробки було отримано математичну модель залежності частот обертання відносного та переносного ведучих валів:

$$\hat{y} = n_{3r} = -22,2 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 102,98 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 134,88, \quad (4.7)$$

побудовано апроксимуючу графічну залежність (рис. 4.7).

Перевірку адекватності отриманої математичної моделі з довірчою імовірністю 95% та результати розрахунків для варіантів експерименту 37 –

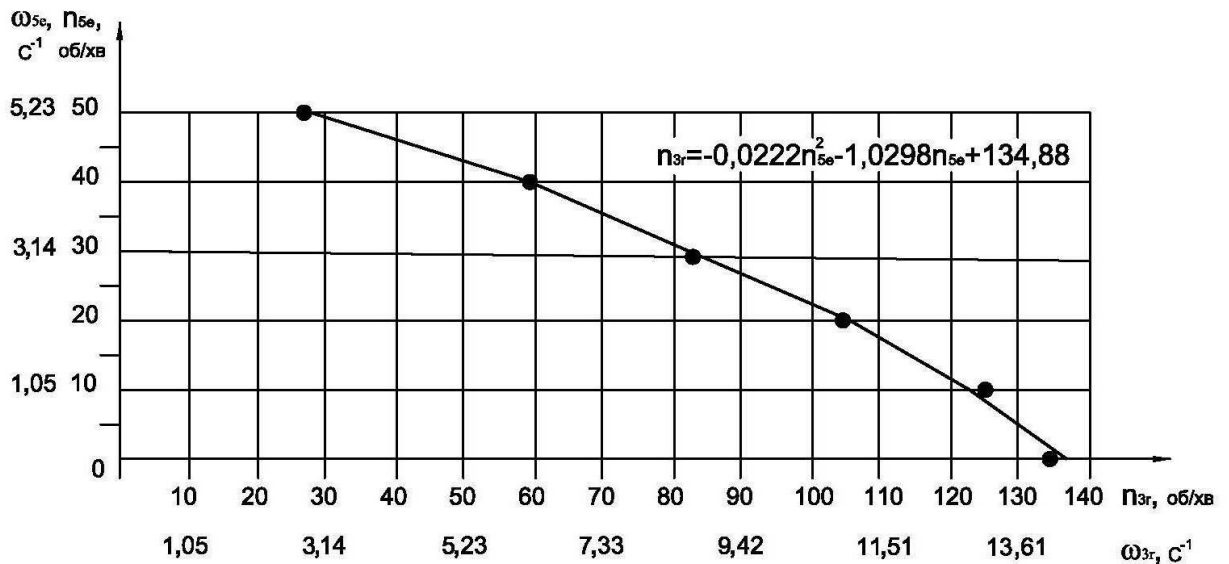


Рис. 4.7. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($l=0,210$ м)

42 з довжиною ємності $l = 0,210$ м наведено у таблиці 4.19, додаток К.

Обчислюємо дисперсії адекватності та відтворення отриманої квадратичної моделі ($S_{ад}^2 = 10,3570$; $S_{\{y\}}^2 = 3,1875$) та розраховуємо значення

критерію Фішера $F_{розр} = \frac{10,3570}{3,1875} = 3,25$. Обираємо табличне значення

критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$.

Порівнюємо розраховану та табличну величини критерію Фішера: розрахована величина критерію Фішера менша за табличну ($F_{\text{розра}} = 3,25 < F_{\text{табл}} = 3,49$), тому математична модель є адекватною результатам експерименту з 95% імовірністю.

Згідно з планом проведення експериментальних досліджень (додаток І, табл. 4.3) реалізовано варіанти 43 – 48 та 49 – 54 для довжин ємності $l = 0,250$ м та $l = 0,290$ м з метою встановлення взаємозалежності параметрів відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, для яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей в ємності. Результати проведених досліджень представлено для трьох паралельних повторень кожного окремого експерименту, для яких визначено середнє значення $\bar{y} = \bar{n}_{3r}$ (додаток К, табл. 4.17, табл. 4.18).

За допомогою метода найменших квадратів отримано математичні моделі залежностей величин частот обертання відносного та переносного ведучих валів для довжин ємності, відповідно, $l = 0,250$ м та $l = 0,290$ м:

$$\hat{y} = n_{3r} = -20,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,29 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 131,64, \text{ та} \quad (4.8)$$

$$\hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59. \quad (4.9)$$

Виконано побудови апроксимуючих графічних залежностей для довжин ємності $l = 0,250$ м та $l = 0,290$ м, відповідно, на рисунках 4.8 та 4.9.

Для отриманих математичних моделей за результатами проведених експериментальних досліджень обчислюємо дисперсії адекватності та відтворення (додаток К, табл. 4.20, табл. 4.21):

$$\text{для довжини } l=0,250 \text{ м} - S_{\text{ад}}^2 = 6,7157, S_{\{y\}}^2 = 2,1667;$$

$$\text{для довжини } l = 0,290 \text{ м} - S_{\text{ад}}^2 = 6,1884, S_{\{y\}}^2 = 2,4275.$$

Визначаємо розрахункове значення критерію Фішера:

$$\text{для довжини } l = 0,250 \text{ м} - F_{\text{розра}} = \frac{6,7157}{2,1667} = 3,10;$$

$$\text{для довжини } l = 0,290 \text{ м} - F_{\text{розра}} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55.$$

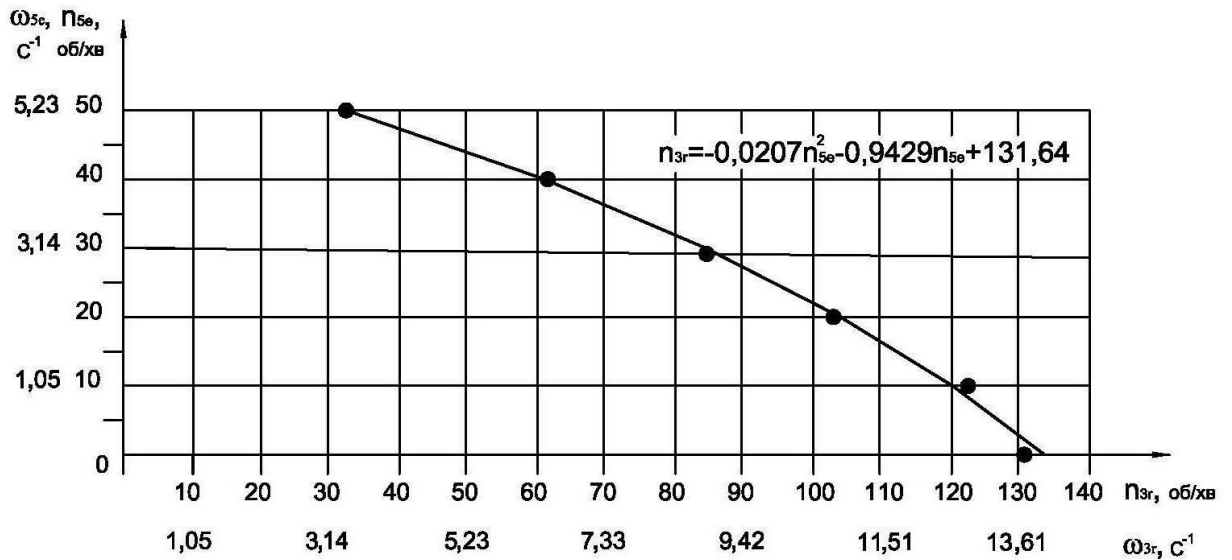


Рис. 4.8. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($l=0,250$ м)

Обираємо табличне значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% (ступінь вільності для дисперсії адекватності (більшої за величиною дисперсії) – 3, ступінь вільності для дисперсії відтворення (меншої за величиною дисперсії) – 12 для обох серій дослідження з довжинами $l = 0,250$ м та $l = 0,290$ м). Табличне значення критерію Фішера для серій досліджень з довжинами $l = 0,250$ м та $l = 0,290$ м дорівнює – $F_{\text{табл}} = 3,49$.

Порівнюємо розраховані та табличні величини критерію Фішера. Розраховані параметри критерію Фішера менші за табличні: для $l = 0,250$ м – $F_{\text{розра}} = 3,10 < F_{\text{табл}} = 3,49$; для $l = 0,290$ м – $F_{\text{розра}} = 2,55 < F_{\text{табл}} = 3,49$. Математичні моделі (4.8) та (4.9) є адекватними до результатів експерименту з 95% імовірністю.

З аналізу графічних залежностей результату експериментального дослідження (рис. 4.7 – 4.9) взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини для обробки деталей від довжини робочої ємності на режим руху робочого масиву деталей зазначаємо, що варіювання довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м впливає на взаємозалежність

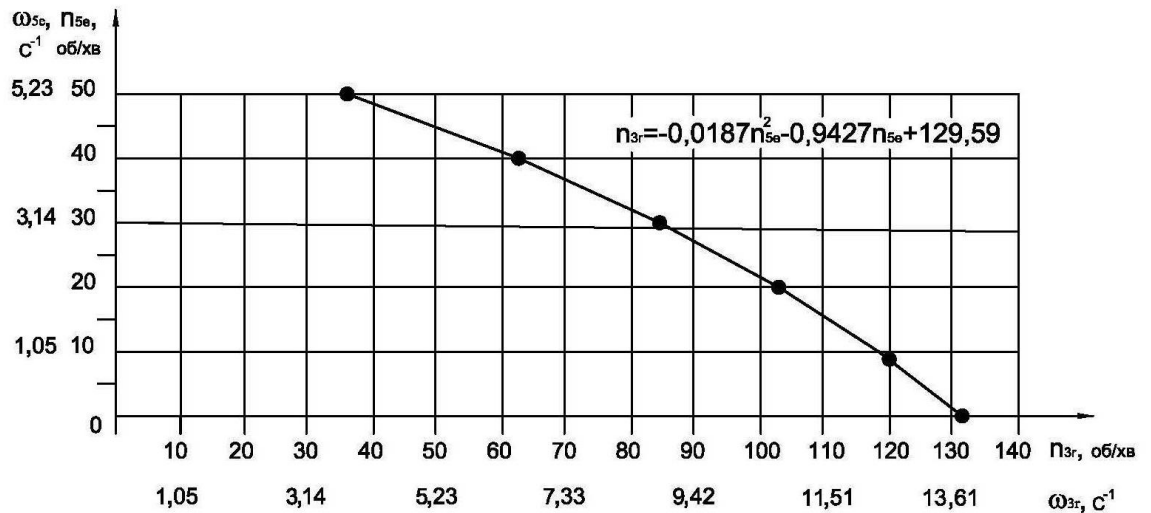


Рис. 4.9. Графічна залежність результату експериментального дослідження взаємного впливу відносної та переносної частот обертання ведучих валів машини на режим руху робочого масиву деталей ($l=0,290$ м)

параметрів відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини, при яких спостерігаємо зміну режиму руху масиву деталей з каскадного на каскадно-водоспадний (змішаний). Збільшення довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення величини переносної n_{5e} та одночасного зменшення відносної n_{3r} частот обертання ведучих валів.

Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух ($n_{5e} = 0$ об/хв) робочого масиву, зміна довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності зменшення на 3,8% частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності ($n_{3r} = 0$ об/хв) – до необхідності збільшення на 6,6 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для довжини ємності $l = 0,210$ м. Отримані взаємозалежності частот обертання ведучих валів машини дозволяє підбирати довжину робочої ємності так, щоб впливати на

інтенсивність руху робочого масиву деталей з метою отримання оптимальних умов обробки деталей легкої промисловості.

Порівняння отриманих аналітичних та експериментальних результатів досліджень (збігання результатів в межах 95%) впливу довжини робочої ємності на зміну режиму руху масиву деталей (додаток Л, табл. 4.24) свідчать про підтвердження аналітичних результатів дослідження (розділ 2), що стосуються впливу довжини ємності на режим руху робочого масиву деталей.

Висновки до розділу 4

1. Розроблено план експериментального дослідження впливу основних технологічних параметрів машини удосконаленої конструкції для обробки деталей легкої промисловості на режим руху масиву деталей в робочій ємності циліндричної форми з складним просторовим рухом.

2. Експериментально досліджено вплив кута нахилу геометричної осі робочої ємності циліндричної форми на режим руху масиву деталей в робочій ємності, для різних значень кутів нахилу отримано математичні моделі, що встановлюють взаємозалежність частот обертання відносного та переносного ведучих валів машини удосконаленої конструкції, для яких спостерігаємо каскадно-водоспадний режим руху робочого масиву деталей в ємності. Встановлено, що варіювання кута нахилу ємності від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 50^\circ$ призводить до необхідності зменшення величини переносної частоти та одночасного збільшення відносної частоти обертання ведучих валів. Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух робочого масиву, зміна кута нахилу ємності від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 50^\circ$ призводить до необхідності збільшення на 16 % частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності – до необхідності зменшення на 14 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для кута

нахилу ємності $\alpha = 30^\circ$ градусів.

3. Експериментально досліджено вплив радіуса робочої ємності циліндричної форми на режим руху масиву деталей в робочій ємності, для різних значень радіусів ємності отримано математичні моделі, що встановлюють взаємозалежність частот обертання відносного та переносного ведучих валів машини удосконаленої конструкції, для яких спостерігаємо появу каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей в ємності. Встановлено, що збільшення радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності одночасного зменшення величин переносної та відносної частот обертання ведучих валів. Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух робочого масиву, зміна радіуса ємності від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності зменшення на 22,7 % частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності – до необхідності зменшення на 6,5 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для радіуса ємності $r = 0,06$ м.

4. Експериментально досліджено вплив довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху масиву деталей в робочій ємності, для різних значень довжин ємності отримано математичні моделі, що встановлюють взаємозалежність частот обертання відносного та переносного ведучих валів машини удосконаленої конструкції, для яких спостерігаємо появу каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей в ємності. Встановлено, що збільшення довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення величини переносної та одночасного зменшення відносної частот обертання ведучих валів. Для забезпечення незмінного режиму руху деталей в ємності, при зупиненому ведучому валу, що відповідає за переносний рух робочого масиву, збільшення довжини ємності від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до

необхідності зменшення на 3,8 % частоти обертання валу, що відповідає за відносний рух ємності, а при зупиненому ведучому валу, що відповідає за відносний рух ємності – до необхідності збільшення на 6,6 % частоти обертання валу, що відповідає за переносний рух ємності у порівнянні з відповідним параметром для довжини ємності $l = 0,210$ м.

5. Виконано порівняння та отримано збігання результатів (в межах 95%) аналітичних (розділ 2) та експериментальних досліджень впливу кута нахилу робочої ємності, її радіуса та довжини на режим руху робочого масиву деталей в ємності циліндричної форми, що є свідченням того, що отримані аналітичні залежності знайшли підтвердження у результаті проведених експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 5

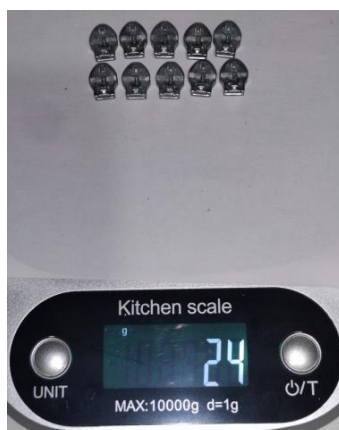
ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

5.1. Технічні характеристики деталей легкої промисловості та рухомих складальних одиниць і деталей галтувальної машини

На рис. 5.1 наведено зразки деталей легкої промисловості, що виготовлені з цинкового сплаву та мають в порівнянні з іншими неметалевими деталями легкої промисловості більші за величиною маса-



а) деталь 1



б) деталь 2



в) деталь 3



г)



г)



д)

Рис. 5.1. Зразки деталей, що підлягають обробці на галтувальній машині

інерційні характеристики, які впливатимуть на виконання технологічної операції їхньої обробки на галтувальній машині.

Наведені нижче дослідження проведено для максимально навантажених умов роботи експериментальної машини. Отримані результати гарантовано забезпечують працездатність машини у випадку виникнення менших технологічних навантажень під час її роботи, наприклад, з неметалевими деталями легкої промисловості.’

Деталі 1 (великий розмір) та 2 (малий розмір) (рис. 5.1 а, б) корпуса застібки «блискавка» після відділення від ливників потребують виконання технологічних операцій шліфування (видалення залишків облою, зачищення задирок та загострених кромek) та полірування (отримання привабливого зовнішнього вигляду, що для деталей легкої промисловості є особливо важливим фактором їхньої фінішної обробки). Деталь 3 фіксатор застібки «блискавка» на рис. 5.1 в, г представлено у вигляді заготовки, що отримано після технологічної операції лиття. Деталі потребують виконання операції їх відділення від ливників з наступним шліфуванням та поліруванням. На рис. 5.1 г показано з різних ракурсів зовнішній вигляд деталі 1, а на рис. 5.1 д – робочий масив, що складається з деталей 1 та 2.

Деталі, що представлено на рисунку 5.1 виготовлені з цинкового сплаву ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97, а їхні маси та габаритні розміри представлено в таблиці 5.1. В таблиці 5.2 наведено технічні характеристики рухомих мас галтувальної машини, конструкції рухомих складальних одиниць та окремих деталей машини, їхні маси та матеріал з якого вони виготовлені.

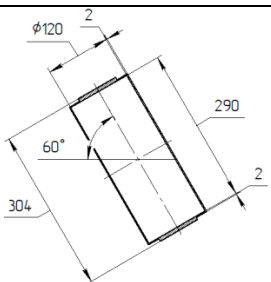
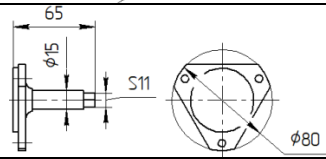
Таблиця 5.1

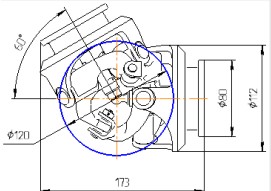
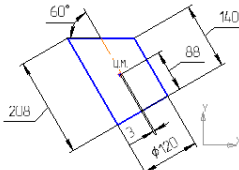
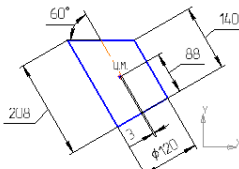
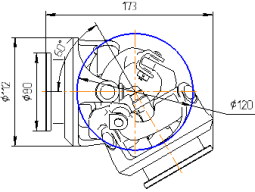
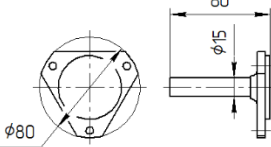
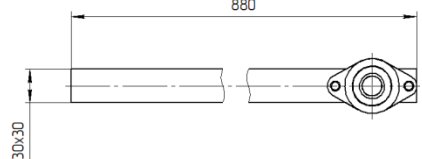
Технічні характеристики деталей легкої промисловості

Поз.	Характеристика	Матеріал	Маса однієї одиниці, 10^{-3} кг	Габаритні розміри деталі, (довжина) x (ширина) x (висота), 10^{-3} м
1	Деталь 1 (корпус застібки «блискавка» великий), Рис. 1, а	Цинковий сплав ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97	3,6	17x15x8
2	Деталь 2 (корпус застібки «блискавка» малий), Рис. 1, б	Цинковий сплав ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97	2,4	14x11x6
3	Деталь 3 (фіксатор застібки «блискавка»), Рис. 1, в	Цинковий сплав ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97	13,9	60x37x30

Таблиця 5.2

Технічні характеристики рухомих складальних одиниць та деталей гальвальної машини

Поз.	Найменування	Матеріал	Маса, кг	Конструкція
1	Робоча ємність (РЄ) порожня	Ст3 ДСТУ 2651-94	2,52	
2	Вал відносного руху РЄ	Сталь 20 ДСТУ 7809-2015	0,26	

3	Шарнірне з'єднання вала відносного руху РЄ	Дюралюміній Д16 ДСТУ 4784-2015	1,53	
4	Наповнення РЄ робочим масивом деталей 1 (50% загального об'єму РЄ)	Цинковий сплав ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97	3,51	
5	Наповнення РЄ робочим масивом деталей 2 (50% загального об'єму РЄ)	Цинковий сплав ЦАМ 4-1 ДСТУ 3586-97	5,16	
6	Шарнірне з'єднання опорної вісі	Дюралюміній Д16 ДСТУ 4784-2015	1,53	
7	Опорна вісь РЄ	Сталь 20 ДСТУ 7809-2015	0,28	
8	Кривошип	Дюралюміній Д16 ДСТУ 4784-2015	0,6	

5.2. Динамічне врівноважування механічної системи машини для обробки деталей легкої промисловості

В машині для обробки деталей удосконаленої конструкції передбачено переносний обертальний рух робочого масиву деталей разом з РЄ циліндричної форми отримувати за рахунок обертального руху кривошипа 1 разом з ведучим валом переносного руху 5, при чому для можливості регулювання параметрів руху робочого масиву деталей в РЄ машини довжину кривошипа варіюємо в певному діапазоні довжин від $R_{кр\ min}$ до

Ркр max (рис. 5.2). Обертальний рух маси кривошипу та РС разом з деталями, які оброблюються призводять до появи додаткових динамічних сил, що в свою чергу обумовлюють появу вібрацій та додаткових динамічних навантажень в рухомій механічній системі. Вирішення задачі динамічного врівноважування рухомих мас машини є першочерговою для подальшої її експлуатації.

Врівноважуванню підлягають неуврівноважені маси кривошипу, шарнірного з'єднання, яке розміщено на кривошипі, а також РС разом з масивом деталей, що обробляється.

Неуврівноважену масу РС разом з масою масиву деталей умовно замінено двома точковими масами m_{2A} та m_{2B} , які розміщено в точках А та В. Згідно з розрахунковою схемою представленою на рисунку 5.2 визначено умови для їх розрахунку:

$$m_2 = m_{2A} + m_{2B}; \quad (5.1)$$

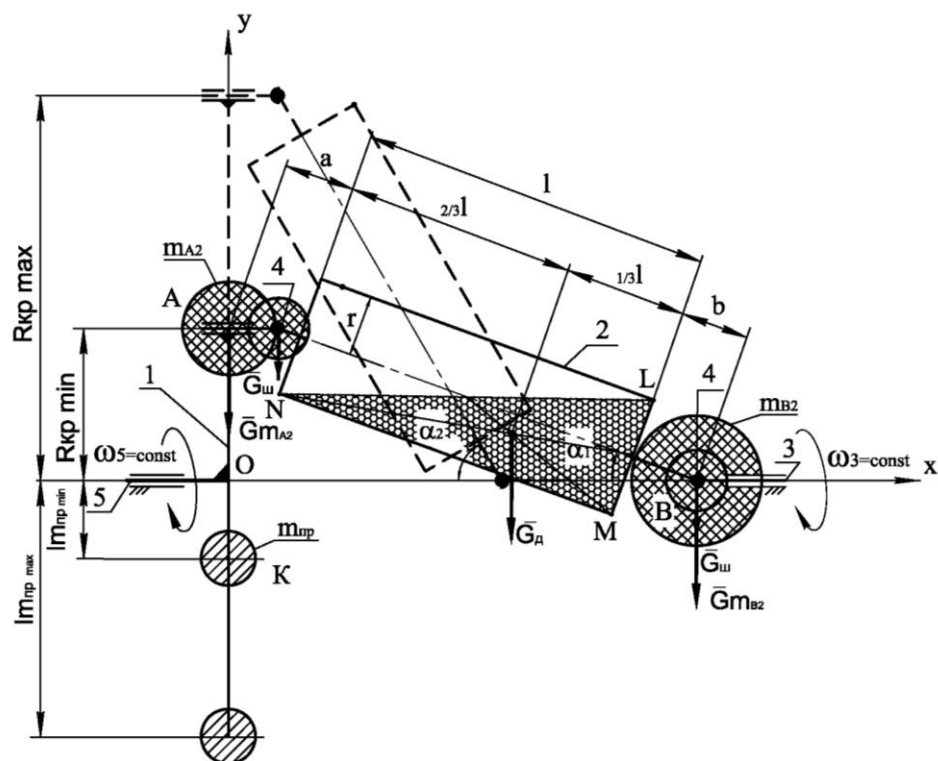


Рис. 5.2. Розрахункова схема динамічного врівноважування рухомих мас машини для обробки деталей удосконаленої конструкції

$$\frac{m_{2A}}{m_{2B}} = \frac{l_B}{l_A} = \frac{\left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right)}{\left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right)}, \quad (5.2)$$

де m_2 – маса РС разом з масою масиву деталей, що обробляється, кг;
 l – довжина РС, м.

Визначаємо величини точкових мас m_{2A} та m_{2B} .

З рівнянь (5.1) та (5.2), відповідно, маємо:

$$m_{2A} = m_2 - m_{2B}; \quad (5.3)$$

$$m_{2A} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right) = m_{2B} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right). \quad (5.4)$$

З урахуванням рівнянь (5.3), (5.4) складаємо вираз:

$$(m_2 - m_{2B}) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right) = m_{2B} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right), \text{ з якого визначаємо:}$$

$$m_{2B} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right)}{\left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right) + \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right)} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + c\right)}{l + 2 \cdot c}, \quad (5.5)$$

де $c = a = b$ – конструктивні розміри експериментальної машини, м.

З рівняння (5.1) запишемо:

$$m_{2B} = m_2 - m_{2A}. \quad (5.6)$$

З урахуванням рівняння (5.4) та (5.6) маємо:

$$m_{2A} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right) = (m_2 - m_{2A}) \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right), \text{ звідки:}$$

$$m_{2A} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right)}{\left(\frac{2}{3} \cdot l + a\right) + \left(\frac{1}{3} \cdot l + b\right)} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot b + c\right)}{l + 2 \cdot c}. \quad (5.7)$$

Визначаємо динамічні сили інерції, появу яких викликано прискореним рухом центрів мас неврівноважених елементів просторового кінематичного ланцюга РЄ машини у переносному обертальному русі.

Силу інерції від маси кривошипа, який обертається з кутовою швидкістю ведучого вала переносного руху ($\omega_5 = \omega_{кр}, \text{с}^{-1}$) визначаємо з рівняння:

$$P_{ін.кр.} = m_{кр} \cdot a_{S1} = m_{кр} \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OS1}, \quad (5.8)$$

де $m_{кр}$ – маса кривошипа, кг;

$a_{S1} = \omega_{кр}^2 \cdot l_{OS1}$ – прискорення центру мас кривошипа за умови рівномірного

($\omega_5 = \omega_{кр} = const$) його обертання, м/с^2 ;

l_{OS1} – відстань від центра ваги кривошипа до вісі його обертання, м.

Для кожного варіанту довжини кривошипа довжину плеча, на якому закріплюємо противагу можна конструктивно підбирати так, що центр ваги S_1 такого кривошипу геометрично буде розташований на осі обертання кривошипу. Кривошип залишатиметься врівноваженим, згідно з рівняння (5.8) сила інерції від його маси дорівнюватиме нулю: $P_{ін.кр.} = m_{кр} \cdot a_{S1} = m_{кр} \cdot 0 = 0, \text{Н}$.

Силу інерції від точкової маси m_{2A} та маси шарнірного з'єднання $m_{ш.А}$, що розміщено в точці А кривошипа, визначаємо з рівняння:

$$P_{ін.} = (m_{2A} + m_{ш.А}) \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OA} = \left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OA}, \quad (5.9)$$

де $\omega_{кр}^2 \cdot l_{OS1} = a_A^n = a_A$ – абсолютна величина прискорення точки А кривошипа при умові рівномірного ($\omega_{кр} = const$) його обертання, м/с^2 .

З урахуванням врівноваженості кривошипу та виразу (5.9) складаємо рівняння та визначаємо масу противаги m_{np} , яку розміщено в точці К (рис. 5.2):

$$P_{ін.мпр} = m_{np} \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OK} = P_{ін.(m_{2A}; m_{ш.А.})};$$

$$m_{np} \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OK} = \left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot \omega_{кр}^2 \cdot l_{OA}, \quad (5.10)$$

де $m_{ш.А}$ маса шарнірного з'єднання, який розташовано в точці А, кг.

З рівняння (5.10) з урахуванням виразу (5,7) розраховуємо масу противаги для вертикального верхнього положення кривошипу:

$$m_{np}^{верт.в} = \frac{\left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot l_{OA}}{l_{OK}}, \quad (5.11)$$

де l_{OK} – відстань від точки встановлення противаги m_{np} до вісі її обертання, м.

З розрахункової схеми (рис. 5.2) бачимо, що для випадку коли кривошип буде займати вертикальне нижнє положення необхідно урахувати інше розташування робочого масиву деталей, для якого величини точкових мас m_{2A} та m_{2B} (кг) визначаємо за виразами:

$$m_{2A} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{2}{3} l + c \right)}{l + 2c}; \quad (5.12)$$

$$m_{2B} = \frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} l + c \right)}{l + 2c}. \quad (5.13)$$

Масу противаги (кг) для вертикального нижнього положення кривошипу розраховуємо за виразом:

$$m_{np}^{верт.н} = \frac{\left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot l_{OA}}{l_{OK}}. \quad (5.14)$$

З рівнянь (5.11) та (5.14) та з урахуванням напрямку відцентрових сил інерції точкових мас m_{2A} та шарнірного з'єднання $m_{ш.А}$, що спрямовані вздовж геометричної осі кривошипа в напрямку протилежному до його осі обертання, масу противаги визначаємо за виразом (5.11). Для вертикального верхнього положення кривошипа відцентрові сили інерції намагаються змістити механічну систему машини в напрямку від опорної поверхні, на якій вона розташована, що може привести до відриву машини від неї та негативних наслідків в її роботі. Для випадку вертикального нижнього положення кривошипа, навпаки, динамічні сили, що викликані силами інерції неврівноваженої маси m_{2A} та маси шарнірного з'єднання $m_{ш.А}$ спрямовано в напрямку до опорної поверхні, на якій базується машина.

Точкова маса m_{2B} разом з масою другого шарнірного з'єднання є динамічно врівноваженими: їхні центри мас геометрично розташовано на осі обертання ведучого вала відносного руху РС та є нерухомими.

Задача врівноважування механічної системи експериментальної машини для обробки деталей вирішується за допомогою встановлення однієї противаги m_{np} у площині руху неврівноважених мас m_{2A} , $m_{ш.А}$ та кривошипа за напрямком діаметрально протилежним до нього, в точці К.

З рівнянь (5.11) та (5.14) визначаємо величини мас противаг, які необхідно встановити на кривошипі для випадку його вертикального розташування. Необхідні для розрахунку величини та параметри відповідають геометричним розмірам експериментальної машини (табл. 5.2, 5.3).

Таблиця 5.3

Геометричні та технологічні параметри експериментальної машини

Поз.	Параметр	Величина. та діапазон варіювання
1	Технологічний об'єм РЄ циліндричної форми (діаметр $D = 0,12$ м, довжина $l = 0,29$ м), m^3	0,00328
2	Кількість деталей 1 застібки «блискавка» (великий розмір) у 50% технологічному об'ємі РЄ	974
3	Маса робочого масиву деталей 1 застібки «блискавка» у 50% технологічному об'ємі РЄ за умови «ідеального» заповнення, кг	3,51
4	Кількість деталей 2 застібки «блискавка» (малий розмір) у 50% технологічному об'ємі РЄ	2149
5	Маса робочого масиву деталей 2 застібки «блискавка» у 50% технологічному об'ємі РЄ за умови «ідеального» заповнення, кг	5,16
6	m_2 – маса РЄ разом з масою масиву деталей 1 та 2, кг	6,03 – 7,68
7	$m_{ш.А}$ – маса шарнірного з'єднання, яке розміщено в точці А, кг	1,53
8	c – конструктивний розмір експериментальної машини, м	0,15
9	$l_{м пр} = l_{OK}$ – довжина плеча противаги, м	0,08 – 0,45
10	Напрямок обертання валів по відношенню до напрямку руху годинникової стрілки	«за» та «проти»
11	Діаметр РЄ циліндричної форми, м	0,1 – 0,2
12	Довжина l РЄ циліндричної форми, м	0,2 – 0,4
13	Довжина кривошипа l_{OA} , м	0,08 – 0,42
14	Довжина між опорами ведучих валів машини, м	0,45 – 0,85

Розраховуємо мінімальну величину маси противаги (кг) для машини з довжиною РС $l = 0,29$ м, інші необхідні параметри для розрахунку обираємо з урахуванням їхніх мінімальних величин (табл. 5.1 – 5.3), при цьому ураховуємо можливий діапазон варіювання довжини плеча противаги l_{OK} :

$$m_{np \min}^{верт.в} = \frac{\left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot l_{OA}}{l_{OK}} = \frac{\left(\frac{6,03 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 0,29 + 0,1 \right)}{0,29 + 2 \cdot 0,1} + 1,53 \right) \cdot 0,08}{0,08 \dots 0,42} = 3,95 \dots 0,75$$

Розраховуємо максимальну величину маси противаги (кг):

$$m_{np \max}^{верт.в} = \frac{\left(\frac{m_2 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot l + c \right)}{l + 2 \cdot c} + m_{ш.А} \right) \cdot l_{OA}}{l_{OK}} = \frac{\left(\frac{7,68 \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 0,29 + 0,1 \right)}{0,29 + 2 \cdot 0,1} + 1,53 \right) \cdot 0,42}{0,08 \dots 0,42} = 23,06 \dots 4,61$$

З урахуванням конструктивної можливості зміни довжини плеча противаги від 0,08 м до 0,42 м для обробки корпусів застібки «блискавка» (рис. 5.1) визначено масу противаги, що складає в середньому 4,3 кг. Противагу встановлюємо діаметрально протилежно по відношенню до положення кривошипа експериментальної машини з метою забезпечення її динамічного врівноваження.

5.3. Розрахунок приведених крутних моментів на ведучих валах відносного та переносного руху робочої ємності машини

В машині з двома незалежними ведучими валами (рис. 5.3) визначення приведених моментів проводимо окремо для відносного (навколо вісі O_1x_1 рухомої системи координат $O_1x_1y_1z_1$) та переносного (навколо вісі Ox нерухомої системи координат $Oxyz$) обертального руху.

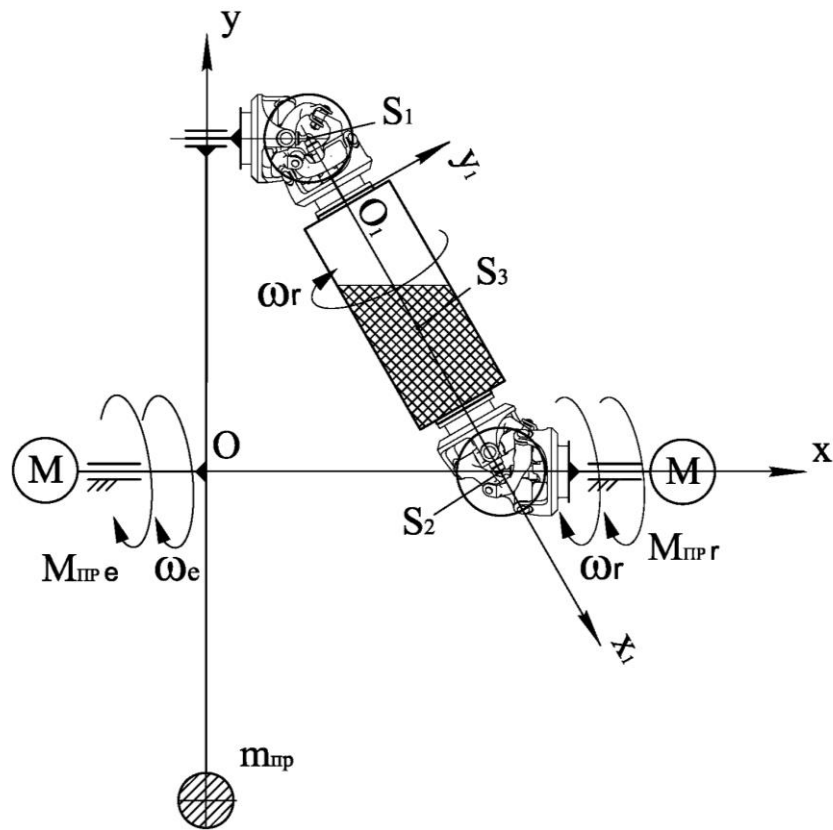


Рис. 5.3. Розрахункова схема до визначення приведених моментів на ведучих валах машини

Кожний з приведених до відповідних валів моментів $M_{np\ i}$ визначаємо в загальному вигляді з рівняння:

$$M_{np\ i} \cdot \omega_{np} = (M_{np\ i}^{on} + M_{np\ i}^{in}) \cdot \omega_i, \quad (5.15)$$

де $M_{np\ i}^{on}$ – статичний момент опору, поява якого викликана технологічними умовами (вага складових механічної системи машини, тертя в кінематичних парах, сили технологічного опору тощо), Н·м;

$M_{np\ i}^{in}$ – динамічний (інерційний) момент опору, поява якого викликана прискореним рухом мас ланок механічної системи (характерно, наприклад, для режиму пуску, коли його величина набуває максимальної величини), Н·м;

ω_{np} , ω_i – кутова швидкість приведенного та i -го ведучого вала, с^{-1} .

З урахуванням кутових швидкостей для ведучих валів приведення відносного та переносного рухів, відповідно, $\omega_{np\ r} = \omega_r$ та $\omega_{np\ e} = \omega_e$ (рис 5.3) величини приведених моментів $M_{np\ r}$ та $M_{np\ e}$ на співвісних ведучих валах відносного та переносного рухів робочої ємності машини визначаємо з рівняння:

$$M_{np\ i} = M_{np\ i}^{on} + M_{np\ i}^{in} \quad (5.16)$$

Величину статичного моменту опору M_{npi}^{on} для відносного $M_{np\ r}^{on} = 0,25$ Н·м та переносного руху $M_{np\ e}^{on} = 0,56$ Н·м визначаємо експериментально за допомогою набору гир Г-4-1111.10. Динамічну складову моменту опору $M_{np\ i}^{in}$ машини визначаємо з урахуванням кутового прискорення i -го ведучого вала в момент пуску:

$$M_{np\ i}^{in} = J_i \cdot \varepsilon_i \quad (5.17)$$

де J_i – момент інерції маси i -ої ланки відносно відповідної вісі обертання, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ε_i – кутове прискорення i -ої ланки для випадку рівноприскореного її руху під час пуску, с^{-2} .

Кутове прискорення відповідного ведучого вала під час його пуску визначаємо з рівняння, що урахує його номінальну кутову швидкість обертання:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_i}{t_{пуск}} \quad (5.18)$$

де $\omega_i = \omega_{ном\ i}$ – величина номінальної кутової швидкості i -го ведучого вала, с^{-1} ;

$t_{пуск}$ – час пуску, с.

У таблиці 5.4 наведено час пуску асинхронного електродвигуна залежно від його потужності і режиму роботи згідно з рекомендаціями [104, 105], який використовуємо для практичних розрахунків.

Таблиця 5.4

Рекомендований час пуску асинхронного електродвигуна залежно від його потужності і режиму роботи

Характеристика Потужність , кВт	Режим роботи електродвигуна (примітка)	Час пуску, с
0,25 – 0,5	Легкий (мало інерційні навантаження)	від 0,1 до 0,3
0,25 – 0,5	Середній (помірні інерційні навантаження)	від 0,3 до 1,0
0,25 – 0,5	Важкий (значні інерційні навантаження)	від 1,0 до 3,0
0,5 – 1,0	Легкий (мало інерційні навантаження)	від 1,0 до 1,5
0,5 – 1,0	Середній (помірні інерційні навантаження)	від 1,5 до 2,5
0,5 – 1,0	Важкий (значні інерційні навантаження)	від 2,5 до 5,0
1,0 – 3,0	Легкий (мало інерційні навантаження)	від 2,0 до 3,5
1,0 – 3,0	Середній (помірні інерційні навантаження)	від 3,5 до 6,0
1,0 – 3,0	Важкий (значні інерційні навантаження)	від 6,0 до 9,0

З урахуванням залежностей (5.17), (5.18) величини динамічних приведених моментів відносного $M_{np\ r}^{in}$ та переносного $M_{np\ e}^{in}$ рухів робочої ємності під час пуску розраховуємо з рівнянь:

$$M_{np\ r}^{in} = J_r \cdot \varepsilon_r = J_r \cdot \frac{\omega_{ном\ r}}{t_{пуск\ r}}; \quad (5.19)$$

$$M_{np\ e}^{in} = J_e \cdot \varepsilon_e = J_e \cdot \frac{\omega_{ном\ e}}{t_{пуск\ e}}, \quad (5.20)$$

де J_r , J_e – момент інерції рухомих мас механічної системи машини в обертальному русі навколо відносної та переносної вісі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_r , ε_e – величина відносного та переносного кутового прискорення ведучих валів, с^{-2} ;

$\omega_{ном\ r}$, $\omega_{ном\ e}$ – величина відносної та переносної номінальної кутової швидкості ведучих валів, с^{-1} ;

$t_{пуск\ r}$, $t_{пуск\ e}$ – час пуску двигунів відносного та переносного приводів ведучих валів робочої ємності, с .

З урахуванням величин моментів опору $M_{np\ r}^{on}$, $M_{np\ e}^{on}$, рівнянь (5.19) та (5.20) величину приведених моментів, відповідно, відносного $M_{np\ r}$ та переносного $M_{np\ e}$ руху розраховуємо з рівнянь:

$$M_{np\ r} = M_{np\ r}^{on} + M_{np\ r}^{in}; \quad (5.21)$$

$$M_{np\ e} = M_{np\ e}^{on} + M_{np\ e}^{in}. \quad (5.22)$$

На розрахункових схемах (рис. 5.4), які побудовано для вертикального верхнього та нижнього положень кривошипа (кут нахилу РС – 60°) спостерігаємо більший за величиною радіус переносного обертання загального центра ваги S_3 масиву деталей та ємності по відношенню до вісі

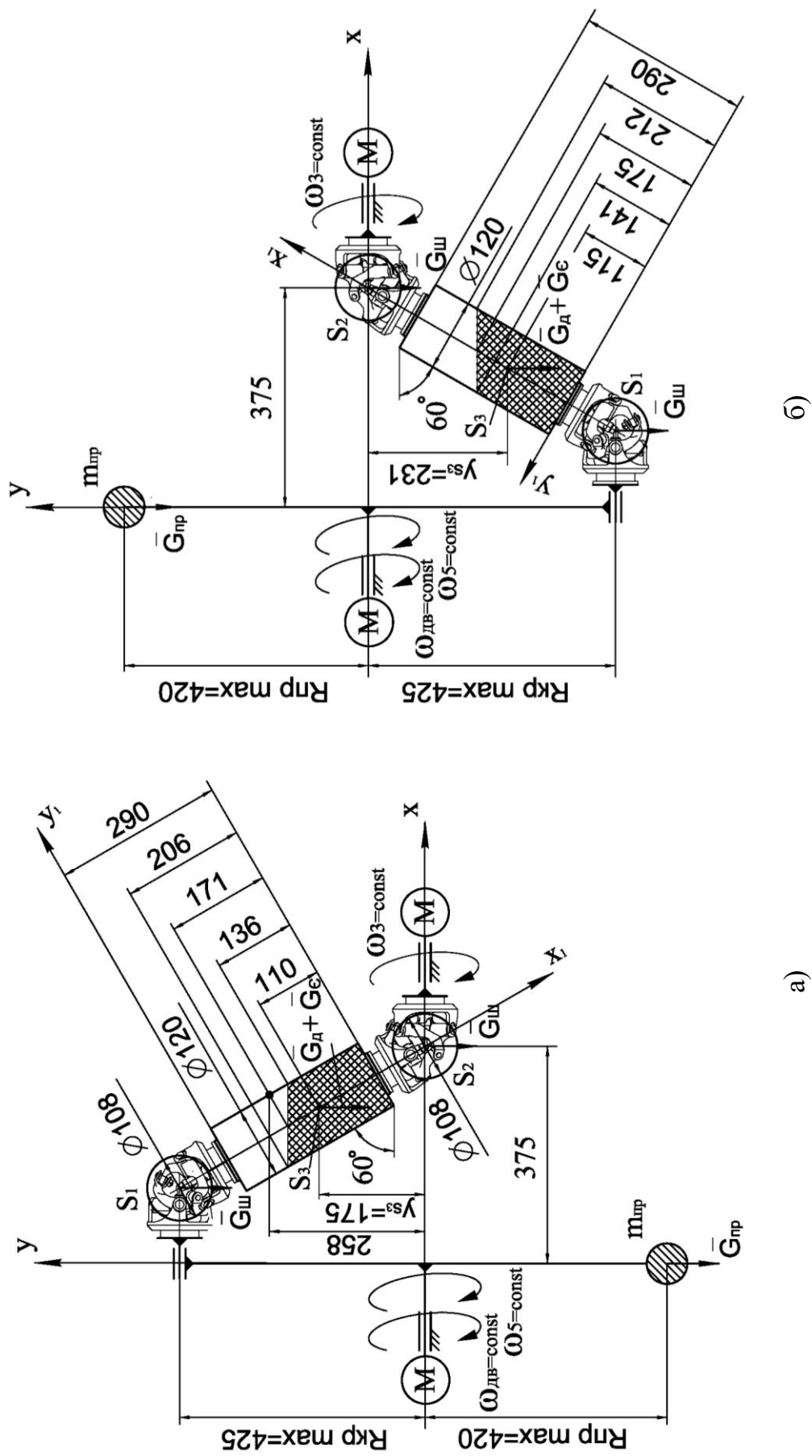


Рис. 5.4. Схема до розрахунку величин приведених моментів на ведучих валах машини:

а – для вертикального верхнього положення кривошипу;

б – для вертикального нижнього положення кривошипу

Ох для випадку нижнього розташування кривошипу. Приведений момент переносного руху за рахунок більших за величиною моментів інерції рухомих мас механічної системи буде мати максимальну величину, тому подальші розрахунки виконуємо у відповідності до такого положення кривошипу. Розрахунок приведених моментів виконуємо окремо до відносного та переносного ведучого валу удосконаленої галтувальної машини згідно з рівняннями (5.19) та (5.20).

Згідно з результатами досліджень (розділ 2, рівняння 2.41, 2.42) та схемою (рис. 5.4) визначаємо величини максимальних технологічно можливих кутових швидкостей на ведучих валах машини $\omega_{3r_{\max}}$ та $\omega_{5e_{\max}}$:

$$\omega_{3r_{\max}} = \sqrt{\frac{9,81}{r \cdot \cos \alpha}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,06 \cdot \cos 60^0}} = 18,08 \text{ , c}^{-1}; \quad (5.23)$$

$$\omega_{5e_{\max}} = \sqrt{\frac{9,81}{R}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,258}} = 6,17 \text{ , c}^{-1}. \quad (5.24)$$

За рекомендаціями (табл. 5.4) для асинхронного двигуна від 0,25 кВт до 0,5 кВт з середнім режимом роботи з рівняння (5.18) розраховуємо технологічно можливу максимальну величину кутового прискорення на ведучому валу відносного руху:

$$\varepsilon_r = \frac{\omega_r}{t_{\text{пуск}}} = \frac{18,08}{0,3} = 60,27 \text{ , c}^{-2}. \quad (5.25)$$

Аналогічно, за рекомендаціями для асинхронного двигуна від 0,25 кВт до 0,5 кВт з середнім режимом роботи розраховуємо максимальну величину кутового прискорення на ведучому валу переносного руху:

$$\varepsilon_e = \frac{\omega_e}{t_{\text{пуск}}} = \frac{6,17}{1} = 6,17 \text{ , c}^{-2}. \quad (5.26)$$

З рівняння (5.19) визначаємо величину динамічного приведенного моменту $M_{np\ r}^{in}$ відносного руху робочої ємності:

$$M_{np\ r}^{in} = J_r \cdot \varepsilon_r = 0,0326 \cdot 60,27 = 1,97 \text{ , Н} \cdot \text{м}, \quad (5.27)$$

де $J_r = 2 \cdot J_{x_1 \text{шарнір}} + J_{x_1 \text{ємність}} + J_{x_1 \text{роб.масив}} = 2 \cdot \frac{2}{5} m_{\text{шарнір}} \cdot r^2_{\text{шарнір}} +$
 $+ m_{\text{ємність}} \cdot R^2_{\text{ємність}} + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{роб.масив}} \cdot R^2_{\text{роб.масив}} = 2 \cdot \frac{2}{5} \cdot 1,53 \cdot 0,108^2 +$
 $+ 2,52 \cdot 0,06^2 + \frac{1}{2} \cdot 5,16 \cdot 0,06^2 = 0,0326$, кг·м² (згідно розрахункової схеми
(рис.5.4) та параметрам наведеними в таблиці 5.2).

Визначаємо величину динамічного приведенного моменту $M_{np e}^{in}$ переносного руху робочої ємності. Згідно рівняння (5.20) маємо:

$$M_{np e}^{in} = J_e \cdot \varepsilon_e = 1,4447 \cdot 6,17 = 8,9 \text{ , Н} \cdot \text{м} , \quad (5.28)$$

де $J_e = J_{x \text{шарнір}} + J_{x \text{ємність та роб.масив}} + J_{x \text{проти вага}} = m_{\text{шарнір}} \cdot R^2_{x \text{шарнір}} +$
 $+ m_{x \text{ємність та роб.масив}} \cdot R^2_{x \text{ємність та роб.масив}} + m_{\text{проти вага}} \cdot R^2_{x \text{проти вага}} =$
 $= 1,53 \cdot 0,425^2 + 7,68 \cdot 0,231^2 + 4,3 \cdot 0,42^2 = 1,4447$, кг·м² (згідно розрахункової
схеми (рис.5.4) та параметрам наведеними в таблиці 5.2).

З рівняння (5.21) визначаємо величину приведенного моменту $M_{np r}$ відносного руху:

$$M_{np r} = M_{np r}^{on} + M_{np r}^{in} = 0,25 + 1,97 = 2,22 \text{ , Н} \cdot \text{м} . \quad (5.29)$$

Визначаємо величину приведенного моменту $M_{np e}$ переносного руху. Згідно рівняння (5.22) маємо:

$$M_{np e} = M_{np e}^{on} + M_{np e}^{in} = 0,56 + 8,9 = 9,46 \text{ , Н} \cdot \text{м} . \quad (5.30)$$

Визначаємо максимальну потужність приведених крутних моментів на ведучих валах відносного P_r та переносного P_e руху робочої ємності машини. З урахуванням рівнянь (5.23) та (5.24) маємо:

$$P_r = M_{np r} \cdot \omega_r = 2,22 \cdot 18,08 = 40,1 \text{ , Вт} ; \quad (5.31)$$

$$P_e = M_{np e} \cdot \omega_e = 9,46 \cdot 6,17 = 58,4 \text{ , Вт} . \quad (5.32)$$

5.4. Розрахунок приводів ведучих валів відносного та переносного руху робочої ємності галтувальної машини

Приводи технологічних машин складаються з електродвигуна та редуктора, які механічно з'єднані за допомогою муфти. Для необхідності змінювати частоту обертання ведучого валу експериментальної машини використовуємо частотний перетворювач, який дозволяє плавно варіювати кутову швидкість обертання вала двигуна від нульової до номінальної величини.

5.4.1. Вибір електричних двигунів для приводів ведучих валів машини

В приводах ведучих валів відносного та переносного рухів РЄ експериментальної машини для обробки деталей застосовуємо асинхронні електричні двигуни змінного струму з синхронною частотою обертання ротора 1500 об/хв / $157,1 \text{ c}^{-1}$ (напруга / частота живлення – 220 В / 50 Гц). Вихідні данні для розрахунку наведено в таблиці 5.5, при цьому ККД редукторів обираємо за рекомендаціями [106].

Таблиця 5.5

Вихідні данні для розрахунку приводів ведучих валів відносного та переносного руху робочої ємності експериментальної машини

Поз.	Найменування	Потужність, Вт	Кутова швидкість валу, $\text{c}^{-1}/\text{об}/\text{хв}$	Наявність редуктора, ККД
1	Привод ведучого вала відносного руху РЄ	40,1	20/191	циліндричний двоступеневий, 0,93

2	Привод ведучого вала переносного руху РС	58,4	6,5/62	черв'ячний одноступеневий, 0,70 – 0,78 (черв'як з одним заходом)
---	--	------	--------	--

Розраховуємо передаточне відношення редуктора відносного (циліндричний двоступеневий) $u_{ч р}$ та переносного (черв'ячний одноступеневий) $u_{ч р}$ руху РС:

$$u_{ч р} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{відн. рух}} = \frac{157,1}{20} = 7,85 ; \quad (5.33)$$

$$u_{ч р} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{перен. рух}} = \frac{157,1}{6,5} = 24,2 . \quad (5.34)$$

Отримані величини округлюємо до стандартного значення: $u_{ч р} = 8$,
 $u_{ч р} = 25$.

З урахуванням ККД обраного типу редукторів визначаємо необхідні величини потужностей двигунів на приводних валах відносного $P_{r дв}$ та переносного $P_{e дв}$ руху РС машини (табл. 5.5):

$$P_{r дв} = \frac{P_r}{\eta_{відн. рух редуктор}} = \frac{40,1}{0,93} = 43,1 \text{ ,Вт}; \quad (5.35)$$

$$P_{e дв} = \frac{P_e}{\eta_{перен. рух редуктор}} = \frac{58,4}{0,75} = 77,9 \text{ ,Вт}. \quad (5.36)$$

Враховуємо пускові перенавантаження, запас за навантаженням, втрати у редукторі та частотному регуляторі зміни кутової швидкості ротора двигуна приводу тощо, тому розраховані за рівняннями (5.35, 5.36) величини потужностей на ведучих валах набувають наступних величин:

$P_{r \text{ дв}} = 2,5 \cdot 43,1 = 108$ Вт, $P_{e \text{ дв}} = 2,5 \cdot 77,9 = 195$ Вт. Обираємо більші за величиною стандартні значення [107]: $P_{r \text{ дв}} = 120$ Вт, $P_{e \text{ дв}} = 250$ Вт.

Згідно ДСТУ 8277:2015 обираємо електричні двигуни приводів експериментальної машини, відповідно: для валу відносного руху робочої ємності двигун АІР56М4 (0,12 кВт), переносного руху – АІР63М4 (0,25 кВт), технічні характеристики яких представлено в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6

Параметри трифазних асинхронних індукційних двигунів з короткозамкненим ротором серії АІР

Поз.	Показник	Характеристика	
		1	Розрахована потужність, кВт
2	Прийнята номінальна потужність, кВт	0,12	0,25
3	Марка двигуна	АІР56М4	АІР63М4
4	Тип двигуна	трифазний асинхронний з короткозамкненим ротором	
5	Кількість полюсів	4	
6	Номінальна частота обертання, с ⁻¹ /об/хв	157,1/1500	
7	Номінальна напруга, В	220/380	
8	Номінальний струм, А	0,45 – 0,55	0,8 – 0,9
9	Ступінь захисту	ІР55	
10	Кліматичне виконання	У3	
11	Спосіб охолодження	ІС411 (самовентиляція)	
12	Маса, кг	6	9

5.4.2. Вибір редукторів для приводів ведучих валів машини

Згідно з розрахованою потужністю приведенного крутного моменту, кутовою швидкістю (табл. 5.5) та технічними характеристиками двигуна привода ведучого вала відносного руху РЄ (табл. 5.6) обираємо двоступеневий конічно-циліндричний редуктор Bonfiglioli [108], технічні характеристики якого представлено у таблиці 5.7.

Таблиця 5.7

Технічні характеристики двоступеневого конічно-циліндричного редуктора
Bonfiglioli

Поз.	Показник	Характеристика
1	Маркування редуктора	Bonfiglioli
2	Тип передачі	Двоступеневий
3	Передаточне відношення	8
4	Номінальна потужність,кВт	0,2 – 0,3
5	Вхідна частота обертання,об/хв	до 1500
6	Вихідна частота обертання, с ⁻¹ /об/хв	19,7/188
7	Вид передачі 1-ї ступені	конічна косозуба
8	Вид передачі 2-ї ступені	циліндрична косозуба
9	Діаметр вхідного вала, мм	14
10	Діаметр вихідного вала, мм	20
11	ККД редуктора	0,93
12	Маса, кг	6,5

Згідно з розрахованою потужністю приведенного крутного моменту, кутовою швидкістю (табл. 5.5) та технічними характеристиками двигуна привода ведучого вала переносного руху РЄ (табл. 5.6) обираємо одноступеневий черв'ячний редуктор Bonfiglioli [109], технічні характеристики якого представлено у таблиці 5.8.

Таблиця 5.8

Технічні характеристики черв'ячного редуктора

Bonfiglioli

Поз.	Показник	Характеристика
1	Маркування редуктора	Bonfiglioli
2	Тип передачі	Одноступеневий черв'ячний
3	Передаточне відношення	25
4	Номінальна потужність, кВт	0,3 – 0,35
5	Вхідна частота обертання, об/хв	до 1500
6	Вихідна частота обертання, с ⁻¹ /об/хв	6,3/60
7	Вид передачі	черв'ячна (черв'як з одним заходом)
8	Діаметр вхідного вала, мм	14
9	Діаметр вихідного вала, мм	20
10	ККД редуктора	0,70 – 0,78
11	Маса, кг	8,0

5.4.3. Вибір муфт для приводів ведучих валів машини

Згідно з параметрами обраних для приводів ведучих валів двигунів (табл. 5.6), редукторів (табл. 5.7, 5.8) та з урахуванням потужностей на приводних ведучих валах відносного та переносного руху РС (табл. 5.5) робимо висновок про те, що приводи відносного та переносного руху РС машини є малопотужними (до ~0,5 кВт), а тому для них застосовуємо еластичні поліуретанові муфти Flender [110]. Технічні характеристики муфти представлено у таблиці 5.9.

Таблиця 5.9

Технічні характеристики еластичної поліуретанової муфти Flender

Поз.	Показник	Характеристика
1	Тип муфти	еластична поліуретанова
2	Муфта	Flender
3	Матеріал еластомеру (вставки)	поліуретан (PU)
4	Призначення	з'єднання валів двигуна і редуктора
5	Діапазон діаметрів валів (двигун), мм	14–20
6	Діапазон діаметрів валів (редуктор), мм	14–20
7	Номінальний переданий момент, Н·м	до 4 – 6
8	Максимальна швидкість обертання, об/хв	до 3000
9	Температурний діапазон експлуатації, °С	–30 ...+80
10	Балансування	не вимагається для низьких частот
11	Ресурс роботи, год	до 3000

Виконаємо перевірку обраної муфти для приводу ведучого вала переносного руху, як більш навантаженого в порівнянні з приводом ведучого вала відносного руху (табл. 5.6). Конструкція муфти складається з двох металевих полумуфт, між якими є вставки з поліуретану, які при передачі муфтою крутного моменту стискаються. Перевірочне рівняння має вигляд:

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}], \quad (5.37)$$

де σ_{cm} – напруження стискання, яке виникає у поліуретановій вставці, МПа; $[\sigma_{cm}] = 1,0 \dots 2,5$ МПа – допустима величина напруження стискання для матеріалу, з якого виготовлена вставка (поліуретан).

Визначасмо величину напруження стискання σ_{cm} , яке виникає в матеріалі вставки муфти ведучого вала переносного руху РС ємності машини в такій послідовності:

1. Визначаємо величину крутного моменту на ведучому валу переносного руху РС за формулою:

$$M = \frac{1000 \cdot P_{e \text{ } \partial \partial}}{\omega_{\partial \partial}} = \frac{1000 \cdot 0,195}{157,1} = 1,241, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5.38)$$

де $P_{e \text{ } \partial \partial} = 0,195$, кВт – потужність на валу двигуна переносного руху РС,

$\omega_{\partial \partial} = 157,1$, с^{-1} ($n_{\partial \partial} = 1500$, об/хв), кутова швидкість вала двигуна.

2. У еластичній поліуретановій муфті серії Flender три поліуретанові вставки розміщено радіально на відстані $r = 0,02$, м від геометричної вісі, тому величину сили F , що стискає одну вставку визначаємо з виразу:

$$F = \frac{M}{3 \cdot r} = \frac{1,241}{3 \cdot 0,02} = 20,7, \text{ Н}. \quad (5.39)$$

3. Визначаємо напруження, що виникає в поліуретановій вставці муфти:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A} = \frac{20,7}{1,2 \cdot 10^{-4}} = 17,3 \cdot 10^4, \text{ Па} = 0,173, \text{ МПа}, \quad (5.40)$$

де $A = 120$, $\text{мм}^2 = 1,2 \cdot 10^{-4}$, м^2 – площа взаємного контакту однієї вставки з полумуфтою.

4. Порівнюємо отриманий результат напруження стискання, яке виникає у поліуретановій вставці з допустимою величиною:

$$\sigma_{cm} = 0,173, \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 1,0 \dots 2,5, \text{ МПа}. \quad (5.41)$$

З аналізу рівняння (5.41) робимо висновок про те, що умову міцності для муфти вала переносного руху РС виконано. Муфта вала відносного руху РС навантажена у 1,8 рази менше муфти переносного руху, отже, умову міцності її поліуретанової вставки на стискання також виконано.

Висновки до розділу 5

1. Виконано динамічне врівноважування рухомої механічної системи машини для обробки деталей з урахуванням маса-інерційних характеристик

деталей легкої промисловості, що підлягають обробці та технічних параметрів машини. Розраховано масу противаги, що дорівнює 4,3 кг, яку необхідно встановлювати діаметрально протилежно до кривошипа, з урахуванням конструктивної можливості змінювати довжину плеча противаги від 0,08 м до 0,42 м для забезпечення динамічного врівноваження рухомих мас машини.

2. Вирішено задачу приведення до ведучих валів удосконаленої машини моментів з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості, складальних одиниць та деталей машини. Визначено величини приведених крутних моментів та їхніх потужностей на ведучих валах відносного та переносного руху робочої ємності машини, які, відповідно, склали 2,22 Н·м; 9,46 Н·м та 40,1 Вт; 58,4 Вт.

3 Виконано підбір електродвигунів, редукторів та муфт приводів ведучих валів відносного та переносного рухів удосконаленої галтувальної машини.

4. Зроблено перевірочний розрахунок обраних еластичних поліуретанових муфт приводів за умовою міцності поліуретанових вставок. Встановлено, що для муфт валів переносного та відносного руху робочої ємності умову міцності виконано.

ВИСНОВКИ

1. Для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна кута нахилу робочої ємності циліндричної форми від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 60^\circ$ призводить до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 28,9% та відповідного одночасного збільшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 37,1%, при чому для переносного обертання спостерігається зменшення інтенсивності зміни максимальної швидкості, а для відносного обертання, навпаки, її збільшення.

2. Для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна радіуса робочої ємності циліндричної форми від $r = 0,06$ м до $r = 0,1$ м призводить до необхідності зменшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,5% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 22,7%, при чому для переносного обертання зміна інтенсивності максимальної швидкості не спостерігається, а для відносного вона зменшується.

3. Для забезпечення каскадно-водоспадного режиму руху робочого масиву деталей у галтувальній машині удосконаленої конструкції встановлено: зміна довжини робочої ємності циліндричної форми від $l = 0,210$ м до $l = 0,290$ м призводить до необхідності збільшення максимальної частоти ведучого вала переносного обертання на 6,6% та відповідного зменшення максимальної частоти ведучого вала відносного обертання на 2,3%, при чому зміна інтенсивності переносної та відносної максимальних швидкостей не спостерігається.

4. На основі виконаного кінематичного дослідження обраного шарнірного з'єднання встановлено рівномірний характер відносного обертального руху робочої ємності галтувальної машини удосконаленої конструкції.

5. На основі виконаної математичної обробки результатів експериментальних досліджень для всіх запланованих варіантів експерименту встановлено адекватність відповідних математичних моделей із 95% імовірністю.

6. На основі проведеного динамічного врівноважування рухомої механічної системи галтувальної машини удосконаленої конструкції з урахуванням маса-інерційних характеристик деталей легкої промисловості розраховано масу противаги, що дорівнює 4,3 кг. Противагу встановлюємо діаметрально протилежно до кривошипу з можливістю конструктивно змінювати довжину плеча відносно вісі обертання в межах від 0,08 м до 0,42 м.

7. Розраховано величини приведених крутних моментів та їхніх потужностей на приводних валах відносного та переносного руху робочої ємності удосконаленої машини, які, відповідно, склали 2,22 Н·м; 9,46 Н·м та 40,1 Вт; 58,4 Вт, виконано підбір електродвигунів, редукторів та муфт двох незалежних приводів, зроблено перевірочні розрахунки та отримано підтвердження виконання умов міцності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Яковенко І.Е. Технологічні основи машинобудування: навчальний посібник / І. Е. Яковенко, О. А. Пермяков, А.В. Фесенко – Харків: НТУ «ХП», 2022. – 421 с.;
2. Залюбовський М. Г. Машини та обладнання підприємств: навч. посібник / М. Г. Залюбовський, В. В. Малишев. – К.: Університет «Україна», 2020. – 120 с.;
3. Панасюк І. В. Наукові основи проектування технологічних процесів обробки деталей взуття та фурнітури з пластмас і металів: автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.19.06 / Панасюк Ігор Васильович; Київський національний ун-т технологій та дизайну. – К., 2004. – 36 с.;
4. Бурмістенков О. П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості: монографія / О. П. Бурмістенков, Б. М. Злотенко, В. П. Коновал, І. В. Панасюк, М. Є. Скиба, О. М. Синюк. – Хмельницький, 2007. – 255 с.;
5. Панасюк І. В. Особливості оздоблювально-зачищувальної обробки деталей легкої промисловості технологічним середовищем / І. В. Панасюк, О.П Бурмістенков, М. Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – №3. – С. 190 – 194;
6. Залюбовський М. Г. Перспективні технології обробки деталей і змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 2: типи обладнання з рухомими ємкостями) / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 3, том 31 (70). – С. 7-13;
7. Пат. України 6219, МПК В 24 В 31/02. Устрій для галтовки виробів /Турік Ю.О.; заявник та патентовласник Турік Ю.О. – № 2950551/25-08; заяв. 02.07.1980; опуб. 29.12.1994, бюл. № 8-І/1994;
8. Бурмістенков, О. П. Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів / О. П. Бурмістенков, І. В. Панасюк. – К.: НМК ВО, 1993. – 64 с.;

9. Залюбовський М. Г. Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємкостей для обробки деталей легкої промисловості. Автор. дис. на здобуття вченого ступеня к-та техн. наук: 05.05.10 – машини легкої промисловості / Залюбовський Марк Геннадійович; Київський національний університет технологій та дизайну. – К.: КНУТД, 2017. – 24 с.;

10. ПАТ «Molniya»: сайт Molniya. [Електронний ресурс]. – URL: <https://molniya.com.ua> (дата звернення: 09.06.2025);

11. ПАТ «Molniyzverнення»: сайт Polyplast. [Електронний ресурс]. – URL: <https://polyplast.lviv.ua/product-category/buttons/> (дата звернення: 20.10.2025);

12. Пат. України 30405, МПК В24В 31/067. Пристрій для вібраційної обробки деталей / Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С., Товтушко М.М.; заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет. - № u200712138; заяв. 02.11.2007; опуб. 25.02.2008, бюл. № 4/2008;

13. Симонюк В.П. Вібраційна обробка деталей та її технологічні особливості // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» – 2011. – №31. – С. 344-349;

14. Боровець В.М. Вібраційна обробка деталей із застосуванням обертових пристроїв / В.М. Боровець, В.С. Шенбор, Б.М. Савчин // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні – 2006. Вип. 40. – С. 35 – 39;

15. Пат. України 8831, МПК В24В 31/06. Спосіб вібраційної обробки деталей / Оніщенко О.О., Баскаков Г.Г., Саповець В.М.; заявник та патентовласник Науково-виробниче об'єднання «Хімтекстильмаш». - № 4135344/SU; заяв. 17.10.1986; опуб. 30.09.1996, бюл. № 3/1996;

16. Пат. України 34707, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібропланетарного обробітку деталей / Серета Л.П., Берник П.С. та інші; заявник та патентовласник Вінницький державний сільськогосподарський інститут. – №u99052637; заяв. 12.05.1999; опуб. 15.03.2001, бюл. № 12/2001;

17. Булгаков В.М. Проектування машин вібраційної дії: підручник / В.М. Булгаков, О.М. Черниш, М.Г. Березовий, В.В. Яременко. Київ: Навч. літ., 2019. 704 с.;

18. Пат. України 38804, МПК В24В 31/067. Вібраційна машина / Силивонюк А.В., Нахаєв П.П., Тимощук В.М.; заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет. – № u200805362; заяв. 24.04.2008; опуб. 26.01.2009, бюл. № 2;

19. Пат. України 45115А, МПК В24В 31/06. Пристрій для віброабразивної обробки / Сухаревська О.М., Лубенська Л.М.; заявник та патентовласник Східноукраїнський національний університет. – № 2001053434; заяв. 22.05.2001; опуб. 15.03.2002, бюл. № 3/2002;

20. Пат. України 72282, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей / Берник П.С., Писаренко В.Г., Ярошенко Л.В., Боковий Є.Ф., Пазюк В.М.; заявник та патентовласник Ярошенко Л.В. - №2002054019; заяв. 16.05.2002; опуб. 15.02.2005, бюл. № 2/2005;

21. Пат. України 76113, МПК В24В 31/06. Спосіб для віброшпindelнової обробки деталей / Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф.; заявник та патентовласник Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф. - № 2003020895, заяв. 03.02.2003; опуб. 17.07.2006, бюл. № 7/2006;

22. Пат. України 32665, МПК В24В 31/06. Машина для вібропланетарної обробки / Берник П.С., Паламарчук І.П., Липовий І.Г.; заявник та патентовласник Вінницький державний сільськогосподарський інститут. – №u200800346; заяв. 10.01.2008; опуб. 26.05.2008, бюл. № 12/2008;

23. Пат. України 53516, МПК В24В 31/104. Пристрій для обробки деталей / Бурлаков В.І., Барсуков В.А.; заявник та патентовласник Приазовський державний технічний університет. – №u201003922; заяв. 06.04.2010; опуб. 11.10.2010, бюл. № 19/2010;

24. Пат. України 48217, МПК В24В 31/06. Вібровідцентрова машина / Симоненко Т.Є., Барсуков В.А.; заявник та патентовласник Приазовський державний технічний університет. – №u200909590; заяв. 18.09.2009; опуб. 10.03.2010, бюл. № 5/2010;

25. Пат. України 25812, МПК В24В 31/02. Планетарна установка безперервної дії / Сілін Р.І., Гордєєв А.І., Гордєєв О.А., Урбанюк Є.А., Третько В.В.; заявник та патентовласник Хмельницький національний університет. – № u200703372; заяв. 28.03.2007; опуб. 27.08.2007, бюл. № 13/2007;

26. Стаценко В.В. Розробка автоматизованого відцентрового змішувача безперервної дії з додатковою зоною змішування для сипких матеріалів легкої промисловості: автор. дис. на здобуття вченого ступеня к-та техн. наук: 05.05.10 «Машини легкої промисловості» / Київський національний університет технологій та дизайну. – Київ, 2007. – 21 с.;

27. Jadhav P.S. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer / P.S. Jadhav, B.R. Jadhav // International Journal of Advanced Engineering Research and Studies. – 2013. Vol. 2, Issue 3, – P. 138-141;

28. Willy A. Bachofen AG Maschinenfabrik. Turbula [Електронний ресурс]. – URL: <https://www.wab-group.com/en/products/turbula/> (дата звернення: 18.11.2025);

29. Willy A. Bachofen AG Maschinenfabrik. Dyna-Mix [Електронний ресурс]. – URL: <https://www.wab-group.com/en/products/dyna-mix/> (дата звернення: 18.11.2025);

30. Marigo M. Discrete Element Method (DEM) for Industrial Applications: Comments on Calibration and Validation for the Modelling of Cylindrical Pellets / M. Marigo, EH Stitt // KONA Powder and Particle Journal. – 2015. – No. 32. – P. 236-252;

31. Marigo M. Discrete element modelling (DEM) input parameters: understanding their impact on model predictions using statistical analysis / Z. Yan,

SK. Wilkinson, EH. Stitt, M. Marigo // Computational Particle Mechanics – 2014. – No. 2. Vol. 3. – P. 283-299;

32. Stambaugh, J. Segregation in a monolayer of magnetic spheres / J. Stambaugh, Z. Smith, E. Ott, W. Losert // Physical Review – 2004. – Vol. 70, Issue 3. – P. 110 – 125;

33. Statsenko V. Determining the motion character of loose materials in the system of continuous action «hopper – reciprocating plate feeder» / V. Statsenko, O. Burmistenkov, T. Bila, D. Statsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies – 2019. – No. 2/1 (98). – P. 21 – 28;

34. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbula-Mixer Motion using Positron Emission Particle Tracking / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences – 2010. – Vol. 59. No. 3. – P. 217-238;

35. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula® mixer / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt // Powder Technology – 2011. – No. 212. – P. 17-24;

36. Bauman I. Mixing of solids in different mixing devices. / I. Bauman, D. Curic and M. Boban. // Sadhanab Vol. 33, Part 6, December 2008, P. 721–731;

37. Kwapinska M. Mixing of particles in rotary drums: A comparison of discrete element simulations with experimental results and penetration models for thermal processes / M. Kwapinska, G. Saage, E. Tsotsas // Powder Technology – 2006. – No. 161. – P. 69-78;

38. Geng F. Numerical Simulation on Mixing Kinetics of Slender Particles in a rotary dryer / F. Geng, Z. Yuan and others // Powder Technology – 2009. – No. 193. – P. 50-58;

39. Kuo H.P. Solids circulation and axial dispersion of cohesionless particles in a V-mixer / H.P. Kuo, P.C. Knight, D.J. Parker // Powder Technology – 2005. – No. 152. – P. 133-140;

40. Zalyubovskiy M.G. Analytical determination of the time of handling process of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, Y.I. Smirnov, O.O. Kuznetsova, V.V. Malyshev // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. Vol. 3 (134). – P. 9 – 17;

41. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, Y.I. Smirnov, Y.V. Klaptsov, V.V. Malyshev // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32;

42. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working capacity / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, V.Y. Kurovskiy, N.F. Kushchevska, Yu.S. Loboda, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, – P. 154;

43. Пат. №113266, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого полірування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201606525; заяв. 15.06.2016; опуб. 25.01.2017, бюл. № 2;

44. Пат. №113267, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201606526; заяв. 15.06.2016; опуб. 25.01.2017, бюл. № 2;

45. Сокур М.І. Модель руху матеріалу в проточній частині барабанного млина / М.І. Сокур, В.С. Білецький, Д.П. Божик, І.М. Сокур // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. збірник – 2017. – Вип. 66 (107). – С. 28-35;

46. Залюбовський М.Г. Особливості процесів змішування та обробки деталей легкої промисловості у машині зі складним рухом робочої ємкості // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей 14-ї Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів. – Київ, 2015. – Том 2. – С. 217;

47. Залюбовський М.Г. Специфіка обробки деталей з полімерних матеріалів в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Перспективні полімерні матеріали та технології: монографія. МОН України, КНУТД, 2015. – С. 54 – 59;

48. Zalyubovskyi M.G. The processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk, N.V. Boshytska, N.F. Kushchevska, V.Y. Dombrova, V.V. Malyshev // HighMathTech 2019: 6th International Conference, Session H. – 2019. – P. 173;

49. Сокур М.І. Математична модель проходження матеріалу через розвантажувальні ґрати барабанного млина / М.І. Сокур, В.С. Білецький, Д.П. Божик, І.М. Сокур // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. збірник. – 2017. – Вип. 66 (107). – С. 88-95;

50. Sokur N. Investigation of the process of crushing solid materials in the centrifugal disintegrators / N. Sokur, V. Biletskyy, L. Sokur, D. Bozyk, I. Sokur // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – No. 3/7 (81). P. – 34-40;

51. Silva M. Modelling SAG milling power and specific energy consumption including the feed percentage of intermediate size particles / M. Silva, A. Casali // Minerals Engineering. № 70. – 2015. – P. 156–161;

52. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження руху частинки сипкого середовища у робочій ємкості, що здійснює складний рух / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – №6. – С. 35-42;

53. Панасюк І.В. Визначення залежності режиму руху робочого середовища у ємкості зі складним рухом від кутової швидкості ведучого валу

/ І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2015. – №1. – С. 43-52;

54. Панасюк І.В. Визначення кінематичних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – №6. – С. 28-33;

55. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – №3. – P. 260-264;

56. Obadele B.A., Turbula mixing characteristics of carbide powders and its influence on laser processing of stainless steel composite coatings / B.A. Obadele, Z.H. Masuku, P.A. Olubambi // Powder Technol. – 2012. – Vol. 230. – P. 169 – 182;

57. Панасюк І.В. Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2015. – №5. – С. 40-46;

58. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів приводу маятникового типу машини з тривимірним обертанням барабану для змішування та обробки деталей / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський, Ю.В. Клапцов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – №3. – С. 221-228;

59. Пат. №92544, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201401841; заяв. 25.02.2014; опуб. 26.08.2014, бюл. № 16;

60. Пат. №105556, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський

національний університет технологій та дизайну. – №u201509212; заяв. 25.09.2015; опуб. 25.03.2016, бюл. № 6;

61. Залюбовський М.Г. Нові способи та устаткування для обробки дрібних полімерних деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції молодих науковців «Сучасні технології в механіці» // Технічна творчість: зб. наук. праць. – 2016. – С. 82-85.;

62. Залюбовський М. Г. Синтез статично визначеного шарнірного просторового механізму галтувальної машини / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, С. О. Кошель, О. С. Кошель, О. О. Романюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2025. – №1. – С. 77-83;

63. Пат. №118297, МПК В24В 31/00 (2017.01). Машина для полірування та шліфування дрібних полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201702992; заяв. 30.03.2017; опуб. 25.07.2017, бюл. № 14;

64. Пат. №92545, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201401842; заяв. 25.02.2014; опуб. 26.08.2014, бюл. № 16;

65. Пат. №108645, МПК В01F 11/00, В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201600830; заяв. 02.02.2016; опуб. 25.07.2016, бюл. № 14;

66. Пат. №93982, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201404584; заяв. 29.04.2014; опуб. 27.10.2014, бюл. № 20;

67. Пат. №98901, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201412897; заяв. 02.12.2014; опуб. 12.05.2015, бюл. № 9;

68. Залюбовський М.Г. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості // Матеріали II Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» : тези доповідей. – Львів, 2015. – С. 20-25;

69. Панасюк І.В. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Матеріали II Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» : тези доповідей. – Львів, 2015. – С. 52-55;

70. Avramov K.V. Using Nonlinear Normal Modes to Analyze Forced Vibrations // Int. Appl. Mech. – 2008. – N 12 (44). – P. 1405-1412;

71. Antonyuk E.Ya. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model / E.Ya. Antonyuk, V.A. Sakharnov, N.I. Koval' // Int. Appl. Mech. – 2011. – N 9(46). – P. 1039-1049;

72. Пат. №89571, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201313728; заяв. 26.11.2013; опуб. 25.04.2014, бюл. № 8;

73. Пат. №108488, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201511872; заяв. 01.12.2015; опуб. 25.07.2016, бюл. № 14;

74. Budniak Z. Simulation of the movement of four-bar spatial linkage / Z.Budniak and T.Bil // Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. – 2012. Vol. 17. – P. 723-732;

75. Herve J. M. The two kinds of Bennett's mechanisms / J. M. Herve M. Dahan // Sixth IFToMM World Congress on Theory of Machines and Mechanisms. – 1983. Vol.1. – P. 116-119.;

76. Khabibullin F.F. Theoretical and practical conditions of Bennett mechanism workability / F.F. Khabibullin, M.G. Yarullin // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2017. – P. 145-153;

77. Khabibullin F.F. To the Question of the Synthesis of Modifications Bennett's Mechanism / F.F. Khabibullin, I.H. Saitov, I.Z. Bagautdinov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2018. – P. 129-138;

78. Залюбовський М. Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев – Київ, Університет «Україна», 2018. – 228 с.;

79. Бурмістенков О.П. Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів: Монографія / О.П. Бурмістенков, І.В. Панасюк. – Київ, НМК ВО, 1993. – 64 с;

80. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 1: визначення температури крихкості) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – 2021. – № 4, том 32 (71). – С. 8-12;

81. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 2: дослідження тривалості промерзання і технологічного процесу галтування) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – 2021. – № 5, том 32 (71). – С. 1-4;

82. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» та особливості їх обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник

Київського національного університету технологій та дизайну. – 2020. – №2 (144). – С. 24-32;

83. Пат. №109083 Україна, МПК В01F 11/00, В24В 31/00. Машина для обробки деталей / М.Г.Залюбовський, І.В.Панасюк; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – № u201601467; заявл. 18.02.2016; опублік. 10.08.2016, Бюл. № 15;

84. Пат. №155458 Україна, МПК (2024.01): В01F 31/00, В24В 31/00 (2024 р.) Машина для обробки деталей / Кошель С.О., Кошель Г.В., Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Кошель О.С.; заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна». – u202304573; заяв. 27.09.2023; опуб. 28.02.2024, Бюл. № 9/2024;

85. Залюбовський М. Г. Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємкостей для обробки деталей легкої промисловості: дис. канд. техн. наук: 05.05.10 «Машини легкої промисловості»/ М.Г. Залюбовський; Київський національний університет технологій та дизайну. – Київ, 2017. – 278 с.;

86. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В.Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013. – №5.– С.76-81;

87. Залюбовський М. Г. Основи проектування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк. – Київ: КНУТД, 2022. – 352 с.;

88. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження руху частинки сипкого середовища у робочій ємкості, що здійснює складний рух / І.В.Панасюк, М.Г.Залюбовський// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – №6. – С. 35-42;

89. Пат. №155593 Україна, МПК (2024.01): В01F 31/00, В24В 31/00 (2024 р.) Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В.,

Кошель О.С., Кошель Г.В., Кошель С.О.; заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна». – u202304572; заяв. 27.09.2023; опуб. 13.03.2024, Бюл. № 11/2024;

90. Пат. №160464 Україна, МПК (2025.01): B01F 31/00, B24B 31/00 (2025 р.) Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Кошель С.О., Кошель Г.В., Кошель О.С.; заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна». – u202500376; заяв. 29.01.2025; опуб. 10.09.2025, Бюл. № 37/2025;

91. Пат. №160455 Україна, МПК (2025.01): B01F 31/00, B24B 21/00 (2025 р.) Машина для обробки деталей / Кошель С.О., Кошель О.С., Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., Кошель Г.В.; заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна». – u202500085; заяв. 07.01.2025; опуб. 10.09.2025, Бюл. № 37/2025;

92. Пат. №160695 Україна, МПК (2025.01): B24B 31/00, B01F 31/00 (2025 р.) Машина для обробки деталей / Кошель С.О., Кошель О.С., Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., Кошель Г.В.; заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна». – u202500084; заяв. 07.01.2025; опуб. 01.10.2025, Бюл. № 40/2025;

93. Саньоцький А. Б. Кінематичний аналіз одинарного асинхронного карданного шарніра та його використання у трансмісіях машин / А. Б. Саньоцький // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2010. – Т. 15, № 2. – С. 121–126;

94. Harris T. L. Articulating torsional coupling : пат. US 2017/0204912 A1, США, МПК F16D 3/30 / Т. L. Harris ; заявник і патентовласник – Harris Dynamics. – № 15/304241 ; заявл. 09.10.2015 ; опубл. 20.07.2017;

95. Злотенко Б. М. Методологія сучасних наукових досліджень: навч.-метод. матеріал для магістрів/ упор.: Б. М. Злотенко, Т. І. Кулік, В. В. Стаценко. – Київ: КНУТД, 2014. – 59 с.;

96. Боровик В. П. Планування експерименту та обробка результатів: навч. посіб. / В. П. Боровик, І. М. Іванов. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – 144 с.;

97. Химич І. М. Теорія експерименту: навч. посіб. / І. М. Химич, В. М. Киричок. – Київ: Ліра-К, 2016. – 196 с.;
98. Коршунов А. І. Основи теорії експерименту та обробки результатів вимірювань: навч. посіб. / А. І. Коршунов. – Київ: КНУ, 2004. – 192 с.;
99. Григор'єв Ю. В. Основи статистичної обробки результатів експериментів з використанням Excel та R: навч. посіб. / Ю. В. Григор'єв, Д. О. Ісаєв. – Київ: КНЕУ, 2020. – 176 с.;
100. Левенець І. Б. Математична обробка експериментальних даних у середовищі MATLAB: навч. посіб. / І. Б. Левенець. – Львів: Видавництво ЛНУ, 2017. – 133 с.;
101. Montgomery D. C. Design and Analysis of Experiments / D. C. Montgomery. – 9th ed. – Hoboken, NJ: Wiley, 2017. – 752 p.;
102. Пат. №110417 Україна, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / М.Г.Залюбовський, І.В.Панасюк; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – №u201603277; заявл. 30.03.2016; опублік. 10.10.2016, Бюл. № 19;
103. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD – The University of Birmingham, UK., 2012. – 316 p.;
104. ДСТУ EN ІЕС 60947-4-1:2019. Апаратури комутаційні та керувальні низьковольтні. Частина 4-1. Контактори та пускачі двигунів. – Електромеханічні контактори та пускачі двигунів. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019;
105. ДСТУ EN ІЕС 60034-1:2019. Електричні машини обертові. Номінальні параметри та характеристики. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019;
106. ДСТУ 2458-94. Передачі черв'ячні циліндричні. Основні параметри. – Київ : Держстандарт України, 1994;
107. ДСТУ 2365-94. Машини електричні асинхронні потужністю до 400 кВт включно. Двигуни. Загальні технічні умови. – Київ : Держстандарт України, 1994;

108. Редуктори Bonfiglioli. Конічно-циліндричні редуктори. [Електронний ресурс]. – URL:

<https://beltimport.ua/uk/production/reduktori/cilindricsno-konicsni-ta-konicsni-reduktori> / (дата звернення: 20.04.2026);

109. Редуктори Bonfiglioli. Редуктори черв'ячні. [Електронний ресурс]. – URL: <https://beltimport.ua/uk/production/reduktori/chervyachni-reduktori> / (дата звернення: 20.04.2026);

110. Муфти Flender. Еластичні поліуретанові муфти. [Електронний ресурс]. – URL: <https://galp.com.ua/couplings> / (дата звернення: 20.04.2026).

ДОДАТКИ

Додаток А
Таблиця 2.1

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 20^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(\alpha)}=0,187 \text{ м)}$$

$$6,18 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 20,49 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 126,0 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 69,2 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	114,51 -135,79	101,26 -143,82	86,02 -149,85	68,71 -153,82	48,86 -155,25	25,68 -153,35

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	62,20 -75,03	54,02 -79,69	44,56 -83,07	33,63 -84,97	20,84 -85,02	5,39 -82,41

Рис. А.1.

Таблиця 2.2

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(\alpha)}=0,245 \text{ м})$$

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 131,3 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 60,5 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	118,35 -141,42	102,86 -149,00	84,40 -153,61	62,55 -154,83	35,95 -151,30	1,85 -140,27

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	55,04 -64,84	48,61 -68,21	41,04 -70,44	32,16 -71,36	21,67 -70,66	8,82 -67,61

Рис. А.2.

Таблиця 2.3

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 40^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(\omega)}=0,293 \text{ м})$$

$$5,04 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 32,10 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 139,5 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 55,3 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	124,79 -150,88	106,56 -158,75	84,41 -162,68	57,35 -161,71	23,07 -153,53	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	50,77 -58,96	45,40 -61,78	39,11 -63,69	31,78 -64,55	23,17 -64,14	12,83 -61,99

Рис. А.3.

Таблиця 2.4

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 50^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(\omega)}=0,334 \text{ м)}$$

$$4,23 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 36,59 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 152,3 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 51,8 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	134,69 -165,78	112,78 -174,96	85,96 -179,22	52,79 -177,14	9,65 -164,93	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	47,86 -55,05	43,29 -57,66	38,02 -59,58	31,97 -60,72	25,02 -60,96	16,92 -60,05

Рис. А.4.

Таблиця 2.5

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 60^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(\alpha)}=0,370 \text{ м})$$

$$3,29 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 40,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 172,7 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 49,2 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	150,27 -190,23	122,78 -202,72	89,46 -209,37	48,50 -208,38	- -	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	45,73 -52,22	41,81 -54,79	37,41 -56,88	32,51 -58,47	27,04 -59,49	20,91 -59,85

Рис. А.5.

Таблиця 2.6

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від діаметру робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,06$ м;

$$R_{(r)}=0,245 \text{ м})$$

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 131,3 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 60,5 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	118,35 -141,42	102,86 -149,00	84,40 -153,61	62,55 -154,83	35,95 -151,30	1,85 -140,27

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	55,04 -64,84	48,61 -68,21	41,04 -70,44	32,16 -71,36	21,67 -70,66	8,82 -67,61

Рис. Б.1.

Таблиця 2.7

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від діаметру робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,07$ м;

$$R_{(r)}=0,254 \text{ м})$$

$$6,68 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 27,83 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 15,34 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 121,18 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 59,37 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	108,52 -131,49	93,43 -139,35	75,67 -144,53	54,70 -146,62	29,57 -144,39	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	53,30 -63,26	46,09 -68,14	37,64 -70,70	27,70 -71,79	15,85 -70,97	1,02 -67,17

Рис. Б.2.

Таблиця 2.8

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від діаметру робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,08$ м;

$$R_{(r)}=0,262 \text{ м)}$$

$$7,56 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 28,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 17,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 113,91 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 58,47 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	101,24 -124,43	86,37 -132,66	68,99 -138,57	48,81 -141,40	24,77 -140,71	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	51,77 -64,00	43,89 -68,28	34,10 -72,43	23,85 -72,63	10,89 -71,97	- -

Рис. Б.3.

Таблиця 2.9

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від діаметру робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,09$ м;

$$R_{(r)}=0,271 \text{ м)}$$

$$8,55 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 29,69 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 19,72 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 107,12 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 57,48 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	94,58 -117,64	79,97 -126,10	63,10 -132,30	43,57 -135,83	20,55 -135,87	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	50,22 -63,50	41,67 -68,24	31,69 -71,54	19,98 -73,12	5,87 -72,29	- -

Рис. Б.4.

Таблиця 2.10

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від діаметру робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($\alpha = 30^\circ$; $r=0,1$ м;

$$R_{(r)}=0,280 \text{ м)}$$

$$9,53 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 30,67 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 21,9 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 101,5 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 56,6 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	89,03 -112,01	74,67 -120,63	58,19 -127,13	39,23 -131,15	17,04 -131,94	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	48,76 -63,04	39,62 -68,18	28,97 -71,81	16,45 -73,57	1,26 -72,66	- -

Рис. Б.5.

Таблиця 2.11

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($l=0,210$ м; $\alpha_{(l)}=36,7^\circ$;

$$r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,278 \text{ м})$$

$$5,27 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 30,46 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 136,44 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 56,75 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	122,40 -147,36	105,15 -155,05	81,92 -156,78	58,99 -158,80	27,38 -152,14	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	51,99 -60,62	46,31 -63,57	39,64 -65,54	31,84 -66,38	22,65 -65,82	11,52 -63,32

Рис. В.1.

Таблиця 2.12

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($l=0,230$ м; $\alpha_{(l)}=34,7^\circ$;

$$r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,268 \text{ м})$$

$$5,4 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 29,36 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 134,78 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 57,80 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	121,13 -145,48	104,43 -153,13	84,33 -157,39	60,11 -157,51	30,12 -151,88	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	52,86 -61,82	46,96 -64,88	40,04 -66,91	31,94 -67,77	22,37 -67,16	10,74 -64,49

Рис. В.2.

Таблиця 2.13

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($l=0,250$ м; $\alpha_{(l)}=33,0^\circ$;

$$r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,260 \text{ м})$$

$$5,51 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 28,48 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 133,43 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 58,69 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	120,09 -143,95	103,83 -151,56	84,34 -155,94	60,95 -156,42	32,22 -151,54	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	53,59 -62,83	47,51 -65,98	40,37 -68,07	32,00 -68,94	22,11 -68,28	10,06 -65,47

Рис. В.3.

Таблиця 2.14

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($l=0,270$ м; $\alpha_{(l)}=31,4^\circ$;

$$r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,252 \text{ м})$$

$$5,6 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 27,61 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 132,40 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 59,60 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	119,31 -142,79	103,42 -150,39	84,45 -154,89	61,82 -155,75	34,24 -151,65	- -

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	55,00 -64,53	48,09 -67,15	40,73 -69,31	32,11 -70,22	21,92 -69,55	9,49 -66,64

Рис. В.4.

Таблиця 2.15

Результати дослідження взаємного впливу відносної та переносної кутових швидкостей ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху матеріальної точки М ($l=0,290$ м; $\alpha_{(l)} =$

$$30,0^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,245 \text{ м})$$

$$5,7 \cdot 10^{-4} \cdot n_{3r}^2 + 26,84 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e}^2 + 13,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_{5e} \cdot n_{3r} - 9,81 = 0$$

$$n_{5e} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{3r \text{ max}} = 131,3 \text{ об/хв}$$

$$n_{3r} = 0 \text{ об/хв} = \text{const}; n_{5e \text{ max}} = 60,5 \text{ об/хв}$$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв	$n_{5e} = 60,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	118,35 -141,42	102,86 -149,00	84,40 -153,61	62,55 -154,83	35,95 -151,30	1,85 -140,27

Параметр \ Результат	$n_{3r} = 20,$ об/хв	$n_{3r} = 40,$ об/хв	$n_{3r} = 60,$ об/хв	$n_{3r} = 80,$ об/хв	$n_{3r} = 100,$ об/хв	$n_{3r} = 120,$ об/хв
$n_{5e}, \text{ об/хв}$	55,04 -64,84	48,61 -68,21	41,04 -70,44	32,16 -71,36	21,67 -70,66	8,82 -67,61

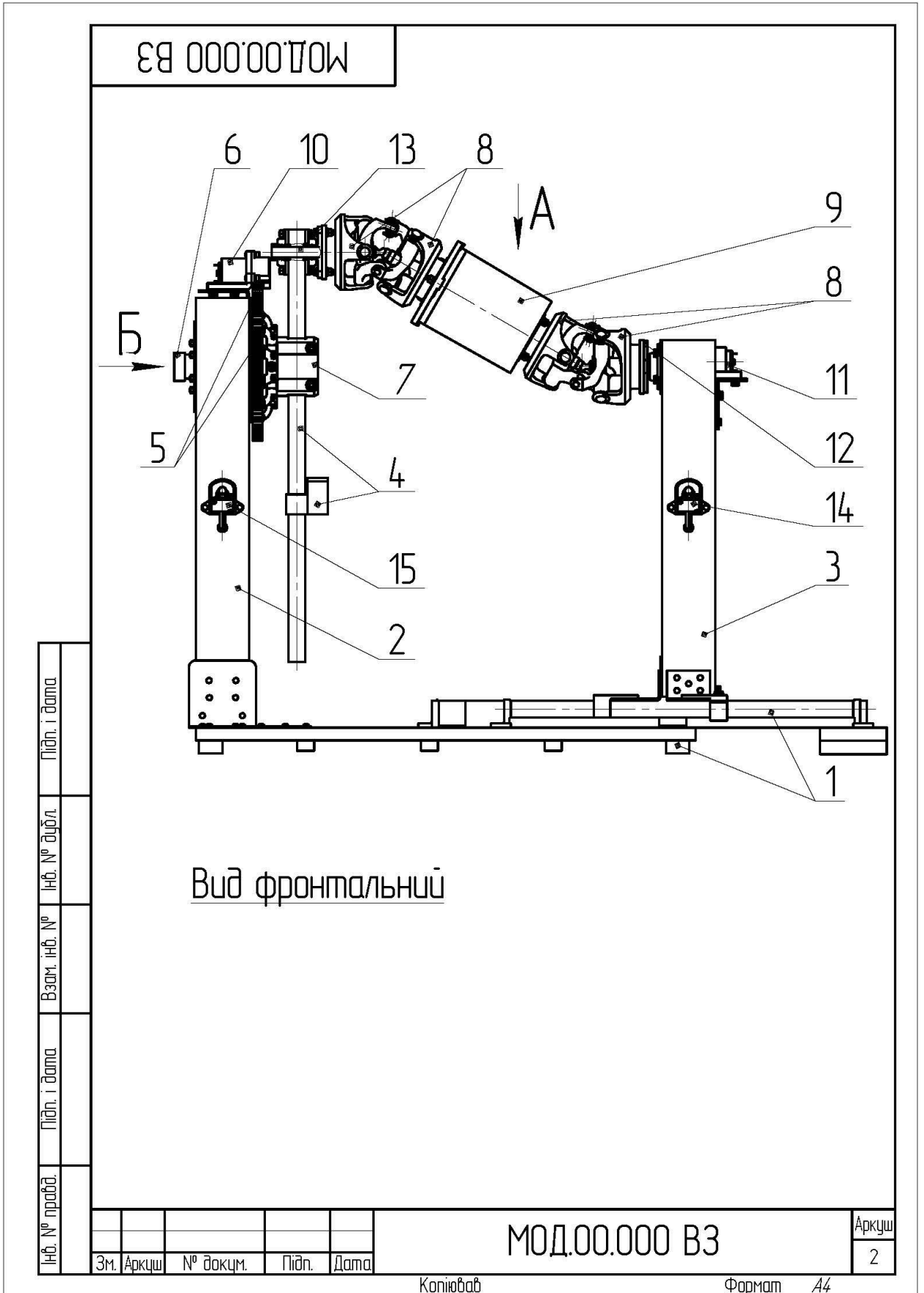
Рис. В.5.

Додаток Г

Специфікація машини для обробки деталей удосконаленої конструкції

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка		
				Документація				
A4			МОД.00.000 ВЗ	Кресленник загального виду				
A2			МОД.00.000 СК	Складальний кресленник				
A4			МОД.00.000 КДС	Каталог 3D-деталей				
				Складальні одиниці				
-	1	МОД.01.000		Корпус з напрямними	1	Є деталі 3D-друку		
-	2	МОД.02.000		Стійка нерухома	1			
-	3	МОД.03.000		Стійка рухома	1	Є деталі 3D-друку		
-	4	МОД.04.000		Кривошип із противагою	1	Є деталі 3D-друку		
A4	5	МОД.05.000		Передача зубчаста приводу кривошипа	1	Є деталі 3D-друку		
-	6	МОД.06.000		Ведучий вал переносного руху ЄР	1	Є деталі 3D-друку		
-	7	МОД.07.000		Блок регулювання довжини кривошипа	1	Є деталі 3D-друку		
A4	8	МОД.08.000		Шарнир рівних кутів швидкостей	2	Є деталі 3D-друку		
			МОД.00.000					
			Зм. Аркци	№ докцм.	Підп.	Дата		
			Розроб.	Кошель О.С.				
			Перев.					
			Н.контр.					
			Затв.					
			Машини для обробки деталей			Літ.	Аркци	Аркцишв
							1	2
						КНУТД		
			Копіював			Формат А4		

Рис. Г.1.



МОД.00.000 ВЗ

МОД.00.000 ВЗ

Інв. № прораб.	Підп. і дата
Взам. інв. №	Інв. № дубл.
Підп. і дата	Підп. і дата

Зм.	Аркцш	№ докцм.	Підп.	Дата
-----	-------	----------	-------	------

Аркуш
2

Копіював

Формат А4

Рис. Г.2.

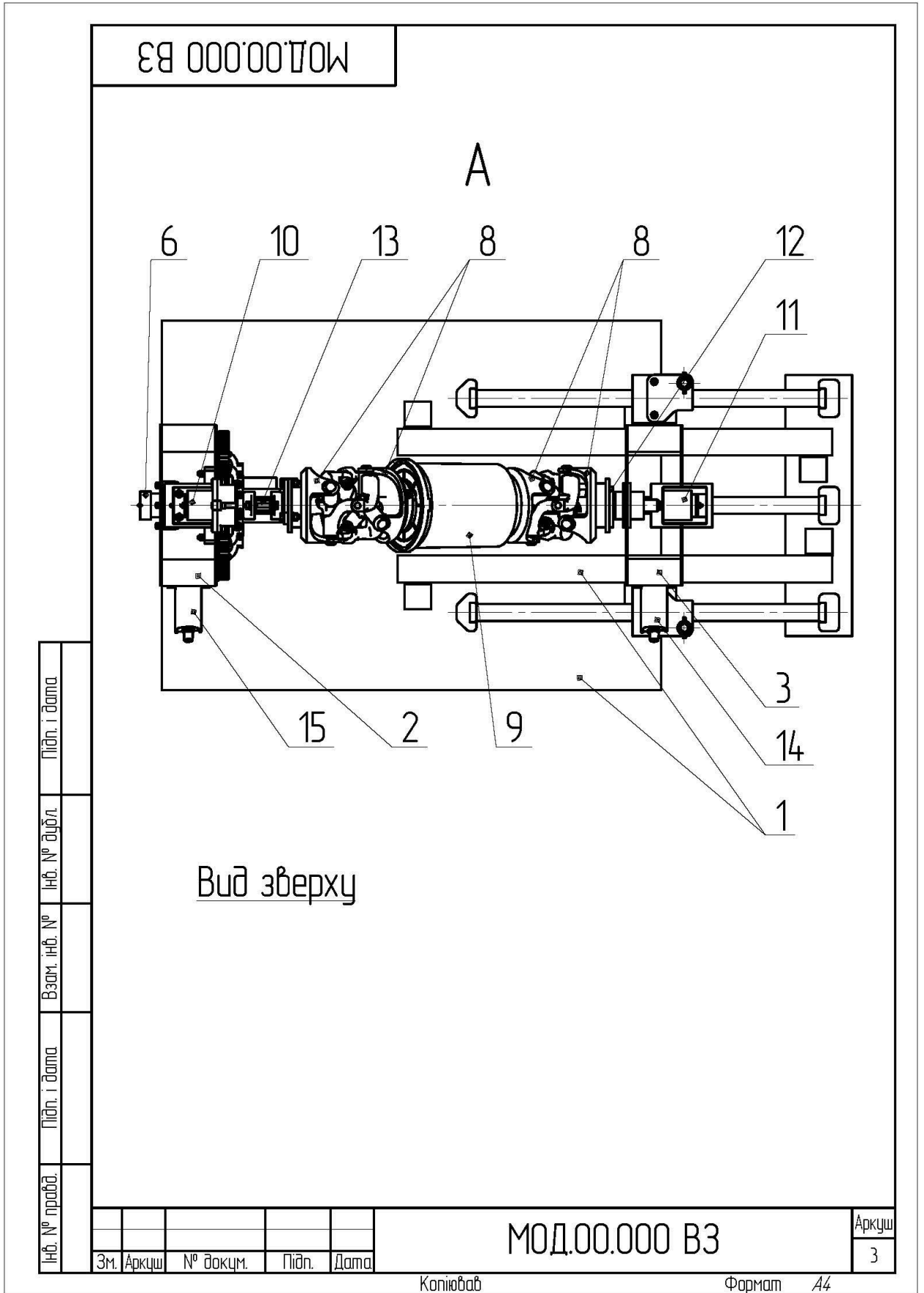


Рис. Г.3.

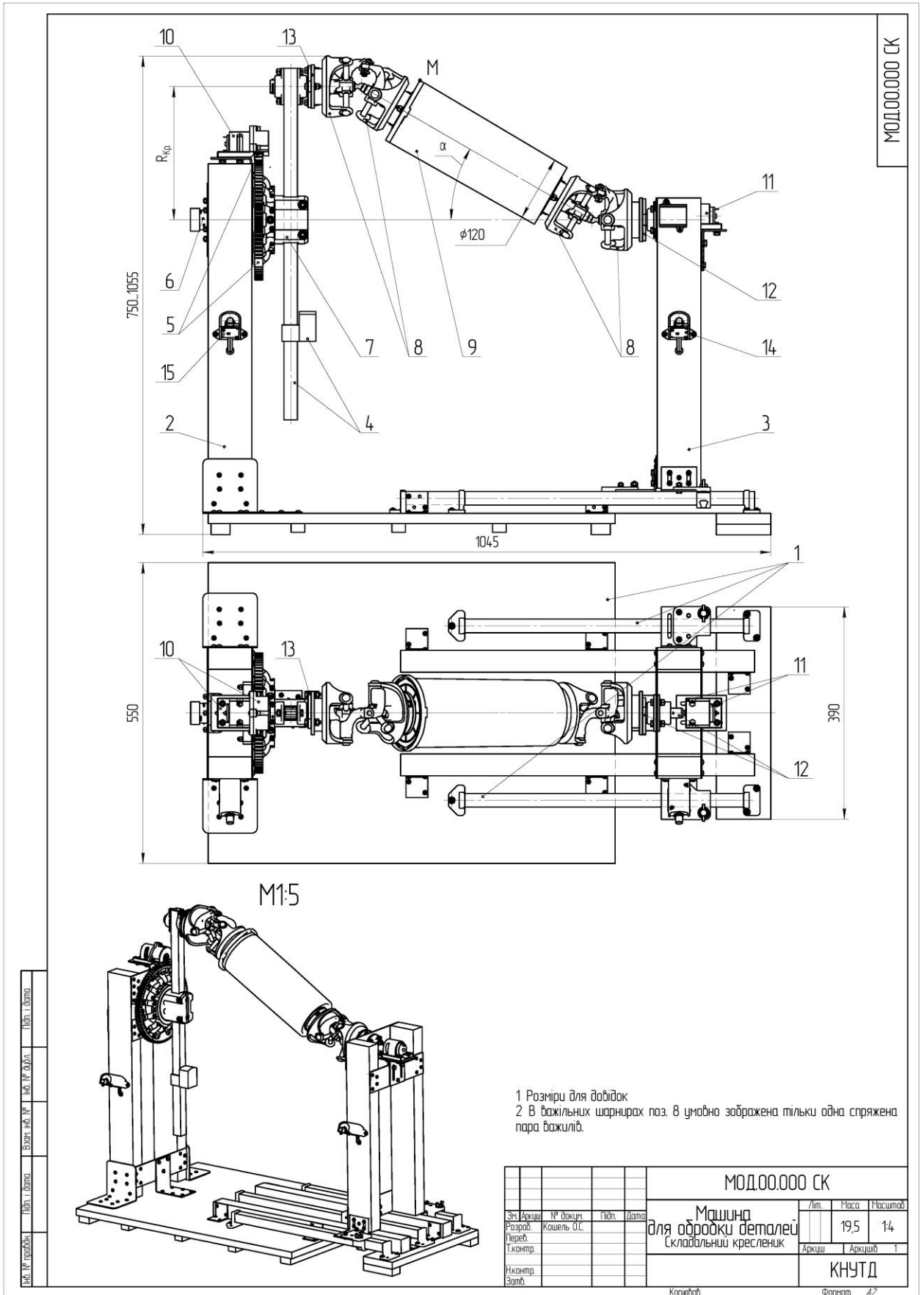
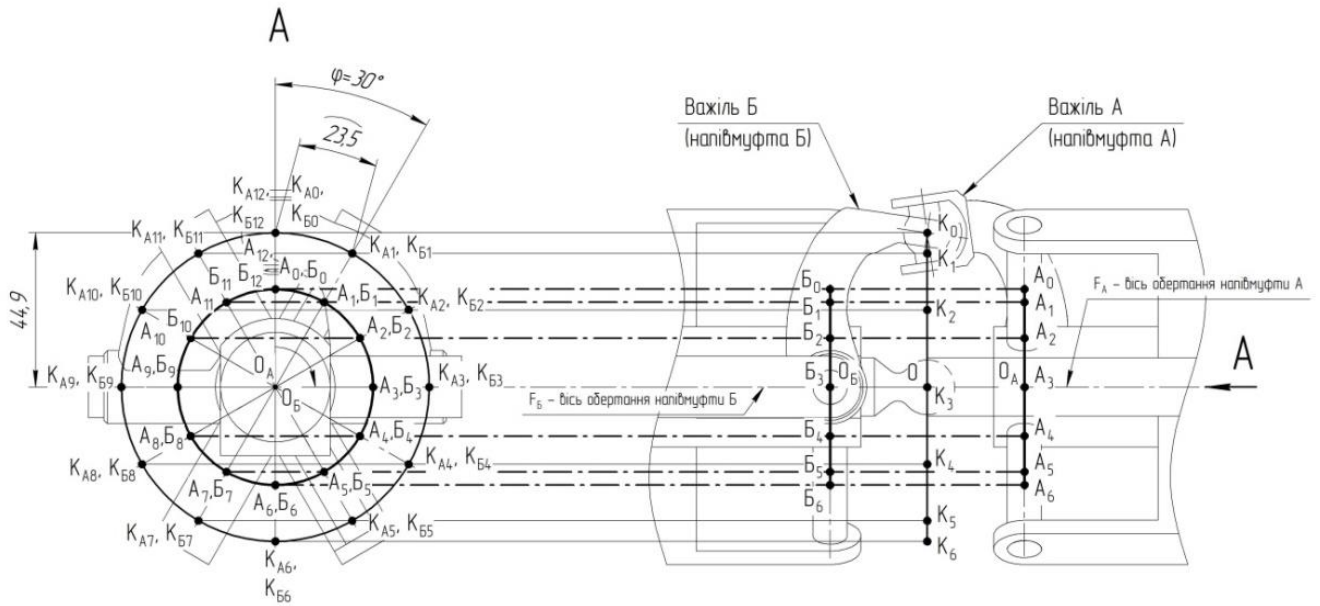


Рис. Г.6.

До дослідження кінематики шарнірного з'єднання обраної конструкції

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=0$



Таблиця параметрів траєкторії точки К спряжених важилів шарніру												
Кут "α"	0											
Кут "φ"	360/0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Напівмуфта А (ведуча)												
Радіус $K_{i0}O_i / K_{i0}O_i$	$K_{A0}O_A$	$K_{A1}O_A$	$K_{A2}O_A$	$K_{A3}O_A$	$K_{A4}O_A$	$K_{A5}O_A$	$K_{A6}O_A$	$K_{A7}O_A$	$K_{A8}O_A$	$K_{A9}O_A$	$K_{A10}O_A$	$K_{A11}O_A$
мм	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9
Кутове переміщення точки $K_{i0}K_{i1}$	$K_{A0}K_{A1}$	$K_{A1}K_{A2}$	$K_{A2}K_{A3}$	$K_{A3}K_{A4}$	$K_{A4}K_{A5}$	$K_{A5}K_{A6}$	$K_{A6}K_{A7}$	$K_{A7}K_{A8}$	$K_{A8}K_{A9}$	$K_{A9}K_{A10}$	$K_{A10}K_{A11}$	$K_{A11}K_{A12}$
мм	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Напівмуфта Б (ведена)												
Радіус $K_{j0}O_j / K_{j0}O_j$	$K_{B0}O_B$	$K_{B1}O_B$	$K_{B2}O_B$	$K_{B3}O_B$	$K_{B4}O_B$	$K_{B5}O_B$	$K_{B6}O_B$	$K_{B7}O_B$	$K_{B8}O_B$	$K_{B9}O_B$	$K_{B10}O_B$	$K_{B11}O_B$
мм	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9	44,9
Кутове переміщення точки $K_{j0}K_{j1}$	$K_{B0}K_{B1}$	$K_{B1}K_{B2}$	$K_{B2}K_{B3}$	$K_{B3}K_{B4}$	$K_{B4}K_{B5}$	$K_{B5}K_{B6}$	$K_{B6}K_{B7}$	$K_{B7}K_{B8}$	$K_{B8}K_{B9}$	$K_{B9}K_{B10}$	$K_{B10}K_{B11}$	$K_{B11}K_{B12}$
мм	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5

Кут "α"----- кут нахилу напівмуфт між собою
 Кут "φ"----- кут повороту точки К відносно вісі обертання напівмуфти
 Миттєвий радіус KF-- миттєва проекція точки К на вісь обертання напівмуфти

Рис. Д.1.

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=15^\circ$

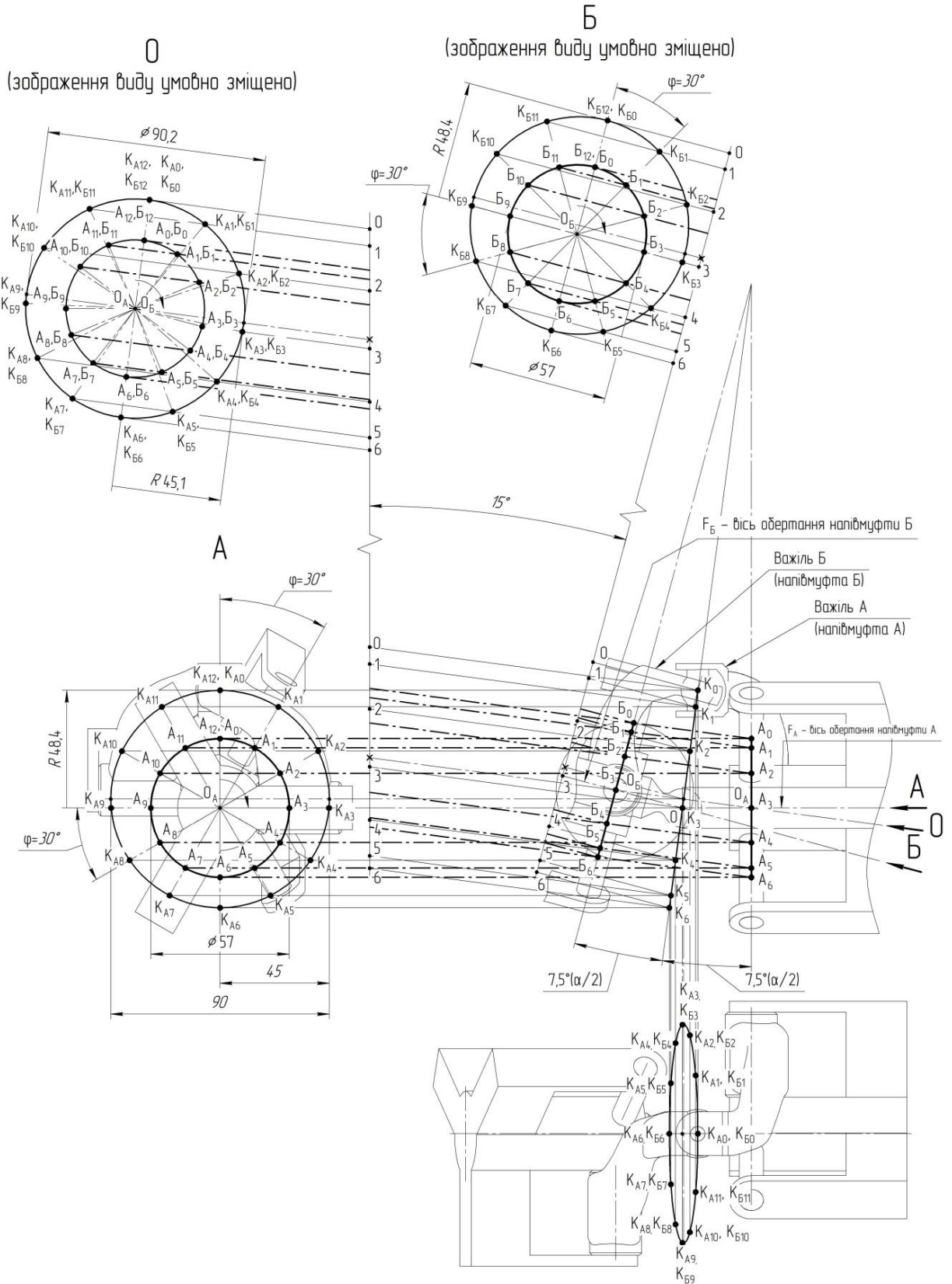


Рис. Д.2.

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=15^\circ$

Таблиця траєкторії точки К спряжених важилів шарниру												
15°												
Кут "α"	360/0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Кут "φ"												
Важіль А (ведуча напівмуфта)												
Міттевий радіус $K_A O_A$ мм	$K_{A12} O_A / K_{A10} O_A$	$K_{A1} O_A$	$K_{A2} O_A$	$K_{A3} O_A$	$K_{A4} O_A$	$K_{A5} O_A$	$K_{A6} O_A$	$K_{A7} O_A$	$K_{A8} O_A$	$K_{A9} O_A$	$K_{A10} O_A$	$K_{A11} O_A$
	48,4	48,0	46,8	44,9	43,0	41,6	41,0	41,6	43,0	44,9	46,8	48,0
Кутове переміщення точки K_A мм	$K_{A0} K_{A1}$	$K_{A1} K_{A2}$	$K_{A2} K_{A3}$	$K_{A3} K_{A4}$	$K_{A4} K_{A5}$	$K_{A5} K_{A6}$	$K_{A6} K_{A7}$	$K_{A7} K_{A8}$	$K_{A8} K_{A9}$	$K_{A9} K_{A10}$	$K_{A10} K_{A11}$	$K_{A11} K_{A12}$
	25,3	24,8	24,0	23,0	22,1	21,6	21,6	21,6	23,0	24,0	24,8	25,3
Важіль Б (ведена напівмуфта)												
Радіус $K_B O_B$ мм	$K_{B12} O_B / K_{B10} O_B$	$K_{B1} O_B$	$K_{B2} O_B$	$K_{B3} O_B$	$K_{B4} O_B$	$K_{B5} O_B$	$K_{B6} O_B$	$K_{B7} O_B$	$K_{B8} O_B$	$K_{B9} O_B$	$K_{B10} O_B$	$K_{B11} O_B$
	48,4	48,0	46,8	44,9	43,0	41,6	41,0	41,6	43,0	44,9	46,8	48,0
Кутове переміщення точки K_B мм	$K_{B0} K_{B1}$	$K_{B1} K_{B2}$	$K_{B2} K_{B3}$	$K_{B3} K_{B4}$	$K_{B4} K_{B5}$	$K_{B5} K_{B6}$	$K_{B6} K_{B7}$	$K_{B7} K_{B8}$	$K_{B8} K_{B9}$	$K_{B9} K_{B10}$	$K_{B10} K_{B11}$	$K_{B11} K_{B12}$
	25,3	24,8	24,0	23,0	22,1	21,6	21,6	22,1	23,0	24,0	24,8	25,3

Кут "α"----- кут нахилу напівмуфт між собою
 Кут "φ"----- кут повороту точки К відносно вісі обертання напівмуфти
 Міттевий радіус K_F – проекція точки К на вісь обертання напівмуфти

Рис. Д.3.

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=30^\circ$

Таблиця траєкторії точки К спряжених важилів шарниру												
30°												
Кут "α"												
Кут "φ"	360/0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Важіль А (ведуча напівмуфта)												
Міттевий радіус $K_A O_A$, мм	$K_{A12} O_A / K_{A0} O_A$	$K_{A1} O_A$	$K_{A2} O_A$	$K_{A3} O_A$	$K_{A4} O_A$	$K_{A5} O_A$	$K_{A6} O_A$	$K_{A7} O_A$	$K_{A8} O_A$	$K_{A9} O_A$	$K_{A10} O_A$	$K_{A11} O_A$
	51,1	50,5	48,4	45,0	41,0	38,0	36,9	38,0	41,0	45,0	48,4	50,5
Кутове переміщення точки K_A , мм	$\widehat{K_{A0} K_{A1}}$	$\widehat{K_{A1} K_{A2}}$	$\widehat{K_{A2} K_{A3}}$	$\widehat{K_{A3} K_{A4}}$	$\widehat{K_{A4} K_{A5}}$	$\widehat{K_{A5} K_{A6}}$	$\widehat{K_{A6} K_{A7}}$	$\widehat{K_{A7} K_{A8}}$	$\widehat{K_{A8} K_{A9}}$	$\widehat{K_{A9} K_{A10}}$	$\widehat{K_{A10} K_{A11}}$	$\widehat{K_{A11} K_{A12}}$
	26,8	26,6	25,6	23,5	21,1	19,6	19,6	21,1	23,5	25,6	26,6	26,8
Важіль Б (ведена напівмуфта)												
Радіус $K_B O_B$, мм	$K_{B12} O_B / K_{B0} O_B$	$K_{B1} O_B$	$K_{B2} O_B$	$K_{B3} O_B$	$K_{B4} O_B$	$K_{B5} O_B$	$K_{B6} O_B$	$K_{B7} O_B$	$K_{B8} O_B$	$K_{B9} O_B$	$K_{B10} O_B$	$K_{B11} O_B$
	51,1	50,5	48,4	45,0	41,0	38,0	36,9	38,0	41,0	45,0	48,4	50,5
Кутове переміщення точки K_B , мм	$\widehat{K_{B0} K_{B1}}$	$\widehat{K_{B1} K_{B2}}$	$\widehat{K_{B2} K_{B3}}$	$\widehat{K_{B3} K_{B4}}$	$\widehat{K_{B4} K_{B5}}$	$\widehat{K_{B5} K_{B6}}$	$\widehat{K_{B6} K_{B7}}$	$\widehat{K_{B7} K_{B8}}$	$\widehat{K_{B8} K_{B9}}$	$\widehat{K_{B9} K_{B10}}$	$\widehat{K_{B10} K_{B11}}$	$\widehat{K_{B11} K_{B12}}$
	26,8	26,6	25,6	23,5	21,1	19,6	19,6	21,1	23,5	25,6	26,6	26,8

Кут "α" ----- кут нахилу напівмуфт між собою
 Кут "φ" ----- кут повороту точки К відносно вісі обертання напівмуфти
 Міттевий радіус K_F – проекція точки К на вісь обертання напівмуфти

Рис. Д.5.

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=45^\circ$

Таблиця траєкторії точки К спряжених важилів шарниру												
45°												
Кут "α"	360/0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Важіль А (ведуча напівмуфта)												
Миттєвий радіус K_{A0A} , мм	$K_{A12}O_A / K_{A0}O_A$	$K_{A1}O_A$	$K_{A2}O_A$	$K_{A3}O_A$	$K_{A4}O_A$	$K_{A5}O_A$	$K_{A6}O_A$	$K_{A7}O_A$	$K_{A8}O_A$	$K_{A9}O_A$	$K_{A10}O_A$	$K_{A11}O_A$
	52,8	52,3	50,0	45,0	38,7	34,2	32,7	34,2	38,7	45,0	50,0	52,3
Кутове переміщення точки $K_{A'}$, мм	$K_{A0}K_{A1}$	$K_{A1}K_{A2}$	$K_{A2}K_{A3}$	$K_{A3}K_{A4}$	$K_{A4}K_{A5}$	$K_{A5}K_{A6}$	$K_{A6}K_{A7}$	$K_{A7}K_{A8}$	$K_{A8}K_{A9}$	$K_{A9}K_{A10}$	$K_{A10}K_{A11}$	$K_{A11}K_{A12}$
	27,8	28,3	27,5	24,1	20,0	17,5	17,5	20,0	24,1	27,5	28,3	27,8
Важіль Б (ведена напівмуфта)												
Радіус K_{B0B} , мм	$K_{B12}O_B / K_{B0}O_B$	$K_{B1}O_B$	$K_{B2}O_B$	$K_{B3}O_B$	$K_{B4}O_B$	$K_{B5}O_B$	$K_{B6}O_B$	$K_{B7}O_B$	$K_{B8}O_B$	$K_{B9}O_B$	$K_{B10}O_B$	$K_{B11}O_B$
	52,8	52,3	50,0	45,0	38,7	34,2	32,7	34,2	38,7	45,0	50,0	52,3
Кутове переміщення точки $K_{B'}$, мм	$K_{B0}K_{B1}$	$K_{B1}K_{B2}$	$K_{B2}K_{B3}$	$K_{B3}K_{B4}$	$K_{B4}K_{B5}$	$K_{B5}K_{B6}$	$K_{B6}K_{B7}$	$K_{B7}K_{B8}$	$K_{B8}K_{B9}$	$K_{B9}K_{B10}$	$K_{B10}K_{B11}$	$K_{B11}K_{B12}$
	27,8	28,3	27,5	24,1	20,0	17,5	17,5	20,0	24,1	27,5	28,3	27,8

Кут "α" ----- кут нахилу напівмуфт між собою
 Кут "φ" ----- кут повороту точки К відносно вісі обертання напівмуфти
 Миттєвий радіус K_{F} – проекція точки К на вісь обертання напівмуфти

Рис. Д.7.

Кут нахилу між напівмуфтами $\alpha=60^\circ$

Таблиця траєкторії точки К спряжених важилів шарниру												
Кут "α"	60°											
Кут "φ"	360/0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Важіль А (ведуча напівмуфта)												
Мінімальний радіус $K_A O_A$, мм	$K_{A12} O_A / K_{A0} O_A$	$K_{A1} O_A$	$K_{A2} O_A$	$K_{A3} O_A$	$K_{A4} O_A$	$K_{A5} O_A$	$K_{A6} O_A$	$K_{A7} O_A$	$K_{A8} O_A$	$K_{A9} O_A$	$K_{A10} O_A$	$K_{A11} O_A$
53,1	$\widehat{K_{A0} K_{A1}}$	$\widehat{K_{A1} K_{A2}}$	$\widehat{K_{A2} K_{A3}}$	$\widehat{K_{A3} K_{A4}}$	$\widehat{K_{A4} K_{A5}}$	$\widehat{K_{A5} K_{A6}}$	$\widehat{K_{A6} K_{A7}}$	$\widehat{K_{A7} K_{A8}}$	$\widehat{K_{A8} K_{A9}}$	$\widehat{K_{A9} K_{A10}}$	$\widehat{K_{A10} K_{A11}}$	$\widehat{K_{A11} K_{A12}}$
28,3	30,0	30,2	25,2	18,8	15,6	15,6	18,8	30,4	25,2	30,2	30,0	28,3
Важіль Б (ведена напівмуфта)												
Мінімальний радіус $K_B O_B$, мм	$K_{B12} O_B / K_{B0} O_B$	$K_{B1} O_B$	$K_{B2} O_B$	$K_{B3} O_B$	$K_{B4} O_B$	$K_{B5} O_B$	$K_{B6} O_B$	$K_{B7} O_B$	$K_{B8} O_B$	$K_{B9} O_B$	$K_{B10} O_B$	$K_{B11} O_B$
53,1	$\widehat{K_{B0} K_{B1}}$	$\widehat{K_{B1} K_{B2}}$	$\widehat{K_{B2} K_{B3}}$	$\widehat{K_{B3} K_{B4}}$	$\widehat{K_{B4} K_{B5}}$	$\widehat{K_{B5} K_{B6}}$	$\widehat{K_{B6} K_{B7}}$	$\widehat{K_{B7} K_{B8}}$	$\widehat{K_{B8} K_{B9}}$	$\widehat{K_{B9} K_{B10}}$	$\widehat{K_{B10} K_{B11}}$	$\widehat{K_{B11} K_{B12}}$
28,3	30,0	30,2	25,2	18,8	15,6	15,6	18,8	30,4	25,2	30,2	30,0	28,3

Кут "α"----- кут нахилу напівмуфт між собою
 Кут "φ"----- кут повороту точки К відносно вісі обертання напівмуфти
 Мінімальний радіус K_F – проекція точки К на вісь обертання напівмуфти

Рис. Д.9.

Приклади режимів відносного руху масиву деталей в робочій ємності машини для обробки деталей удосконаленої конструкції



Рис. Е.1. Каскадний режим руху робочого масиву в РС



Рис. Е.2. Каскадно-водоспадний режим руху робочого масиву в РС



Рис. Е.3. Водоспадний режим руху робочого масиву в РС



Рис. Е.4. Критичний режим руху робочого масиву в РС



Рис. Е.5. Передкритичний режим руху робочого масиву в РС



Рис. Е.6. Критичний режим руху робочого масиву в РС

Додаток Є

Приклад положень кривошипа та робочої ємності в машині для обробки деталей удосконаленої конструкції в статичних та динамічних умовах (вертикально нижнє розташування кривошипа)



Рис. Є.1. Вертикально нижнє розташування кривошипа в статичних умовах



Рис. Є.2. Вертикально нижнє розташування кривошипа в динамічних умовах

Додаток Ж

Приклад положень кривошипа та робочої ємності в машині для обробки деталей удосконаленої конструкції в динамічних умовах (вертикально верхнє розташування кривошипа)



Рис. Ж.1. Передкритичний режим руху робочого масиву в РС

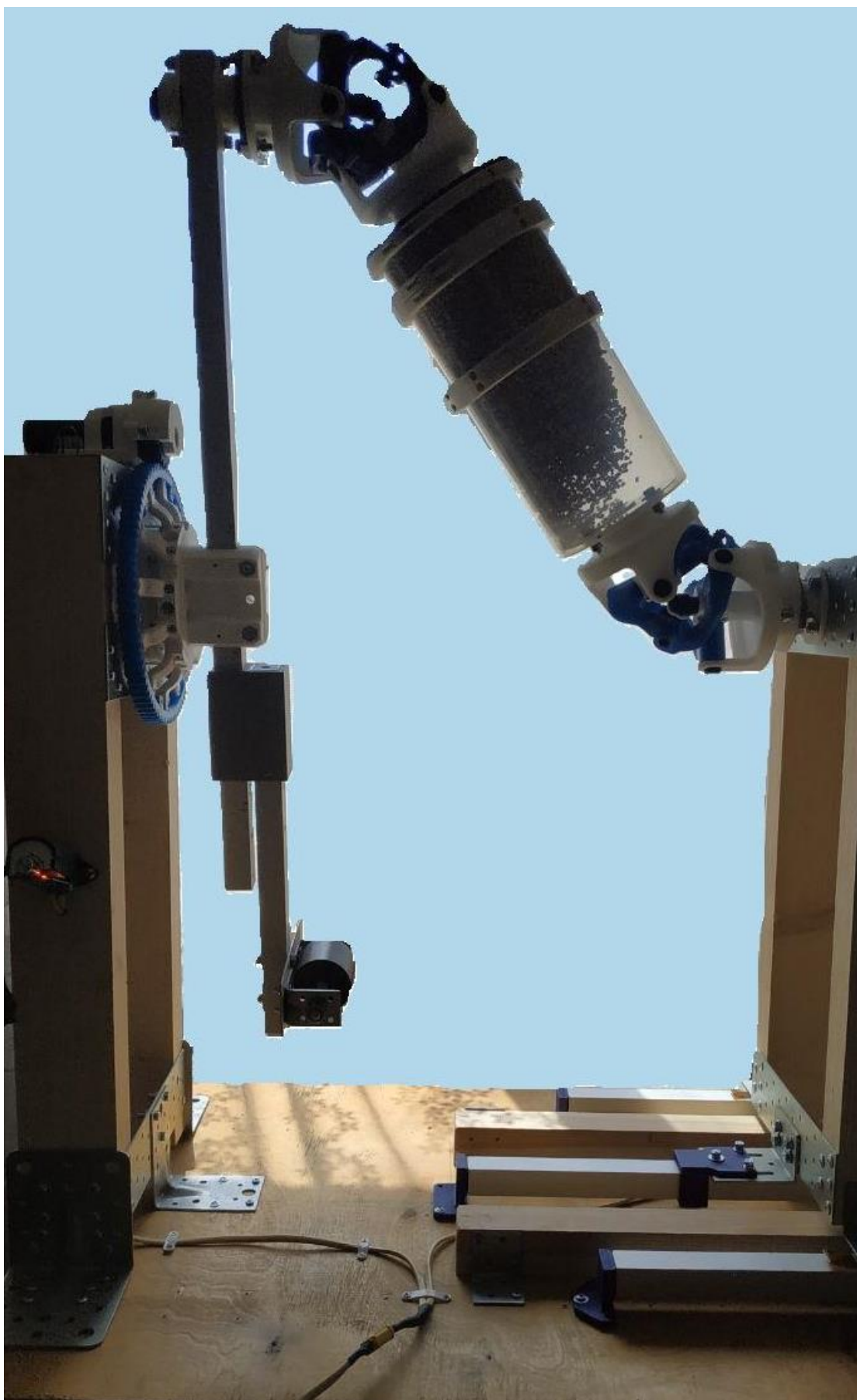


Рис. Ж.2. Критичний режим руху робочого масиву в РС

Документи, які підтверджують технічну новизну отриманих результатів



Рис. 3.1.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 155458 (13) U
 (51) МПК (2024.01)
 B01F 31/00
 B24B 31/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2023 04573	(72) Винахідник(и): Кошель Сергій Олександрович (UA), Панасюк Ігор Васильович (UA), Залобовський Марк Геннадійович (UA), Кошель Олександр Сергійович (UA), Кошель Ганна Володимирівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 27.09.2023	(73) Володівець (володівець): ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА", вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 29.02.2024	
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 28.02.2024, Бюл.№ 9	

(54) МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

(57) Реферат:

Машина для обробки деталей містить станину, два вала, що встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, встановлений в станині привод з електродвигуном з ведучим валом. Додатково машина оснащена другим приводом з електродвигуном та другим ведучим валом, що жорстко з'єднаний з кривошипом, який кінематично з'єднаний з першим ведучим валом.

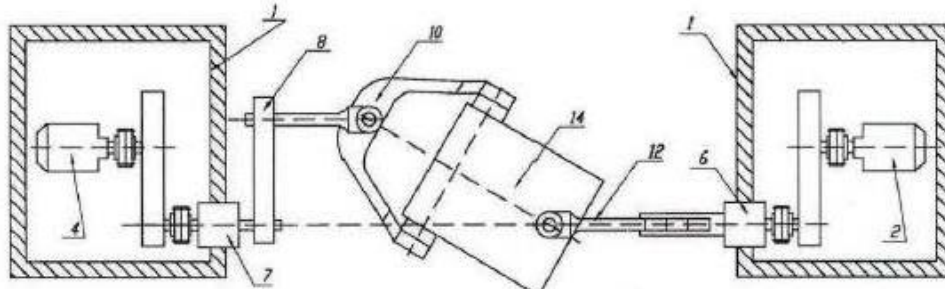


Fig. 2

Рис. 3.2.

UA 155458 U

UA 155458 U

Корисна модель належить до машинобудування та приладобудування, зокрема до машин для обробки деталей.

Відома машина для обробки деталей (патент України №110417, МПК (2016.01): B01F 11/00), яка містить станину, два вали, один з яких є ведучим, що встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і 5 робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, встановлений в станині вал привода та електродвигун з валом.

Така конструкція машини не забезпечує можливості регулювання кінематичних та динамічних параметрів переміщення сипкого робочого середовища з інтенсивністю, яка б 10 урахувала фізико-механічні особливості широкого асортименту деталей, що підлягають обробці в такий спосіб та знижує якість їх обробки.

Відома машина для обробки деталей (патент України №109083, МПК (2016.01): B01F 11/00, B24B 31/00 2016 р.), яка містить станину, два вали, що встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої 15 ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, та встановлений в станині привод з електродвигуном з ведучим валом.

Однак, така конструкція машини, в якій ведучий та ведений вали, що встановлені в станині та розташовані перпендикулярно до неї з одного боку (відносно подвійного просторового шарніра, виконаного у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на 20 діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях) та паралельно в одній площині, призводить до швидкої зміни орієнтації робочої ємності в просторі та здатна викликати різку зміну переміщення робочого середовища відносно робочої ємності, що призводить до порушення режимів обробки деталей та, як наслідок, погіршує якість їх обробки. Також слід зазначити, що в машині такої конструкції, по суті, відсутні параметри регулювання (окрім зміни частоти обертання ведучого вала), які б впливали на кінематичні та динамічні параметри руху 25 робочого середовища в робочій ємності та дозволяли б підбирати режими обробки деталей залежно від їх асортименту. Крім цього, слід зазначити, що просторовий механізм машини такої конструкції є дуже "чутливим" до геометричних розмірів ланок та їх розташування в просторі: незначна зміна лінійних розмірів ланок та їх положення може призвести до підclinювання механізму під час роботи та виходу машини з ладу, що унеможливіє побудову різного 30 типорозміру машин такої конструкції для різного асортименту деталей, що вимагають при їх обробці різних режимів обробки. При такій конструкції машина для обробки деталей має дуже обмежені та вузькі асортиментні можливості застосування.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку машину для обробки деталей, в 35 якій шляхом введення нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення якості обробки деталей та розширились би асортиментні можливості застосування машини.

Поставлена задача вирішується тим, що машина для обробки деталей, яка містить станину, два вали, що встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними 40 на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, встановлений в станині привод з електродвигуном з ведучим валом, згідно з корисною моделлю, додатково оснащена другим приводом з електродвигуном та другим ведучим валом, що жорстко з'єднаний з кривошипом, який кінематично з'єднаний з першим ведучим валом.

Також бажано, щоби другий ведучий вал був встановлений співвісно до першого ведучого 45 вала.

Оснащення машини другим приводом з електродвигуном та другим ведучим валом, що жорстко з'єднаний з кривошипом, дає можливість за допомогою кривошипа задати переносний обертальний рух робочої ємності разом з робочим масивом деталей відносно горизонтальної осі, що розташована співвісно з першим ведучим валом першого приводу, який задає відносний рух робочої ємності та робочого масиву деталей. Переносний обертальний рух робочої ємності 50 разом з робочим масивом деталей характеризується тим, що точка центру геометричної довжини осі кріплення робочої ємності з першоювилкою буде нерухомою, а точка, що співпадає з центром геометричної довжини осі кріплення робочої ємності з другоювилкою, буде рухатись в площині, перпендикулярній до геометричних осей першого та другого валів по колу, радіус якого дорівнює радіусу кривошипа. Саме виконання такої умови дозволяє стверджувати, що відносний рух, який задається робочій ємності першим валом за цикл руху (один повний оберт), 55 буде можливим для будь-якого положення кривошипа тому, що дозволяє забезпечити рухомість ланок подвійного просторового шарніра, виконаного у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях при умові незмінної величини відстані між підшипниковими опорами валів. 60

UA 155458 U

Конструкція машини, в якій два ведучих вали, що встановлені в станині та розташовані перпендикулярно до неї з різних боків (відносно подвійного просторового шарніра, виконаного у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях) та співвісно в одній площині, не призводить до швидкої зміни орієнтації робочої ємності в просторі тому, що кінематичний просторовий ланцюг, до складу якого входить подвійний просторовий шарнір, виконаний у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, за цикл відносного руху, що задається першим ведучим валом, буде робити просторовий рух відносно умовної геометричної осі, яка співпадає з твірною конуса, який умовно утворює лінія, що з'єднує нерухому точку центру геометричної довжини осі кріплення робочої ємності з першоювилкою та точку, що співпадає з центром геометричної довжини осі кріплення робочої ємності з другоювилкою за рахунок переносного обертального руху, який задається другим ведучим валом за допомогою кривошипа. Тому за умови відсутності швидкої зміни орієнтації робочої ємності в просторі в машині такої конструкції будемо мати переміщення робочого масиву деталей відносно робочої ємності без порушення режиму обробки деталей та, як наслідок, покращення якості їх обробки.

Така конструкція машини за цикл свого руху забезпечує однакову інтенсивність обробки деталей по всьому внутрішньому об'єму ємності за рахунок складання двох рухів: рух робочого масиву деталей відносно робочої ємності в радіальному напрямку задається відносним просторовим обертальним рухом робочої ємності, а рух в осьовому напрямку масиву деталей задається переносним рухом робочої ємності за допомогою обертального руху кривошипа.

Конструкція машини має широкий спектр можливостей щодо параметрів регулювання роботи, які впливають на режими руху масиву деталей в робочій ємності, та дозволяє розширити асортиментні можливості технологічного обладнання. До таких параметрів належать: частота та напрямок обертання двох ведучих валів машини, величина лінійного розміру кривошипа, а з урахуванням того, що рухомість просторового кінематичного ланцюга відносно станини машини такої конструкції може бути забезпечена ланками, довжини яких можна змінювати в певних діапазонах за умови збереження працездатності машини, то до змінних параметрів можна віднести геометричні розміри ланок механізму подвійного просторового шарніра, що дозволило б створити ряд таких машин для різних асортиментних груп виробів або деталей.

На фіг. 1 представлено кінематичну схему машини, на фіг. 2 - вигляд загальний машини для обробки деталей.

Машина для обробки деталей містить станину 1, в якій розміщений перший привод з електродвигуном 2, перший ведучий вал 3 та другий привод з електродвигуном 4, другий ведучий вал 5, що встановлені в підшипникових опорах 6 та 7 відповідно. На другому ведучому валу 5 встановлений кривошип 8, що кінематично з'єднаний з подвійним просторовим шарніром 9, що виконаний у вигляді вилок 10 та 12, діаметрально взаємно перпендикулярні осі яких 11 та 13 є осями кріплення робочої ємності 14. В свою чергу перша вилка 12 з'єднана з першим ведучим валом 3, що встановлений в підшипникових опорах 6 співвісно з другим ведучим валом 5.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. При вмиканні першого привода з електродвигуном 2 обертальний рух передається першому валу 3, встановленому в підшипниковій опорі 6, передається на першу вилку 12 та за допомогою робочої ємності 14 рух передається до другої вилок 10. Таким чином, просторовий шарнір 9 рухається відносно геометричної осі обертальної кінематичної пари А та забезпечує відносний обертальний рух робочої ємності 14 разом з робочим масивом деталей. У свою чергу, від другого привода з електродвигуном 4, розташованим в станині 1, обертальний рух передається на другий ведучий вал 5, встановлений в підшипниковій опорі 7, який передає обертальний рух кривошипу 8, який в свою чергу утворює обертальну кінематичну пару А з подвійним просторовим шарніром 9 та задає їй обертальний рух по колу, радіус якого дорівнює довжині кривошипа в площині, перпендикулярній до геометричної осі валів 3 та 5. Таким чином задається обертальний рух кінематичній парі А та разом з нею переносний обертальний рух робочої ємності 14 відносно геометричної осі валів 3 та 5, який забезпечує робочому масиву деталей рух в осьовому напрямку відносно робочої ємності. наявність двох приводів з електродвигунами та кривошипа 8 в конструкції машини дозволяє забезпечити складний просторовий рух робочої ємності 14 з можливістю регулювання кінематичних параметрів її руху, які, в свою чергу, впливають на режими руху масиву деталей в робочій ємності та дозволяють розширити асортиментні можливості технологічного обладнання.

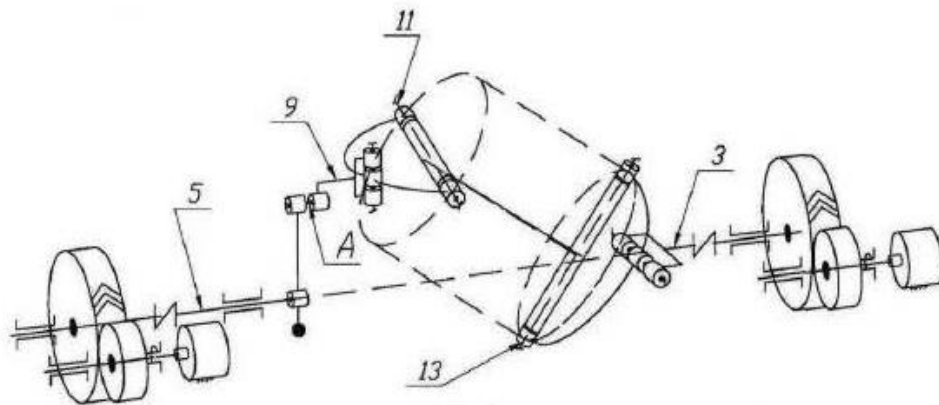
UA 155458 U

Конструкція машини має параметри регулювання, які дозволяють впливати на кінематичні та динамічні параметри руху робочого середовища в робочій ємності, та дозволяє підбирати режими для якісної обробки деталей залежно від їх асортименту, забезпечує однакову інтенсивність переміщення робочого масиву деталей між протилежними торцями у зустрічних напрямках та всередині робочої ємності та обробку деталей по всьому внутрішньому її об'єму.

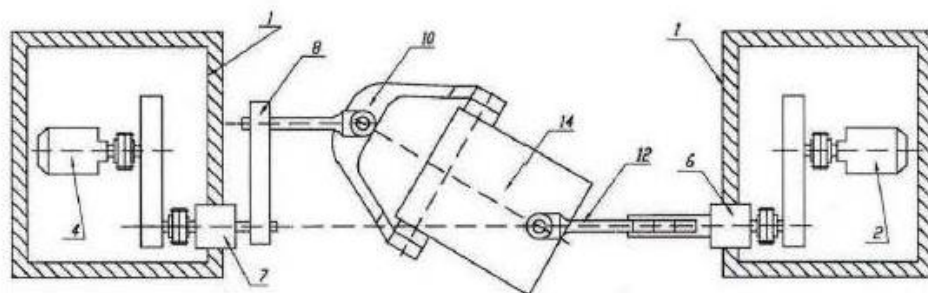
- 5 Дана машина може бути використана при обробці деталей вільногранульованою абразивною масою робочого середовища для очищення, шліфування, полірування, зміцнення поверхневого шару деталей, очистки поверхонь від задирок, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників, подрібнення, а також для процесів змішування сипких речовин. Машина може бути використана в легкій, харчовій, хімічній, фармацевтичній та інших галузях промисловості.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 15 1. Машина для обробки деталей, що містить станину, два вали, що встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, встановлений в станині привод з електродвигуном з ведучим валом, яка
- 20 **відрізняється** тим, що додатково оснащена другим приводом з електродвигуном та другим ведучим валом, що жорстко з'єднаний з кривошипом, який кінематично з'єднаний з першим ведучим валом.
2. Машина для обробки деталей за п. 1, яка **відрізняється** тим, що другий ведучий вал встановлений співвісно з першим ведучим валом.



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка І. Скворцова

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601

(11) 155458

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ)		
<p>Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій».</p> <p>Паперовий документ містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.</p> <p>Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 1367280224 необхідно:</p> <ol style="list-style-type: none">1. Перейти за посиланням https://sis.nipo.gov.ua.2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити».		
 Уповноважена особа УКРНОІВІ		І.Є. Матусевич
28.02.2024		

Рис. 3.4.



Рис. 3.5.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 155593 (13) U

(51) МПК (2024.01)

B01F 31/00

B24B 31/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2023 04572</p> <p>(22) Дата подання заявки: 27.09.2023</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 14.03.2024</p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 13.03.2024, Бюл. № 11</p>	<p>(72) Винахідник(и): Залюбовський Марк Геннадійович (UA), Панасюк Ігор Васильович (UA), Кошель Олександр Сергійович (UA), Кошель Ганна Володимирівна (UA), Кошель Сергій Олександрович (UA)</p> <p>(73) Володілець (володільці): ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА", вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115 (UA)</p>
--	--

(54) МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ**(57) Реферат:**

Машина для обробки деталей містить станину, перший та другий вали, з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях. Другий вал кінематично з'єднаний з коромислом, яке рухомо встановлено в станині з можливістю коливального переміщення у горизонтальній площині. В станині встановлений привод з електродвигуном та приводним валом. Додатково оснащена кривошипом, який кінематично з'єднаний з першим валом та жорстко з'єднаний з приводним валом, додатковими приводом, що містить електродвигун та приводний вал, шарніром Гука. Шарнір Гука містить ведучу та ведену вилки. Ведуча вилка шарніра Гука жорстко з'єднана з приводним валом додаткового приводу. Ведена вилка шарніра Гука жорстко з'єднана з другим валом.

UA 155593 U

Рис. 3.6.

(11) **155593**(19) **UA**(51) МПК (2024.01)
B01F 31/00
B24B 31/00

(21) Номер заявки: **u 2023 04572**

(22) Дата подання заявки: **27.09.2023**

(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: **14.03.2024**

(46) Дата публікації відомостей про державну реєстрацію та номер Бюлетеня: **13.03.2024, Бюл. № 11**

(72) Винахідники:
Залюбовський Марк Геннадійович, UA,
Панасюк Ігор Васильович, UA,
Кошель Олександр Сергійович, UA,
Кошель Ганна Володимирівна, UA,
Кошель Сергій Олександрович, UA

(73) Володілець:
ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА",
вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115, UA

(54) Назва корисної моделі:

МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

(57) Формула корисної моделі:

Машина для обробки деталей, яка містить станину, перший та другий вали, з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок і робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, другий вал кінематично з'єднаний з коромислом, яке рухомо встановлено в станині з можливістю коливального переміщення у горизонтальній площині, в станині встановлений привод з електродвигуном та приводним валом, яка **відрізняється** тим, що додатково оснащена кривошипом, який кінематично з'єднаний з першим валом та жорстко з'єднаний з приводним валом, додатковим приводом, що містить електродвигун та приводний вал, шарніром Гука, що містить ведучу та ведену вилки, ведуча вилка шарніра Гука жорстко з'єднана з приводним валом додаткового приводу, а ведена вилка шарніра Гука жорстко з'єднана з другим валом.

(11) 155593

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ)
<p>Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій».</p> <p>Паперовий документ містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.</p> <p>Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 1170130324 необхідно:</p> <ol style="list-style-type: none">1. Перейти за посиланням https://sis.nipo.gov.ua.2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити». <p style="text-align: center;"></p> <p>Уповноважена особа УКРНОІВІ  І.Є. Матусевич</p> <p>13.03.2024</p>



Рис. 3.9.

(11) **160464**(19) **UA**

(51) МПК (2025.01)

B01F 31/00**B24B 31/00**

<p>(21) Номер заявки: u 2025 00376</p> <p>(22) Дата подання заявки: 29.01.2025</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 11.09.2025</p> <p>(46) Дата публікації відомостей про державну реєстрацію та номер Бюлетеня: 10.09.2025, Бюл. № 37</p>	<p>(72) Винахідники: Залюбовський Марк Геннадійович, UA, Панасюк Ігор Васильович, UA, Кошель Сергій Олександрович, UA, Кошель Ганна Володимирівна, UA, Кошель Олександр Сергійович, UA</p> <p>(73) Володілець: ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА", вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115, UA</p>
---	--

(54) Назва корисної моделі:

МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

(57) Формула корисної моделі:

Машина для обробки деталей, що містить станину, ведучий та ведений вали, з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок та робочої ємності, закріпленої між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, ведучий вал кінематично з'єднаний з повзуном, який встановлений у напрямній станині з можливістю зворотно-поступального переміщення, а також жорстко з'єднаний з веденою зірочкою ланцюгової передачі, ведуча зірочка ланцюгової передачі співвісно жорстко з'єднана із веденим шківом пасової передачі основного привода, ведучий шків пасової передачі привода жорстко закріплений на валу електродвигуна, яка **відрізняється** тим, що додатково оснащена кривошипом, який встановлений у станині, кінематично з'єднаний з веденим валом та за допомогою муфти жорстко з'єднаний з додатковим приводом, який складається з електродвигуна та зубчастої передачі і розміщений у станині.

(11) **160464**

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ)
<p>Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій».</p> <p>Паперовий документ містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.</p> <p>Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 4027100925 необхідно:</p> <ol style="list-style-type: none">1. Перейти за посиланням https://sis.nipo.gov.ua.2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити». <p style="text-align: center;"></p> <p>Уповноважена особа УКРНОІВІ  І.Є. Матусевич</p> <p>10.09.2025</p>



Рис. 3.12.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 160455 (13) U
 (51) МПК (2025.01)
 B01F 31/00
 B24B 21/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

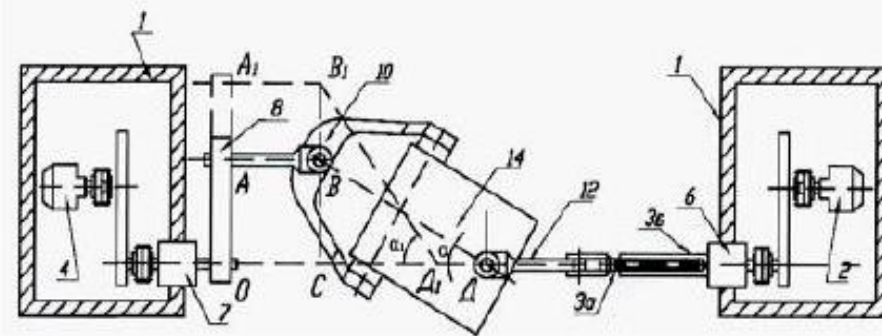
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2025 00085	(72) Винахідник(и): Кошель Сергій Олександрович (UA), Кошель Олександр Сергійович (UA), Панасюк Ігор Васильович (UA), Залюбовський Марк Геннадійович (UA), Кошель Ганна Володимирівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 07.01.2025	(73) Володілець (володільці): ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА". вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 11.09.2025	
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 10.09.2025, Бюл.№ 37	

(54) МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

(57) Реферат:

Машина для обробки деталей містить станину, перший та другий ведучі вали, які встановлені в станині в одній площині та розташовані співвісно один відносно до одного. З'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, який виконано у вигляді першої та другої вилки і робочої ємності, яка закріплена між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях. Кривошип одним кінцем жорстко з'єднаний з другим ведучим валом, а іншим кінцем кінематично з'єднаний з другою вилкою, встановлені в станині два приводи з двома електродвигунами. Кривошип конструктивно виконаний з можливістю регулювання його довжини, а перший ведучий вал виконаний з двох частин, що розташовані співвісно та кінематично з'єднані за допомогою шліцевого з'єднання.



Фиг. 2

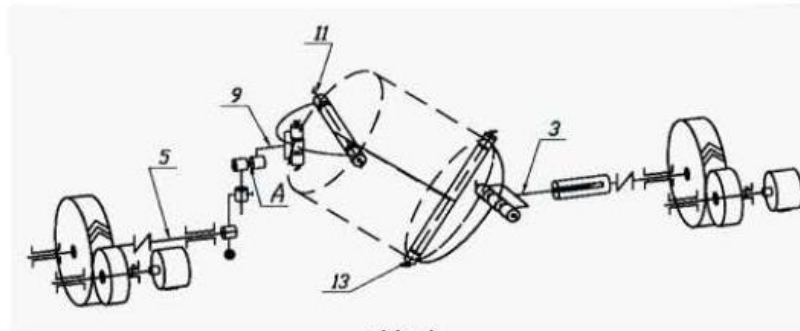
Рис. 3.13.

UA 160455 U

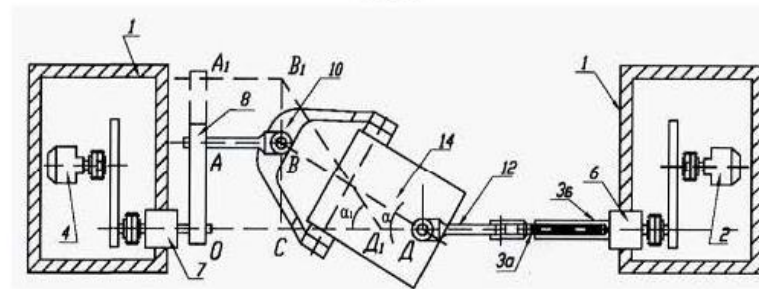
UA 160455 U

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 5 Машина для обробки деталей, яка містить станину, перший та другий ведучі вали, які встановлені в станині в одній площині та розташовані співвісно один відносно до одного, а також з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, який виконано у вигляді першої та другої вилки і робочої ємності, яка закріплена між ними на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях, кривошип, який одним кінцем жорстко з'єднаний з другим ведучим валом, а іншим кінцем кінематично з'єднаний з другою вилкою, встановлені в станині
- 10 два приводи з двома електродвигунами, яка **відрізняється** тим, що кривошип конструктивно виконаний з можливістю регулювання його довжини, а перший ведучий вал виконаний з двох частин, що розташовані співвісно та кінематично з'єднані за допомогою шліцьового з'єднання.



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка О. Рябко

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601

(11) 160455

<p>НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ)</p>
<p>Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій».</p> <p>Паперовий документ містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.</p> <p>Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 4014100925 необхідно:</p> <ol style="list-style-type: none">1. Перейти за посиланням https://sis.nipo.gov.ua.2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити».
<p>Уповноважена особа УКРНОІВІ</p> 
<p>10.09.2025</p> <p style="text-align: right;">І.Є. Матусевич</p>

Рис. 3.15.



Рис. 3.16.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **160695** (13) **U**
 (51) МПК (2025.01)
B24B 31/00
B01F 31/00

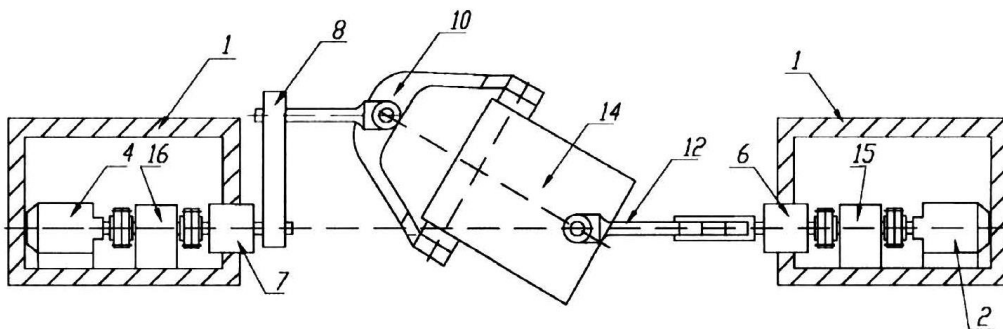
НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2025 00084</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.01.2025</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 02.10.2025</p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 01.10.2025, Бюл.№ 40</p>	<p>(72) Винахідник(и): Кошель Сергій Олександрович (UA), Кошель Олександр Сергійович (UA), Панасюк Ігор Васильович (UA), Залюбовський Марк Геннадійович (UA), Кошель Ганна Володимирівна (UA)</p> <p>(73) Володілець (володільці): ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА", вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115 (UA)</p>
---	---

(54) МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ**(57) Реферат:**

Машина для обробки деталей містить станину, перший та другий ведучі вали, які встановлені в станині в одній площині та розташовані співвісно один відносно одного, а також з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, який виконано у вигляді першої та другої вилок і робочої ємності, яка закріплена між ними на діаметральних взаємно перпендикулярних геометричних осях, кривошип, який одним кінцем жорстко з'єднаний з другим ведучим валом, а другим кінцем кінематично з'єднаний з другою вилкою, встановлені в станині два приводи з двома електродвигунами. В станині в кожному з двох приводів першого та другого ведучих валів додатково встановлено співвісний варіатор швидкості, який розташовано між електродвигуном та відповідним ведучим валом.



Фіг. 2

(11) 160695

(19) UA **(51) МПК (2025.01)**
B24B 31/00
B01F 31/00

<p>(21) Номер заявки: u 2025 00084</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.01.2025</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 02.10.2025</p> <p>(46) Дата публікації відомостей про державну реєстрацію та номер Бюлетеня: 01.10.2025, Бюл. № 40</p>	<p>(72) Винахідники: Кошель Сергій Олександрович, UA, Кошель Олександр Сергійович, UA, Панасюк Ігор Васильович, UA, Залюбовський Марк Геннадійович, UA, Кошель Ганна Володимирівна, UA</p> <p>(73) Володілець: ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ "ВІДКРИТИЙ МІЖНАРОДНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РОЗВИТКУ ЛЮДИНИ "УКРАЇНА", вул. Львівська, 23, м. Київ, 03115, UA</p>
---	---

(54) Назва корисної моделі:
МАШИНА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

(57) Формула корисної моделі:

Машина для обробки деталей, що містить станину, перший та другий ведучі вали, які встановлені в станині в одній площині та розташовані співвісно один відносно одного, а також з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, який виконано у вигляді першої та другої вилки і робочої ємності, яка закріплена між ними на діаметральних взаємно перпендикулярних геометричних осях, кривошип, який одним кінцем жорстко з'єднаний з другим ведучим валом, а другим кінцем кінематично з'єднаний з другою вилкою, встановлені в станині два приводи з двома електродвигунами, яка відрізняється тим, що в станині в кожному з двох приводів першого та другого ведучих валів додатково встановлено співвісний варіатор швидкості, який розташовано між електродвигуном та відповідним ведучим валом.

Сторінка 3 із 4

Рис. 3.18.

(11) 160695


НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ)		
<p>Цей паперовий документ ідентичний за документарною інформацією та реквізитами електронному документу з електронним підписом уповноваженої особи Державної організації «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій».</p> <p>Паперовий документ містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.</p> <p>Для доступу до електронного примірника цього документа з ідентифікатором 2066011025 необхідно:</p> <ol style="list-style-type: none">1. Перейти за посиланням https://sis.nipo.gov.ua.2. Обрати пункт меню Сервіси – Отримати оригінал документу.3. Вказати ідентифікатор електронного примірника цього документа та натиснути «Завантажити».		
		І.Є. Матусевич
Уповноважена особа УКРНОІВІ		
01.10.2025		

Рис. 3.19.

Документи, які підтверджують апробацію та впровадження результатів

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Проректор з науково-педагогічної
 діяльності (освітньої діяльності)
 Алла КАСИЧ

« _____ » _____ 2025 р.



АКТ

*Про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Кошеля Олександра Сергійовича*

Комісія у складі:

1. Голова - завідувач кафедри механічної інженерії, канд. техн. наук, доцент Олексій ВОЛЯНИК;
2. Член комісії - доцент кафедри механічної інженерії, канд. техн. наук, доцент Юрій КОВАЛЬОВ;
3. Член комісії - доцент кафедри механічної інженерії, канд. техн. наук, Володимир ДВОРЖАК;

цим актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження Кошеля Олександра Сергійовича, що будуть представлені на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» впроваджені та успішно використовуються у освітньому процесі кафедри механічної інженерії Київського національного університету технологій та дизайну для студентів освітньо-професійної програми «Машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування (G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)), спеціалізації G11.03 Машинобудування (Технологічні машини та обладнання) першого бакалаврського рівня та освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування (G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)) третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти. Результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних і лабораторних робіт з дисциплін «Теорія механізмів і машин», «Теоретична механіка» для здобувачів першого бакалаврського рівня та з дисципліни «Аналіз і синтез складних механічних систем» для здобувачів третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти.

Голова комісії:
 завідувач кафедри МІ
 к.т.н., доцент



Олексій ВОЛЯНИК

Члени комісії:
 доц. кафедри МІ, к.т.н., доцент
 доц. кафедри МІ, к.т.н., доцент



Юрій КОВАЛЬОВ
 Володимир ДВОРЖАК

Таблиця 4.1

План експериментальних досліджень впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей машини удосконаленої конструкції

Варіант	Значення факторів			Частота відносного обертання робочої ємності n_{3r} , об/хв	Примітка
	Частота переносного обертання робочої ємності n_{5e} , об/хв	Кут нахилу робочої ємності α , град	Радіус переносного руху точки робочого масиву $R_{(\alpha)}$, м		
1	2	3	4	5	6
1	0	30	0,245	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
2	10	30	0,245	n_{3r}	
3	20	30	0,245	n_{3r}	
4	30	30	0,245	n_{3r}	
5	40	30	0,245	n_{3r}	
6	50	30	0,245	n_{3r}	
7	0	40	0,293	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого
8	10	40	0,293	n_{3r}	
9	20	40	0,293	n_{3r}	

10	30	40	0,293	n_{3r}	масиву у ємності.
11	40	40	0,293	n_{3r}	
12	50	40	0,293	n_{3r}	
13	0	50	0,334	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
14	10	50	0,334	n_{3r}	
15	20	50	0,334	n_{3r}	
16	30	50	0,334	n_{3r}	
17	40	50	0,334	n_{3r}	
18	50	50	0,334	n_{3r}	

Рис. І.1.

Таблиця 4.2

План експериментальних досліджень впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей машини удосконаленої конструкції

Варіант	Значення факторів			Частота відносного обертання робочої ємності n_{3r} , об/хв	Примітка
	Частота переносного обертання робочої ємності n_{5e} , об/хв	Радіус робочої ємності циліндричної форми r , м	Радіус переносного руху точки М робочого масиву $R_{(a)}$, м		
1	2	3	4	5	6
19	0	0,06	0,245	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
20	10	0,06	0,245	n_{3r}	
21	20	0,06	0,245	n_{3r}	
22	30	0,06	0,245	n_{3r}	
23	40	0,06	0,245	n_{3r}	
24	50	0,06	0,245	n_{3r}	
25	0	0,08	0,262	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
26	10	0,08	0,262	n_{3r}	
27	20	0,08	0,262	n_{3r}	
28	30	0,08	0,262	n_{3r}	
29	40	0,08	0,262	n_{3r}	

30	50	0,08	0,262	n_{3r}	
31	0	0,1	0,280	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
32	10	0,1	0,280	n_{3r}	
33	20	0,1	0,280	n_{3r}	
34	30	0,1	0,280	n_{3r}	
35	40	0,1	0,280	n_{3r}	
36	50	0,1	0,280	n_{3r}	

Рис. І.2.

Таблиця 4.3

План експериментальних досліджень впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей машини удосконаленої конструкції

Варіант	Значення факторів				Частота відносного обертання робочої ємності n_{3r} , об/хв	Примітка
	Частота переносного обертання робочої ємності n_{5e} , об/хв	Довжина робочої ємності циліндричної форми l , м	Кут нахилу робочої ємності $\alpha_{(l)}$, град	Радіус переносного руху точки М робочого масиву $R_{(\alpha)}$, м		
1	2	3	4	5	6	7
37	0	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
38	10	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	
39	20	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	
40	30	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	
41	40	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	
42	50	0,210	36,7	0,278	n_{3r}	
43	0	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	Дослідження зміни режиму руху робочого
44	10	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	
45	20	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	
46	30	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	

47	40	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	масиву у ємності.
48	50	0,250	33,0	0,260	n_{3r}	
49	0	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	Дослідже ння зміни режиму руху робочого масиву у ємності.
50	10	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	
51	20	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	
52	30	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	
53	40	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	
54	50	0,290	30,0	0,245	n_{3r}	

Рис. І.3.

Експериментальне дослідження впливу кута нахилу ємності *Додаток І*
Таблиця 4.4

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та
переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від кута
нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву
деталей

$$(\alpha = 30^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(\alpha)}=0,245 \text{ м})$$

Параметр	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
Результат						
n_{3r} , об/хв	128,0	119,25	104,0	84,00	63,5	35,75
	131,5	121,5	102,3	82,25	62,75	35,0
	127,5	119,25	99,7	85,75	62,75	35,75
\bar{y}	129,0	120,0	102,0	84,0	63,0	35,5

Рис. І.1.

Таблиця 4.5

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($\alpha = 40^\circ$; $r=0,06$ м; $R_{(\alpha)}=0,293$ м)

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	139,75	128,25	105,00	84,75	58,5	23,0
	135,75	125,75	108,50	84,0	58,0	23,25
	135,5	125,5	104,50	84,75	57,5	22,75
\bar{y}	137,0	126,5	106,0	84,5	58,0	23,0

Рис. І.2.

Таблиця 4.6

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
 $(\alpha = 50^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(\alpha)}=0,334 \text{ м})$

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
$n_{3r}, \text{ об/хв}$	149,0	138,0	110,5	86,0	52,75	9,25
	148,0	134,5	114,5	85,5	52,5	9,5
	153,0	137,0	111,0	86,5	52,25	9,75
\bar{y}	150,0	136,5	112,0	86,0	52,5	9,5

Рис. І.3.

Таблиця 4.7

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 30^\circ; r=0,06 \text{ м}; R(\alpha)=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
1	0	129,00	0	0	129,59	0,3481
2	10	120,00	100	1200,0	118,29	2,9138
3	20	102,00	400	2040,0	103,26	1,5775
4	30	84,00	900	2520,0	84,48	0,2294
5	40	63,00	1600	2520,0	61,90	1,0774
6	50	35,50	2500	1775,0	35,71	0,0420
Сума	150	533,50	5500	10055,0	533,29	6,1884
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,1884$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,4275$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. І.4.

Таблиця 4.8

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 40^\circ; r=0,06 \text{ м}; R(\alpha)=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -26,2 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 96,91 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 137,38$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
7	0	137,00	0	0	137,38	0,1444
8	10	126,50	100	1265,0	125,07	2,0478
9	20	106,00	400	2120,0	107,52	2,3043
10	30	84,50	900	2535,0	84,73	0,0515
11	40	58,00	1600	2320,0	56,7	1,7004
12	50	23,00	2500	1150,0	23,43	0,1806
Сума	150	535,00	5500	9390,0	534,82	6,4291
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,4291$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,2083$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,4291}{2,2083} = 2,91$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. І.5.

Таблиця 4.9

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від кута нахилу робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 50^\circ; r=0,06 \text{ м}; R(\alpha)=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -32,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 116,3 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 150,2$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
13	0	150,0	0	0	150,2	0,0400
14	10	136,5	100	1365,0	135,29	1,4641
15	20	112,0	400	2240,0	113,82	3,3124
16	30	86,0	900	2580,0	85,79	0,0441
17	40	52,5	1600	2100,0	51,2	1,6900
18	50	9,5	2500	475,0	10,05	0,3025
Сума	150	546,5	5500	8760,0	546,35	6,8531
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,8531$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,5625$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,8531}{2,5625} = 2,67$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. І.б.

Експериментальне дослідження впливу діаметра робочої ємності *Додаток Й*

Таблиця 4.10

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($r=0,06$ м; $\alpha = 30^\circ$; $R_{(r)}=0,245$ м)

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	128,0	119,25	104,0	84,00	63,5	35,75
	131,5	121,5	102,3	82,25	62,75	35,0
	127,5	119,25	99,7	85,75	62,75	35,75
\bar{y}	129,0	120,0	102,0	84,0	63,0	35,5

Рис. Й.1.

Таблиця 4.11

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей ($r=0,08$ м; $\alpha = 30^\circ$; $R_{(r)}=0,262$ м)

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	114,0	100,0	85,5	69,0	49,0	24,75
	117,5	102,5	87,5	71,0	49,5	24,25
	115,0	99,0	85,0	68,5	48,5	24,5
\bar{y}	115,5	100,5	86,0	69,5	49,0	24,5

Рис. Й.2.

Таблиця 4.12

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($r=0,1$ м; $\alpha = 30^\circ$; $R_{(r)}=0,280$ м)

Параметр Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	103,5	89,0	73,0	57,75	40,25	17,25
	101,25	91,0	75,25	56,75	39,25	17,0
	102,75	88,5	73,75	58,0	40,5	16,75
\bar{y}	102,5	89,5	74,0	57,5	40,0	17,0

Рис. Й.3.

Таблиця 4.13

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 30^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(r)}=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
1	0	129,00	0	0	129,59	0,3481
2	10	120,00	100	1200,0	118,29	2,9138
3	20	102,00	400	2040,0	103,26	1,5775
4	30	84,00	900	2520,0	84,48	0,2294
5	40	63,00	1600	2520,0	61,90	1,0774
6	50	35,50	2500	1775,0	35,71	0,0420
Сума	150	533,50	5500	10055,0	533,29	6,1884
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,1884$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,4275$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. Й.4.

Таблиця 4.14

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 30^\circ; r=0,08 \text{ м}; R_{(r)}=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -12,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 115,02 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 114,63$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
25	0	115,50	0	0	114,63	0,7569
26	10	100,50	100	1005,0	101,85	1,8171
27	20	86,00	400	1720,0	86,51	0,256
28	30	69,50	900	2085,0	68,61	0,8028
29	40	49,00	1600	1960,0	48,14	0,7362
30	50	24,50	2500	1225,0	25,12	0,3844
Сума	150	445,00	5500	7995,0	444,85	4,7534

Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 4,7534$

Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 1,7188$

Розраховане значення критерію Фішера $F_{розра} = \frac{4,7534}{1,7188} = 2,77$

Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$

Рис. Й.5.

Таблиця 4.15

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від діаметра робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(\alpha = 30^\circ; r=0,1 \text{ м}; R_{(r)}=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -10,4 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 117,5 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 102,29$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
31	0	102,5	0	0	102,29	0,0441
32	10	89,5	100	895,0	89,5	0
33	20	74,0	400	1480,0	74,63	0,3969
34	30	57,5	900	1725,0	57,68	0,0324
35	40	40,0	1600	1600,0	38,65	1,8225
36	50	17,0	2500	850,0	17,54	0,2916
Сума	150	380,5	5500	6550,0	380,29	2,5875
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 2,5875$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 0,8854$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{2,5875}{0,8854} = 2,92$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. Й.6.

Експериментальне дослідження впливу довжини робочої ємності *Додаток К*

Таблиця 4.16

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($l=0,210$ м; $\alpha_{(l)}=36,7^\circ$; $r=0,06$ м; $R_{(l)}=0,278$ м)

Параметр Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	132,00	126,75	103,00	82,00	58,50	27,5
	137,00	123,50	106,50	84,50	61,00	27,25
	133,00	123,25	104,00	81,00	59,00	27,75
\bar{y}	134,0	124,50	104,50	82,50	59,50	27,5

Рис. К.1.

Таблиця 4.17

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($l=0,250$ м; $\alpha_{(l)}=33,0^\circ$; $r=0,06$ м; $R_{(l)}=0,260$ м)

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
$n_{3r},$ об/хв	128,25	124,0	102,5	83,75	61,25	32,25
	132,0	122,0	104,5	85,25	61,0	33,25
	132,75	120,0	102,0	84,5	62,25	32,0
\bar{y}	131,0	122,0	103,0	84,5	61,5	32,5

Рис. К.2.

Таблиця 4.18

Експериментальне дослідження взаємного впливу відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей
($l=0,290$ м; $\alpha_{(l)} = 30,0^\circ$; $r=0,06$ м; $R_{(l)}=0,245$ м)

Параметр \ Результат	$n_{5e} = 0,$ об/хв	$n_{5e} = 10,$ об/хв	$n_{5e} = 20,$ об/хв	$n_{5e} = 30,$ об/хв	$n_{5e} = 40,$ об/хв	$n_{5e} = 50,$ об/хв
n_{3r} , об/хв	128,0	119,25	104,0	84,00	63,5	35,75
	131,5	121,5	102,3	82,25	62,75	35,0
	127,5	119,25	99,7	85,75	62,75	35,75
\bar{y}	129,0	120,0	102,0	84,0	63,0	35,5

Рис. К.3.

Таблиця 4.19

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(l=0,210 \text{ м}; \alpha_{(l)}=36,7^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,278 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -22,2 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 102,98 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 134,88$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
37	0	134,0	0	0,0	134,88	0,7744
38	10	124,5	100	1245,0	122,36	4,5710
39	20	104,5	400	2090,0	105,40	0,8172
40	30	82,5	900	2475,0	84,01	2,2680
41	40	59,5	1600	2380,0	58,17	1,7742
42	50	27,5	2500	1375,0	27,89	0,1521
Сума	150	532,5	5500	9565,00	532,71	10,3570
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 10,3570$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 3,1875$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{10,3570}{3,1875} = 3,25$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. К.4.

Таблиця 4.20

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(l=0,250 \text{ м}; \alpha_{(l)}=33,0^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,260 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -20,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,29 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 131,64$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
43	0	131,0	0	0	131,64	0,4096
44	10	122,0	100	1220	120,14	3,45588
45	20	103,0	400	2060	104,5	2,256
46	30	84,5	900	2535	84,72	0,04973
47	40	61,5	1600	2460	60,8	0,48442
48	50	32,5	2500	1625	32,75	0,06002
Сума	150	534,5	5500	9900,00	534,56	6,7157
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,7157$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,1667$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,7157}{2,1667} = 3,10$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. К.5.

Таблиця 4.21

До встановлення залежності відносної n_{3r} та переносної n_{5e} частот обертання ведучих валів машини розробленої конструкції залежно від довжини робочої ємності циліндричної форми на режим руху робочого масиву деталей

$$(l=0,290 \text{ м}; \alpha_{(l)} = 30,0^\circ; r=0,06 \text{ м}; R_{(l)}=0,245 \text{ м})$$

$$\text{Математична модель: } \hat{y} = n_{3r} = -18,7 \cdot 10^{-3} \cdot n_{5e}^2 - 94,27 \cdot 10^{-2} \cdot n_{5e} + 129,59$$

Варіант	n_{5e} , об/хв, x	n_{3r} , об/хв, \bar{y}	x^2	$x \cdot \bar{y}$	\hat{y}	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
49	0	129,00	0	0	129,59	0,3481
50	10	120,00	100	1200,0	118,29	2,9138
51	20	102,00	400	2040,0	103,26	1,5775
52	30	84,00	900	2520,0	84,48	0,2294
53	40	63,00	1600	2520,0	61,90	1,0774
54	50	35,50	2500	1775,0	35,71	0,0420
Сума	150	533,50	5500	10055,0	533,29	6,1884
Дисперсія адекватності $S_{ад}^2 = 6,1884$						
Дисперсія відтворення $S_{\{y\}}^2 = 2,4275$						
Розраховане значення критерію Фішера $F_{розр} = \frac{6,1884}{2,4275} = 2,55$						
Значення критерію Фішера для довірчої імовірності 95% – $F_{табл} = 3,49$						

Рис. К.6.

Порівняльна оцінка результатів

Додаток Л

Таблиця 4.22

Порівняльна оцінка результатів аналітичного та експериментального

досліджень для змінних значень кута нахилу робочої ємності

Результат		Параметр		$n_{5e} = 0,$	$n_{5e} = 10,$	$n_{5e} = 20,$	$n_{5e} = 30,$	$n_{5e} = 40,$	$n_{5e} = 50,$
		об/хв	об/хв	об/хв	об/хв	об/хв	об/хв	об/хв	
Кут нахилу $\alpha=30^\circ$	аналітичний $n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв	131,30	118,35	102,86	84,40	62,55	35,95		
	експеримент $n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв	129,59	118,29	103,26	84,48	61,90	35,71		
	Похибка $\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$	1,3	0,1	0,4	0,1	1,0	0,7		
Кут нахилу $\alpha=40^\circ$	аналітичний $n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв	139,5	124,79	106,56	84,41	57,35	23,07		
	експеримент $n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв	137,38	125,07	107,52	84,73	56,7	23,43		
	Похибка $\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$	1,5	0,2	0,9	0,4	1,1	1,6		
Кут нахилу $\alpha=50^\circ$	аналітичний $n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв	152,3	134,69	112,78	85,96	52,79	9,65		
	експеримент $n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв	150,2	135,29	113,82	85,79	51,2	10,05		
	Похибка $\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$	1,4	0,4	0,9	0,2	3,0	4,1		

Рис. Л.1.

Таблиця 4.23

Порівняльна оцінка результатів аналітичного та експериментального досліджень для змінних значень радіуса робочої ємності

Результат \ Параметр		$n_{5e} = 0,$		$n_{5e} = 10,$		$n_{5e} = 20,$		$n_{5e} = 30,$		$n_{5e} = 40,$		$n_{5e} = 50,$	
		об/хв		об/хв		об/хв		об/хв		об/хв		об/хв	
Радіус ємності $r = 0,06$ м	аналітичний n_{3r} анал., об/хв	131,30	118,35	102,86	84,40	62,55	35,95						
	експеримент n_{3r} експ., об/хв	129,59	118,29	103,26	84,48	61,90	35,71						
	Похибка $\frac{ n_{3r} \text{ анал.} - n_{3r} \text{ експ.} }{n_{3r} \text{ анал.}} \cdot 100\%$	1,3	0,1	0,4	0,1	1,0	0,7						
Радіус ємності $r = 0,08$ м	аналітичний n_{3r} анал., об/хв	113,91	101,24	86,37	68,99	48,81	24,77						
	експеримент n_{3r} експ., об/хв	114,63	101,85	86,51	68,61	48,14	25,12						
	Похибка $\frac{ n_{3r} \text{ анал.} - n_{3r} \text{ експ.} }{n_{3r} \text{ анал.}} \cdot 100\%$	0,6	0,6	0,2	0,6	1,4	1,4						
Радіус ємності $r = 0,1$ м	аналітичний n_{3r} анал., об/хв	101,5	89,03	74,67	58,19	39,23	17,04						
	експеримент n_{3r} експ., об/хв	102,29	89,5	74,63	57,68	38,65	17,54						
	Похибка $\frac{ n_{3r} \text{ анал.} - n_{3r} \text{ експ.} }{n_{3r} \text{ анал.}} \cdot 100\%$	0,8	0,5	0,1	0,9	1,5	2,9						

Рис. Л.2.

Таблиця 4.24

Порівняльна оцінка результатів аналітичного та експериментального досліджень для змінних значень довжини робочої ємності

Результат		Параметр		$n_{5e} = 0,$		$n_{5e} = 10,$		$n_{5e} = 20,$		$n_{5e} = 30,$		$n_{5e} = 40,$		$n_{5e} = 50,$		
				об/хв		об/хв		об/хв		об/хв		об/хв		об/хв		
Довжина ємності $l=0,210$ м	аналітичний			136,44	122,40	105,15	81,92	58,99							27,38	
	$n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв															
	експеримент			134,88	122,36	105,40	84,01	58,17							27,89	
$n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв																
Похибка				1,1	0,0	0,2	2,6	1,4							1,9	
$\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$																
Довжина ємності $l=0,250$ м	аналітичний			133,43	120,09	103,83	84,34	60,95							32,22	
	$n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв															
	експеримент			131,64	120,14	104,5	84,72	60,8							32,75	
$n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв																
Похибка				1,3	0,0	0,6	0,5	0,2							1,6	
$\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$																
Довжина ємності $l=0,290$ м	аналітичний			131,30	118,35	102,86	84,40	62,55							35,95	
	$n_{3г\text{ анал.}}$, об/хв															
	експеримент			129,59	118,29	103,26	84,48	61,90							35,71	
$n_{3г\text{ експ.}}$, об/хв																
Похибка				1,3	0,1	0,4	0,1	1,0							0,7	
$\frac{ n_{3г\text{ анал.}} - n_{3г\text{ експ.}} }{n_{3г\text{ анал.}}} \cdot 100\%$																

Рис. Л.3.