

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Прокопенко Денис Петрович

Гриф

Прим. № _____

УДК 621.01

(індекс)

ДИСЕРТАЦІЯ

**Аналіз і синтез механізмів з фрагментами кінематичного ланцюга, які
замкненені рухомими ланками**

131 Прикладна механіка

13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD.

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

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник (консультант) Воробйов Микола Степанович, доктор
технічних наук, професор

Івано-Франківськ - 2021

АНОТАЦІЯ

Прокопенко Д.П. Аналіз і синтез деяких механізмів із замкненим рухомими ланками кінематичного ланцюга. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» (13 – Механічна інженерія). –Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2021.

Об'єкт дослідження – закономірності існування механізмів на базі кінематичних ланцюгів фрагмент яких замкнений рухомими ланками, що містять тіла кочення.

Предмет дослідження – механізми з контуром кінематичного ланцюга, замкненими фрагментами рухомими ланками, що містять тіла кочення.

Існує цілий клас пристроїв у вигляді концентричних і ексцентричних бесепараторних підшипників, фрикційних і зубчастих планетарних передач та інші механізми. Вони являють собою або містять в якості основної складової частини замкнуту систему тіл кочення. Розробка методів структурного і кінематичного аналізу та синтезу таких механізмів є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є аналіз і синтез на рівні схем нових механізмів на базі замкнутих рухомими ланками, включаючи і тіла кочення, кінематичних ланцюгів для опори стрілових кранів, приводу гідронасосів і гідра витратомірів.

В результаті аналізу можливості існування безстрічкових дезаксиальних механізмів на базі замкненим рухомими ланками кінематичного ланцюга без кінематичного ковзання було встановлено, що механізм із кінематичним ланцюгом, замкнутим тілами кочення без ковзання з напрямними змінного

радіуса кривизни, створити не можливо, а шип повинен розташовуватися аксіально.

При дослідженні характеру зміни порожнини гідронасоса був розроблений алгоритм, якій дозволяє визначити площу робочих камер насоса, та, при необхідності, визначити закономірності її зміни при зміні геометричних параметрів механізму.

Була розв'язана раніше не відома задача зведення мас у трипарному дезаксіальному механізмі типу “роломайт” до вхідного ролика, який рухається плоско-паралельно і визначено що найбільша величина зведеного моменту інерції має місце при на куті повороту цього ролика на 83° .

Був змодельований процес деформації стрічки і встановлено, що в процесі експлуатації стрічка змінює свої геометричні розміри так, що мінімальна і максимальна довжина досягає значення $L_{\min} = 430,591\text{мм}$ та $L_{\max} = 430,951\text{мм}$ причому стрічка здійснює свій незалежний рух і за один повний оберт вхідного ролика робить біля 3-х повних обертів. Були побудовані кількісні аналітичні оцінки деформації стрічки за один оберт ролика.

Запропоноване уточнене розв'язання задачі визначення сили натягіння гнучкої стрічки, що взаємодіє з роликом для визначення нормальної реакції на поверхні ролика.

В результаті теоретичних досліджень було спроектовано, на рівні винаходів, гідронасос та витратомір з умови відсутності тертя в контактні тіл кочення, використання замкнутого простору для розміщення ланок опори, які є одночасно і виконавчими органами. У витратомірі встановлена закономірність зміни кутових швидкостей роликів від зміни лінійної швидкості потоку рідини.

Дезаксіальний механізм типу роламайт з трьома парами роликів використаний для синтезу на рівні винаходу гідронасоса з обґрунтуванням раціонального розміщення впускних та випускних вікон і можливістю одночасно

нагнітання двох різних рідин. Для нього визначені закономірності зміни об'єму робочих камер. У дезаксіальному та перістальтиковому насосах, на відміну від інших механізмів типу роламайт, запропонований електромагнітний пристрій для приводу ланок у замкненому просторі. Синтезована, на рівні винаходу, оригінальна опора поворотного стрілового крану на базі механізму із замкненим рухомим ланками кінематичного ланцюга, в якому опорними використані конічні ролики, а сепаруючими - кульки поблизу торців роликів, дозволило зменшити габарити опорних поверхонь, уникнути тертя ковзання між тілами кочення та торкання кілець торцями роликів.

Ключові слова: *тертя кочення, тертя ковзання, пари тертя, тертя, МТР, роламайт, стрічка, безшовна стрічка, формула Ейлера, аналітичні залежності, напружено-деформований стан, гідронасос, гідравлічний привід, витратомір, опора поворотного стрілового крану, насосне обладнання, насос замкнений рухомими ланками кінематичних ланцюгів, ЗРЛКЛ, зведений момент інерції, площа камер насоса, полімер, металевий фрикційний елемент, розподілена маса, момент інерції, кінетична енергія, кутова швидкість, крутний момент, механічна взаємодія, механічна система, змінне навантаження, нафтогазове обладнання, циклічний розтяг, циклічний стиск, втомна міцність, неасуровська структурна група, геометричні параметри, силовий аналіз, кінематичний аналіз, динамічний синтез, алюміній, мікродугове оксидування.*

Prokopenko D.P. Analysis and synthesis of some mechanisms with closed movable links of the kinematic chain. - Scientific studies on the rights of manuscripts.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in the specialty 131 «Applied Mechanics» (13 - Mechanical Engineering). Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2020.

The object of the study is the regularity of the existence of mechanisms based on kinematic chains, closed by movable links containing rolling bodies.

The subject of research is mechanisms based on kinematic chains closed by movable links containing rolling bodies.

There is a whole class of devices in the form of concentric and eccentric unscathed bearings, friction and toothed planetary transmissions and other mechanisms. They consist of, or contain as a major part of, a closed system of rolling bodies. The development of methods for structural and cinematic analysis and synthesis of such mechanisms is a topical scientific and technical task.

The aim of the study is to analyze and synthesize at the level of circuits of new mechanisms on the basis of closed movable links, including rolling bodies, kinematic chains for support of arrow cranes, drive of hydraulic pumps and hydraulic flow meters.

The analysis of the possibility of the existence without tape-de-axial mechanisms on the basis of the closed movable links of the kinematic chain without kinematic slipping showed that the kinematic chain mechanism, closed rolling bodies without slipping with variable radius of curvature guides cannot be created, and the spike should be axially located.

In the study of the nature of the change in the cavity of the pump, an algorithm was developed, which makes it possible to determine the area of working chambers of the pump and, if necessary, to determine the regularity of its change in the geometric parameters of the mechanism.

The previously known problem of erecting masses in a tripartite axial mechanism such as "rolomate" to an input roller which moves flat-parallel and is determined, That the highest value of the combined moment of inertia occurs when this roller reaches a turning angle of 83 degrees.

The tape deformation process was simulated and it was found that during the strip excavation process, the tape changes its geometric dimensions so that the minimum and maximum length reaches a value of $L_{\min} = 430,591\text{MM}$ and $L_{\max} = 430,951\text{MM}$, moreover, the tape performs its own independent movement and in one complete turnover of the input roller makes about 3 complete revolutions. Quantitative analytical estimates of tape deformation per roller rotation were constructed.

The proposed refined solution to the problem of determining the tensile strength of a flexible tape interacts with a roller in order to determine a normal reaction on the surface of the roller.

As a result of theoretical research, it was designed at the level of inventions, hydranass and flowmeter due to the condition of absence of friction in the contact of rolling bodies, use of a closed space for the arrangement of the support links, which are at the same time executive organs. The meter has a regularity of changing the angular velocities of the rollers from the change in the linear speed of the flow of the liquid.

An axial rolamite-type mechanism with three pairs of rollers is used for synthesis at the level of the invention of a hydraulic pump with justification for the rational arrangement of inlet and outlet windows and the possibility of simultaneously pumping two different liquids. For it, the pattern of changes in the volume of the working chambers has been determined. In the axial and peristaltic pumps, unlike other mechanisms of the type of rolamite, an electromagnetic device for driving the links in a closed space is proposed. Synthesized at the level of the invention, the original support

of a rotatable arrow crane on the basis of a mechanism with closed movable links of the kinematic chain, in which conical rollers are used as support elements, and the separating ones - balls that are closed to the ends of the rollers, thus reducing the dimensions of the supporting surfaces, avoiding skid friction between the rolling bodies and contact of the rings by the ends of the rollers, made it possible to reduce the dimensions of the supporting surfaces and to avoid skid friction between the rolling bodies and contact of the rings by the ends of the rollers.

Keywords: rolling friction, sliding friction, friction pairs, friction, rolamite mechanism, rolamite, belt, seamless belt, Euler's formula, analytical dependencies, stress-strain state, hydraulic pump, hydraulic drive, consumption indicator, support for a turning jib crane, pumping equipment, closed kinematic chain pump with moving links, closed kinematic chain with moving links, combined moment of inertia, space of pump chambers, polymer, metallic friction component, distributed mass, moment of inertia, kinetic energy, angular velocity, torque, mechanical interaction, mechanical system, changeable load, oil and gas equipment, cyclic tension, cyclic compression, fatigue strength, non-Assur structural group, geometrical parameters, force analysis, kinematic analysis, dynamic synthesis, aluminium, micro-arc oxidation.

.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П. Геометричні умови працездатності електро-гідронасоса кочення. Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу: збірник тез міжнар. наук.-практ. конф., м.Івано-Франківськ,16-17 травня 2016р. Івано-Франківськ, 2016. С. 22-25.

2. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: збірник тез міжнар. наук.-практ. конф., м.Львів, 27-28 жовтня 2016р. Львів, 2016р. С. 65-67.

3. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П. Безстрічковий електромагнітний гідронасос кочення. Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії: збірник тез міжнар. наук.-практ. конф., м. Переяслав-Хмельницький, 27-28 лютого 2017 р. Переяслав-Хмельницький, 2017р. С. 168-171.

4. Prokopenko D.P. Roller electromagnetic fluid pumping mechanism: Proceedings of V International scientific conference “Science of the third millennium”: conference proceedings, Morrisville, 29 apr. 2017. Morrisville, 2017, P. 24-28.

5. Прокопенко Д.П. Елементи теорії безстрічкового насоса кочення. Нафтогазова енергетика-2017: збірник тез міжнар. наук.-практ. конф., м.Івано-Франківськ, 15-19 травня 2017, м. Івано-Франківськ, 2017р, С. 339-341.

6. Prokopenko D.P., Semegen M.M. Existing tapeless mechanisms analysis: Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences: conference proceedings intern.res. and prac.conf. Lublin, 2017, 27-28 December, 2017. Lublin, 2017. P. 214-216.

7. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П. Нетрадиційний метод синтезу біпланетарного механізму. Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи: збірник тез науково-практичного семінару, м. Івано-Франківськ, 19-21 вересня 2018р. м. Івано-Франківськ, 2018р. С. 83-85.

8. Prokopenko D., Vorobiov N. Determination of normal reaction in mechanisms such as "rolamite". Innovations of the future: conference proceedings intern.res. and prac.conf., New York, Nov 8 2018. New York, 2018. P. 11-14.

9. Прокопенко Д.П. Зведення мас при плоско-паралельному русі вхідної ланки. Інновації XXI століття: збірник тез міжнар. інтернет конф., м. Вінниця, 10 серпня 2020р, м. Вінниця, 2020р. С. 61-67.

10. Vorobyov M., Prokopenko D. Hydraulic pump based on the rolamite mechanism. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2018. Vol. 4, №1. P.105-115.

11. Vorobyov M., Prokopenko D. Elements of the theory of closed-loop mechanisms formed by rolling bodies without kinematic sliding. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2019. Vol. 5, №1. P.73-84.

12. Воройбов М.С., Прокопенко Д.П. Сучасне підґрунтя вдосконалення теорії механізмів: монографія.- Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2019. – 145с.

13. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П., Специфіка зведення мас до ланки, що рухається плоско-паралельно. East European Scientific Journal. 2020. Vol. 3, №01. P.58-76.

14. Cyclic deformation of separating tape in electromagnetic rolling pump / D Prokopenko, I Shatskyi, M Vorobiov, L Ropyak. // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – №1741. – С. 1–6.

15. Електромагнітний гідронасос кочення: пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24 заяв.05.03.14; опуб. 10.03.15. Бюл. №5

16. Опора поворотного стрілового крана: пат 119474 Україна, МПК B66C24/84; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12.

17. Насос на базі замкненої системи роликів: пат 119955 Україна, МПК F04B43/12 F04B43/08; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12.

18. Одноструменевий роторний перетворювач витрат рідини: пат 119926 Україна, МПК G01F3/06; заяв.27.11.17; опуб. 27.08.19. Бюл. №16.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	13
ВСТУП.....	14
1 ОГЛЯД ВИДІВ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНЕНИХ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНЦЮГІВ І СТАН ЇХ ВИВЧЕННЯ.....	20
1.1 Огляд видів механізмів на базі замкнених тілами кочення кінематичних ланцюгів	20
1.2 Стан вивчення механізмів із замкненими рухомими ланками кінематичним ланцюгом.....	30
ВИСНОВКИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ	36
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНУТОГО РУХОМИМИ ЛАНКАМИ КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА	38
2.1 Аналіз можливості існування безстрічкових дезаксимальних механізмів на базі ЗРЛКЛ без кінематичного ковзання.....	38
2.2 Визначення характеру зміни порожнин гідронасоса	42
2.3 Специфіка зведення мас дезаксимального механізму типу роламайт.	47
2.3 Деформація та рух роздільовальної стрічки дезаксимального МРТ з кільцевими напрямними	55
2.4 Уточнення взаємодії пружної стрічки та ролика.....	60
2.5 Висновки до розділу 2	64
3 РОЗРОБЛЕННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНУТИХ РУХОМИМИ ЛАНКАМИ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНЦЮГІВ.	65
3.1 Синтез механізму гідронасоса на базі ЗРЛКЛ	65
3.2 Синтез опори поворотного стрілового крана на базі ЗРЛКЛ	70
3.3 Синтез одноструменевого роторного витратоміра рідини.....	75

3.4 Насос на базі замкненої системи роликів	79
3.5 Вибір матеріалів при проектування пар тертя кочення.....	83
3.6 Висновки по розділу 3	90
4 Експериментальне дослідження гідронасоса на базі замкнутих рухомими ланками кінемтичних ланцюгів.	91
4.1 Способи визначення площі камер	91
4.2 Дослідження руху стрічки.....	99
4.3 Висновки по розділу 4.....	105
Основні висновки та рекомендації	106
Список використаних джерел	109
Додаток А – Алгоритм визначення площі камер гідронасосу у середовищі MATHCAD	116
Додаток Б – Алгоритм визначення зведеного моменту інерції середовищі MATHCAD	119
Додаток В – Патенти на винаходи.....	121
Додаток Д – Зміна величини площі камери насоса від кута повороту	135
Додаток Е - Список публікацій та відомості про апробацію результатів дисертації	143
Додаток Є – залучення до держбюджетної тематики	145

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

МТР – механізм типу Роламайт.

ЗСТК – замкнута система тіл кочення.

ЗРЛКЛ – замкнені рухомими ланками кінематичних ланцюгів.

МДО – мікродугове оксидування.

ВСТУП

Актуальність теми. Ведучою галузі промисловості України є машинобудування. Її розвиток залежить від швидкого використання результатів впровадження новітніх наукових досліджень, зокрема теоретичної бази для створення нових механізмів, які відрізняються суттєвим зменшенням тертя ковзання в кінематичних парах, а також спрощенням конструкції.

Серед них особливе місце займають дезаксимальні механізми типу “роломайт” і такі, які складені з тіл кочення при відсутності кінематичного тертя ковзання.

Найбільший ефект від застосування в новітніх підшипників слід очікувати у бурових установках. Тут за неможливості забезпечення герметичності підшипникових вузлів від потрапляння бурового розчину, засміченого абразивними частинками продуктів руйнування, принципово неможливо використовувати сепараторні підшипники, оскільки ці частинки руйнують сепаратори за лічені хвилини. . Із-за неминучого відхилення свердловини від прямолінійності тіла кочення насипних підшипників скупчуються у вгнутій частині опори та фактично не перекочуються. До того ж у лапах шарошок із-за цього виникає так званий “насосний ефект” всмоктування засміченого бурового розчину. Усе це значно підвищує опір обертання бурильної колони та зменшує ресурс її роботи, вимагаючи великих затрат на заміну зношених елементів.

Перспективним також є застосування цих підшипників у опорно-поворотному механізмі стрілових кранів для отримання надійного сприйняття моменту пари сил при підйомі вантажу нахиленою стрілою, а також роламайтного механізму у приводі насосів. Тому розробка методів структурного і кінематичного аналізу та синтезу таких механізмів та їх складових частин на базі замкнених рухомими ланками, серед яких є тіла кочення, кінематичних ланцюгів (ЗРЛКЛ), є актуальною науково-технічною задачею.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є аналіз і синтез на рівні схем нових механізмів на базі замкнутих рухомими ланками, включаючи і тіла кочення, кінематичних ланцюгів для опори стрілових кранів, приводу гідронасосів і гідровитратомірів.

Для досягнення цієї мети в дисертації поставлено такі основні наукові завдання досліджень:

- провести аналіз можливості існування безстрічкових дезаксіальних механізмів на базі замкнених рухомими ланками кінематичних ланцюгів без кінематичного ковзання (ЗРЛКЛ);
- обґрунтування умови існування дезаксіального механізму типу “роламайт” (МТР);
- визначити характер зміни порожнин гідронасоса на базі дезаксіального МТР;
- обґрунтувати специфіку зведення мас дезаксіального МТР;
- уточнити характер взаємодії пружної стрічки з роликом, який рухається плоско – паралельно;
- здійснити синтез безстрічкових механізмів на базі (ЗРЛКЛ) для опори стрілового крана, гідронасоса з гнучкою трубкою та гідровитратоміра з умови відсутності ковзання між тілами кочення;
- провести експериментальну перевірку теоретичних досліджень зміни порожнини у гідронасосі на базі дезаксіального МТР.

Об’єкт дослідження – закономірності існування механізмів на базі кінематичних ланцюгів, замкнених рухомими ланками, що містять тіла кочення.

Предмет дослідження – механізми на базі кінематичних ланцюгів, замкнених рухомими ланками, що містять тіла кочення.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням основних положень і методів теоретичної механіки, опору матеріалів, деталей машин та теорії машин і механізмів. Експериментальні дослідження проведено

на 3D моделі, яка виконана в Solid Work та Компас-3D та на виготовленій дослідній установці. Математичні алгоритми виконанні в програмі Mathcad.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

- оригінально доведено, що безстрічкового дезаксиального МТР без ковзання між тілами кочення створити неможливо;
- вперше обґрунтовано, що поряд з умовами відсутності провалювання тіл кочення та двобічного торкання стійкі потрібно розташовувати вхідні та вихідні вікна у гідронасосі, розробленого на рівні винаходу, у зоні утворення порожнини мінімального та максимального об'єму;
- здійснений на рівні винаходів синтез безстрічкових механізмів на базі ЗРЛКЛ для опори стрілового крана, насоса та витратоміра.
- виявлений нетрадиційний механізм кільцевої структури із замкненим на виході енергетичним потоком з розгалужувальною змінною кінематичною парою електромагнітного типу;
- розв'язання задачі зведення мас до рухомого ролика дезаксиального МТР може бути використана для моделювання інших механізмів, наприклад, і з заданим рухом однієї ланки відносно другої;
- уточнення характеру взаємодії гнучкої ланки з роликом який рухається плоско-паралельно, дозволяє вдосконалити теорію машин і механізмів з гнучкими ланками.

Особистий внесок здобувача. Дисертація містить лише ті наукові результати, які отримані здобувачем особисто. Постановка задач та обговорення результатів досліджень здійснювалось спільно з науковим керівником. З наукових праць, опублікованих у співавторстві, використовуються лише результати, отримані особисто здобувачем, а саме: в роботі [1] здобувачу належить визначення характеру зміни порожнин гідронасоса на базі дезаксиального МТР, обґрунтовано розташовування вхідних та вихідних вікон у гідронасосі та розроблений алгоритм і програма з визначення площ камер у системі *Mathcad*. У роботі [2] здобувачу належить розробка умов працездатності усіх типів радіальних механізмів з тілами кочення типу підшипників. У роботі [3] здобувачу належить визначення геометричних параметрів для зведення мас, часткова розробка алгоритму по зведенню мас та повна його реалізація в системі *Mathcad*. У роботі [4] здобувачу належить розробка розділу про механізм типу “роламайт” . У роботі [5] здобувачу належить аналіз циклічної деформації розділювальної стрічки у гідронасосі.

Апробація матеріалів дисертації. Основні наукові положення та результати проведених досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на таких науково-технічних конференціях: Міжнародна науково-технічна конференція “ Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу” (м.Івано-Франківськ, 16-17 травня 2016р.), 5-а Міжнародна науково-технічна конференція ”Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій” (Львів, 27-28 жовтня 2016 року), XXXV Міжнародна науково-практична інтернет-конференції “Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії” (Переяслав-Хмельницький, 27-28 лютого 2017 року), V International scientific conference “Science of the third millennium (Morrisville, Apr 29 2017 року), Міжнародна

науково-технічна конференція «Нафтогазова енергетика-2017» (м. Івано-Франківськ, 15-19 травня 2017 року), Міжнародна науково-практична конференція “Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування сфері технічних наук” (м. Люблін, 27-28 грудня 2017 року), науково-практичний семінар „Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи” (м. Івано-Франківськ, 19-21 вересня 2018 року), XXXIII International scientific conference “Innovations of the future” (New York, 8 листопада 2018 року), “Proceedings of XXXXIV International scientific conference” (New York, 24 травня 2019 року), Міжнародна науково-практична інтернет-конференція “Інновації XXI століття” (м. Вінниця, 10 серпня 2020 року).

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків до розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку використаних джерел із 72 найменованих (з них 34 іноземною мовою) та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 145 сторінок, містить 2 таблиці, 56 рисунки і додатки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами

Дисертаційна робота виконана відповідно до тематичного плану науково-дослідних робіт Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу і є складовою частиною наукової тематики кафедри технічної механіки ІФНТУНГ. Автор дисертаційної роботи був виконавцем робіт по держбюджетній тематиці Д-4-19-П “Розробка комплексної технології покращення експлуатаційних властивостей виробів машинобудування методом мікродугового оксидування”.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що:

- рекомендації щодо розташування вхідних і та вихідних вікон гідронасоса на базі дезаксиальних МТР дозволяє зменшити опір від рідини, яка знаходиться у мертвому об'ємі, а розташування приводу зовні МТР забезпечує передачу руху у замкнений простір, що дозволяє відмовитися від ущільнюючих елементів;
- уточнення взаємодії в МТР гнучкого тіла з роликом, який рухається плоско-паралельно, надає можливість уточнити визначення моменту сил тертя кочення при силовому розрахунку;
- розроблені на рівні винаходів опори стрілового крана, гідровитратомірів і гідронасоса з гнучкими стінками дозволяє вдосконалити їх конструкції за рахунок суміщення опор з робочими органами та підвищити ресурс внаслідок уникнення тертя ковзання між тілами кочення;
- застосування кульків та роликів в опорі стрілового крану забезпечує утримання роликів від торкання до буртиків стойки, а тому і відсутність ковзання, що може бути використано в опорах та інших машин.

1 ОГЛЯД ВИДІВ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНЕНИХ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНЦЮГІВ І СТАН ЇХ ВИВЧЕННЯ

1.1 Огляд видів механізмів на базі замкнених тілами кочення кінематичних ланцюгів

У своєму історичному розвитку людина пройшла складний шлях знань. Але на цьому шляху тривають пошуки і знахідки певних технічних рішень, які дозволили б з меншими фізичними і розумовими витратами та більш повно забезпечувати потреби людства.

Машина, якими в даний час оснащені виробничі процеси, на момент їх створення та впровадження у виробництво були досконалі і відповідали вимогам того часу. Однак, з часом, відбувається інтелектуальне зростання людського суспільства, зміна як умов життя, так і структури його потреб. Ці зміни постійно спонукають людей-фахівців вдосконалювати виробничі процеси, тобто впроваджувати нові, більш сучасні машини, що відповідають нагальним потребам і вимогам суспільства.

Високі вимоги, які ставляться до сучасних машин, можуть бути забезпечені лише в тому разі, якщо вони будуть мати близьку до оптимальної конструкцію. Машина з оптимальною конструкцією забезпечують високу продуктивність та якість продукції, низький рівень експлуатаційних та капітальних витрат, надійність роботи в різних умовах експлуатації.

Одним із напрямів удосконалення механізмів, поліпшення їх масогабаритних, енергетичних і багатьох інших технічних характеристик є заміна у рухомих з'єднаннях тертя ковзання тертям кочення. Це, на перший погляд, очевидне спрямування не зводиться тільки до використання підшипників кочення у обертальних кінематичних парах.

Існує цілий клас пристроїв у вигляді концентричних і ексцентричних бесепараторних підшипників, фрикційних і зубчастих планетарних передач та інші механізми. Вони являють собою або містять в якості основної складової частини замкнуту систему тіл кочення (ЗСТК).

Крім зниження тертя конкретні механізми, побудовані на базі ЗСТК, можуть мати переваги, пов'язані зі спрощенням конструкції, що виникають завдяки поєднанню функцій, усуненню нетехнологічних деталей, підвищенню загальної здатності навантаження і таке інше. Вирішення цих завдань особливо гостро стоїть в умовах жорсткої конкуренції машинобудівної продукції як на вітчизняному, так і світовому ринках. В даний час відомі сотні різноманітних пристроїв, які слід віднести до класу ЗСТК. Більшість з них з'явилися як винаходи в різних предметних областях при вирішенні конкретних інженерних задач

Однак спрямованому, комплексному науковому дослідженню цей клас механізмів досі не піддався - не збудовано стрункої теорії, що дозволяє систематизувати ці механізми і вирішувати завдання їх структурного і параметричного синтезу. Отже, глибоке вивчення, вдосконалення та широке практичне використання механізмів, побудованих на базі ЗСТК, систематизація та синтез нових схем з підвищеними технічними характеристиками для використання в багатьох машинах, є актуальною проблемою [6].

Кожевніков С. М. у роботі [7] зазначає, що в останній час багато дослідників у галузі машинобудування висловлюють думку про неможливість створення чогось нового у теорії механізмів і машин. Але в підручниках з теорії механізмів та машин розділ по ЗСТК відсутній, хоча саме ці механізми можуть стати новим розділом у даному розділу науки.

Історія накопичення знань в області механізмів ЗСТК почалася з колеса, першої зубчастої передачі і підшипника кочення, які стали використовуватися дуже давно. Планетарні передачі Джемса і Давида з'явилися на рубежі 18 - 19

століть. У 19 столітті були запатентовані конструкції пристроїв, в яких присутні виключно пари кочення - бесепараторних підшипники кочення (наприклад, US 116795 [8] - рис.1.1, US 498737 [9] - рис. 1.2) і мають подібні структурні схеми фрикційні передачі (наприклад, US 526887 [10]-рис.1.3.).

Але велика кількість елементів в цих конструкціях може призвести до складності їх виготовлення та зборки, а також до підвищеного рівня тертя ковзання.

До теперішнього часу загальна кількість конструкцій бесепараторних пристроїв, запропонованих різними авторами, обчислюється сотнями.

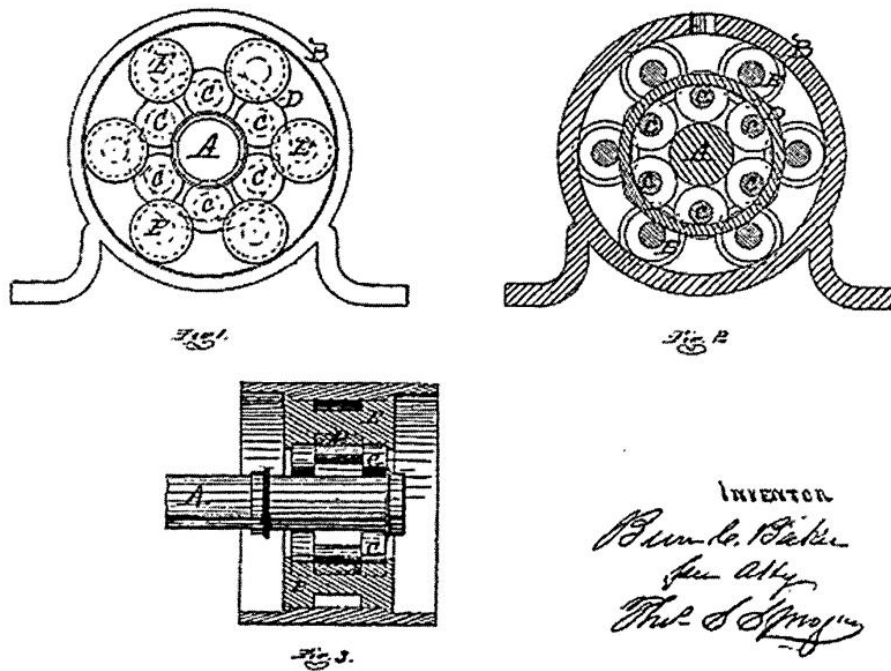


Рисунок 1.1 - Безсепараторний підшипник кочення

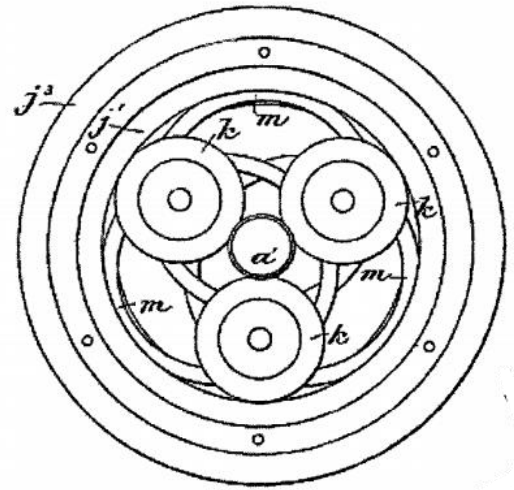
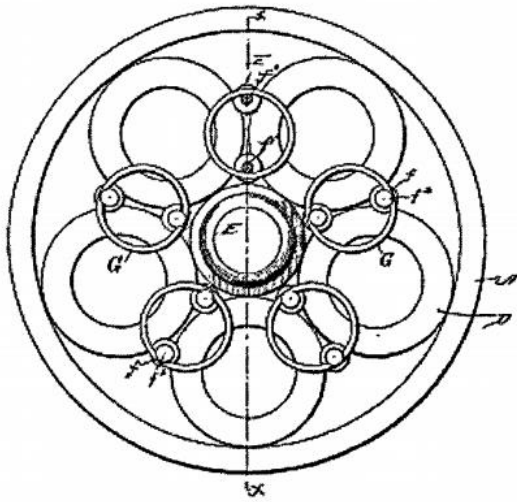


Рисунок 1.2. Безсепараторний підшипник Рисунок 1.3. Фрикційна передача

У [11] розглянуті одноструменеві витратоміри з плоскими чи чашоподібними лопатями, в яких перша ступінь перетворення витрат прохідної рідини являє собою елемент обертання у вигляді турбінок (рис. 1.4).

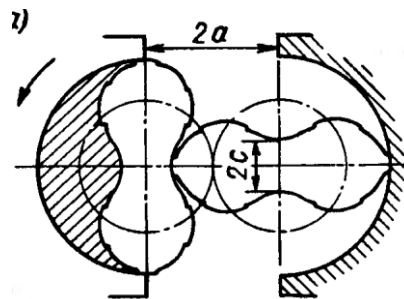


Рисунок 1.4 – Схема роторного витратоміра

У даному газовому витратомірі для синхронізації обертання роторів на кінцях їх осей з обох сторін є з'єднувальні шестерні. Під дією різниці тисків газу на вході та виході ротори починають обертатися. Для отримання малих втрат тиску, в якості опори кочення, застосовують шарикопідшипники. Їх основний недолік є нерівномірність в переміщення газу в межах одного оберту і, таким чином, виникнення пульсації тиску та розходу, що являється причиною відносно

великої похибки виміру . Крім цього при зношуванні, хоча би одного з чотирьох підшипників у циклоїдальному зачепленні, буде порушена його нормальна робота. До цього додається наявність зазорів між ротором та корпусом, що знижує точність виміру.

Окрім двухроторних існують і трироторні витратоміри. (рис. 1.5).

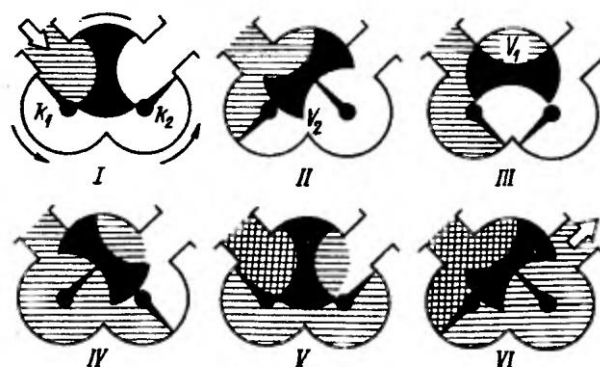


Рисунок 1.5 – Трироторний витратомір

Даний витратомір забезпечує більш стабільну роботу, але додатково ускладнює саму конструкцію витратоміра.

Подібні типи перетворювачів з фіксованою віссю обертання мають дві частини, перша з яких взаємодіє з напірною рідиною, а друга забезпечує фіксування осі та можливість обертання відносно корпусу. Виконання витратомірів з двох частин ускладнює конструкцію. Недоліком першої частини, виконаної у вигляді лопатей, є ударність входу на лопать потоку рідини.

Недоліком другої частини є необхідність мати елементи з'єднання з лопатями валу або осі та підшипники, розміщені в корпусі. Для аксіальних турбінок підшипники повинні сприймати крім радіальних ще і осьові зусилля.

Велика швидкість обертання рухомих частин опор, можливість потрапляння забруднень між рухомими тілами при недостатньому захисту від витікання мастила, важкий динамічний режим роботи вузлів обертання з-за змінності швидкості обертання обмежують ресурс роботи цих витратомірів.

Також вони вимагають окремого механізму опори і окремо механізмів приводу елементів розділення камер та складних конструкцій ущільнювачів.

Американським винахідником Дональдом Вилксом був запатентований механізм “Rolamite” (МТР – механізм типу роламайт). Цей механізм складався з двох роликів, утримуваних на доріжці, на протилежних сторонах S-подібної стрічки пружного металу, по якій рухаються ролики.

Пристрій є настільки універсальним, що може функціонувати як перемикач, клапан, насос, плавкий запобіжник, термостат, підсилювач, муфта, пристрій зміни швидкостей, гальмо, датчик тиску, електромагніт, пожежна сигналізація тощо.

На рис. 1.6 показаний механізм підшипникової опори [12].

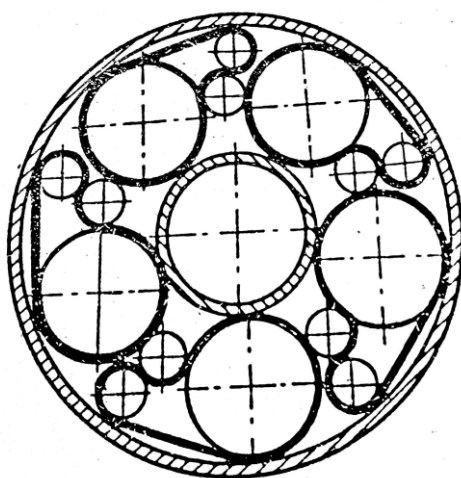


Рисунок 1.6 - Механізм підшипникової опори
Конструкція цього МТР, використаного в якості підшипникової опори, містить п'ять нескінченних гнучких стрічок, які рухаються по групах роликів. Кожна нескінченна гнучка стрічка охоплює з внутрішньої сторони по два ролика різних діаметрів. Між двома сусідніми нескінченними гнучкими стрічками, які пов'язані як з внутрішньої, так і з зовнішньої кільцевими напрямними, знаходиться по одному ролику, діаметр якого підібраний так, щоб нескінченні гнучкі стрічки не

стикалися між собою. Але така кількість роликів та стрічок значно ускладнюють саму конструкцію механізму.

Здебільшого насоси, які були побудовані на механізмі Rolamite, були перистальтичного типу. Наприклад, в авторському свідоцтві [13] показаний один із таких насосів (рис. 1.7).

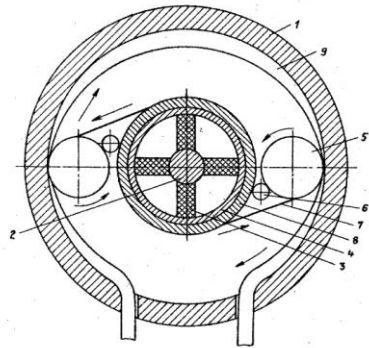


Рисунок 1.7 – Насос перистальтичний

Недоліками його є не висока надійність із-за відносно поганого зчеплення тонкої гнучкої деформуючої стрічки з вібраційною поверхнею барабану, що ускладнюється ще і відносно малою поверхнею контакту стрічки та барабану і, як наслідок, знижується к.к.д. та потужність насосу.

На рис. 1.8 показані також насоси перистальтичного типу на базі МТР з вібприводом [14-15].

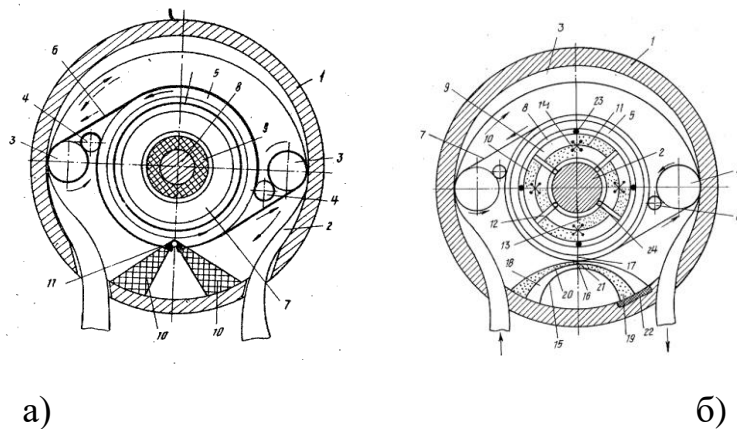


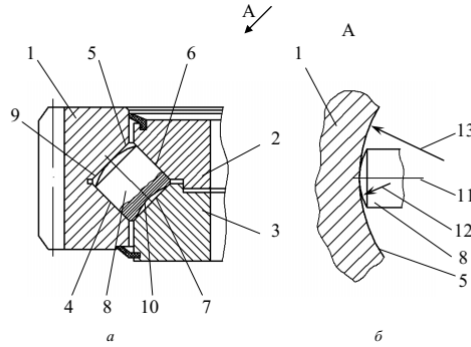
Рисунок 1.8 - Насоси перистальтичного типу

Як недолік насосу рис. 1.8а є невисока потужність та к.к.д, так як вібрація пьезокерамічного кільця 9 не використовується на пряму в переміщення роликів, які витісняють рідину.

За рахунок вібрації насоса на рис. 1.8б знижується його надійність і стабільність характеристик, так як башмаки 23, на якому розміщено колесо 5 з часом знищується і тому збільшується проковзування жорсткого кільця і з'являється нерівномірність у протягування стрічки 7 і збільшується енерговитрати.

Загалом насоси на базі механізмів МТР, в яких за рахунок перетискання гнучкої трубки, що Г - або S – подібно охоплює ролики, і відбувається подача робочого агенту, недоліком мають необхідність використання зворотно-поступального руху та сепаруючої гнучкої стрічки з прорізю для трубки. При зворотно-поступальному русі подача робочого агенту відбувається лише при робочому ході, що знижує продуктивність насосу та обумовлює пульсацію подачі робочого агенту. Зміна напрямку руху осей роликів супроводжується великими динамічними навантаженнями. Непродуктивне перетискання трубки при холостому ході призводить до її швидшого зношування, а зміна напрямку потоку робочого агенту створює додатковий опір руху роликів. Використання сепаруючої гнучкої стрічки з прорізю ускладнює конструкцію, створює додатковий опір рухові з-за наявності постійної пружної сили, викликає значні напруження згину стрічки, що обмежує довговічність насосу. Крім цього, такий насос призначений для передачі тільки одного робочого агенту.

У роботі [16] розроблена конструкція опорно-поворотного пристрою[17] (рис. 1.9)



а – загальний вигляд лівої частини в перерізі; б - вид по напрямку А (стрілка А) на внутрішню поверхню бігової доріжки у місці дотику циліндричного ролика

Рисунок 1.9- Принципова конструкція опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами

Конструктивні особливості запропонованого опорно-поворотного пристрою наведено на рис. 1.9, де показано: нерухоме кільце 1 з зубчастим вінцем і рухомими півобоймами 2 і 3. Ці деталі мають ретельно оброблені поверхні робочих доріжок 4, 5, 6 і 7 прямолінійного профілю як у традиційних пристроях. У пустотах між біговими доріжками встановлено циліндричні тіла кочення 8. Ролики відрізняються від традиційних тим, що мають торцеву зовнішню опуклу сферичну поверхню 9, а торцеву внутрішню угнуту сферичну поверхню 10. Під час роботи ролики обертаються навколо власної геометричної осі 11, біжать по відповідних бігових доріжках. Важливою особливістю форми тіл кочення є також і те, що радіус їхніх угнутих 10 і опуклих 12 сферичних поверхонь рівні між собою та мають бути меншими за радіус угнутої зовнішньої поверхні 13 робочих бігових доріжок нерухомого кільця 1.

Недоліками такого пристрою є ковзання із-за кінематичного неузгодження рухів елементів і ковзання торців опуклих роликів в межах розмірів площі пружного контакту з біговими доріжками та по радіусу угнутій поверхні, що знижує ресурс роботи, адже рухомі елементи пристрою описують концентричні

кола. Тому питання відповідного використання конічних опорних кочення у цій опорі залишається відкритим. Аналогічні недоліки можна відмітити у [18-19].

Також цікавим є кульково-ролікова опора кочення [20] (рис.1.10), яка складається з опорних роликів і розділяючих, меншого діаметра, кульок, розміщених між серединами роликів у зоні вгнутості з радіусами вгнутості, на 5-10% більшими за радіус кульок в зоні їх контакту, ролики по відношенню до кульок розташовані так, що осі їх обертання розміщені взаємно паралельно, а зони торкання кожного з них з нерухомими кільцями протилежні від місця контакту кульки з роликом.

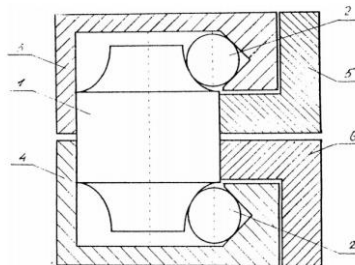


Рисунок 1.10 - Кулькова-ролікова опора кочення

Виконання роликів циліндричними у місці торкання з біговими доріжками нерухомого кільця, а замкненої системи цих роликів із кульками у вигляді одного ряду не дозволяє сприймати навантаження при відхиленому положенні стріли.

1.2 Стан вивчення механізмів із замкненими рухомими ланками кінематичним ланцюгом

У 1988 р. Г.Ю. Волков і М.М. Крохмаль надрукували статтю [21] в якій для механізмів із замкнутими гладкими тілами кочення використали аббревіатуру “ЗСТК” - замкнута система тіл кочення.

Але ж поняття “система” охоплює будь-який технічний пристрій, в якому тверді тіла виконанні як тіла обертання. Наприклад, ланцюг - прикраса з елементами у вигляді тіл обертання. Або у передачі гвинт-гайка з тертям кочення має місце ланцюжок кульок, який замикається за допомогою спеціального перепускового клапана.

У цій статті мова іде про замикання кінематичного ланцюга кульками чи роликами, центри яких рухаються по колу тільки за рахунок взаємного контакту. А в механізмах на рисунку 1.2 і 1.3 контур кінематичного ланцюга замикається рухливим кільцем або гнучкою ланкою.

Тому виникає проблема у систематизації, яка б охопила і такі механізми.

У роботі [22] М.С.Воробйов досліджував механізми, в одній із груп яких утворюється замкнений кінематичний ланцюг. Але в ньому є тільки важільні ланки, частина яких рухається навколо нерухомих осей, а частина – плоско-паралельно.

І.І. Вульфсон [23] при створенні динамічних моделей замкненої системи з двома та трьома “механізмами”, що мають спільну вихідну ланку відніс її до першої модифікації другого класу. Пізніше ввів для неї узагальнююче визначення “механізми кільцевої структури” [24-25]. По-перше, клас механізму традиційно прийнято визначати за класом найстаршої структурної групи, яка входить у механізм. Застосування системи з декількох механізмів також не відповідає термінологічному словнику з ТММ. Адже кожна з розглянутих

“систем” має спільний стояк і вихідну та вхідну ланку. До того ж розглянуте вказане замикання тільки на виході та тільки у важільно-кулачкових механізмах.

У роботі [26] замикання трактується як передача енергії паралельно по двох паралельно розташованих ланцюгах: зубчатому та важільному. Але ж у важільний ланцюг входять не тільки рухомі ланки, а й стояк, а вхідною є тільки одна пристоянкова кінематична пара п’ятого класу.

Для механізмів в яких є хоча би один кінематичний ланцюг, замкнений тільки рухомими ланками, що рухаються складно – плоско-паралельно доцільно ввести аббревіатуру “ЗРЛКЛ” – замкнений рухомими ланками кінематичний ланцюг. Тоді будуть охоплені також і відповідні важільні чи комбіновані традиційні механізми.

В основі новітніх механізмів на базі ЗРЛКЛ лежить вже згаданий класичний механізм типу ROLOMITE (анг. ”roller” – ролик, ”mite” – стрічка), який був запатентований американським винахідником Дональдом Вилксом у 1969 році [27-28]. Він складається з двох роликів, що знаходяться на протилежних сторонах доріжки з гнучкого матеріалу в формі літери S (рис. 1.11)

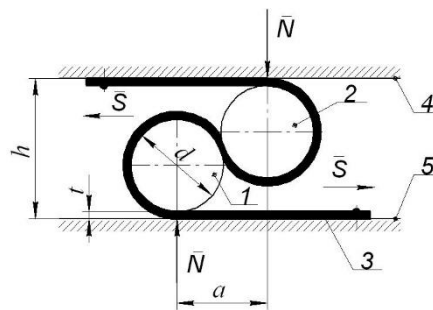


Рисунок 1.11 – Класичний роламайт

Тут ролики 1 і 2 здійснюють плоско-паралельний рух, а верхня 4 і нижня 5 напрямні плоскі поверхні є нерухомими. До них також нерухомо по кінцях закріплена попередньо натягнута силами F_0 одна стрічка 3 товщиною t . Сума діаметрів роликів та подвоєна товщина стрічки більша за відстань між напрямними, тому, коли стрічка натягнута та закріплена на напрямних стрічна

намотується на ролики дуже щільно, що унеможлиблює проковзування. Такий механізм можна віднести до нетрадиційної групи механізмів із геометрично-силовим замиканням елементів кінематичних пар.

В результаті дослідів було встановлено, що берилієві мідні стрічки, використані в Rolamite, виявилися настільки міцними, що не показали ознак втоми металу після 1000 000 вигинів [29].

В ході подальших експериментів було виявлено, що за рахунок натягу гнучкої стрічки практично ліквідується ковзання роликів, забезпечуючи втрати на тертя з коефіцієнтом, меншим за 0.0005, тобто тертя ковзання перетворюється майже в чисте кочення без застосування мастила [29].

В праці [30] зазначається, що втрати на тертя значно зменшуються при використанні пристроїв на основі Rolamite. Втрати на тертя в таких пристроях значно менші за альтернативні, тому що не містять ковзаючі поверхні - однакові площі поверхні ролика і стрічки завжди знаходяться в контакті. Конструкція багатьох пристроїв Rolamite усуває використання мастильних матеріалів, і тому вони особливо корисні в місцях, де використовуються високі вакууми або великі зміни температури ускладнюють можливість знайти відповідні мастильні матеріали. Завдяки відсутності потреби в мастильних матеріалах Rolamite може бути дуже корисним в умовах різких змін температури або вакууму.

Малий коефіцієнт тертя, різноманітні комбінації, які можна створити зміною розмірів роликів та стрічки обумовили застосування цього механізму не тільки в техніці але і в житті людини. В праці [31] описуються методи застосування принципів Rolamite для створення протезів верхньої кінцівки, що може відновити важливу функцію натуральної руки людини.

В праці [32] описується застосування цього механізму в стоматології. Незначна сила тертя дає можливість створювати різноманітні варіації протезів.

На пострадянському просторі механізми даного типу згадувалися не часто. Одним з перших в СРСР почали досліджувати ці механізми вчені НИС "Вибротехника" Каунааского політехнічного інституту [33]. В процесі досліджень було встановлено, що внаслідок високого натягу стрічки значні нормальні зусилля між стрічкою і роликами практично виключають проковзування [33].

Найбільш відповідальним елементом, який визначає довговічність пропонованої конструкції є замкнута розділювальна стрічка, яка зазнає циклічної деформації згину та розтягу. Питання теоретичного аналізу довговічності циклічно деформованої стрічки залишаються на сьогодні невирішеними. Розглядалися лише окремі задачі механіки руйнування тонких безмежних пластин під час згину з урахуванням закриття поодиноких тріщин [34–37], а також систем колінеарних [38–40] і паралельних [41–44] дефектів. Розглядалися також випадки комбінованого згину та натягу [45] циклічного згину [46] тріщин пластин.

Але попри все не вивченим залишилось питання, чи можливо створити дезаксиальний безстрічковий механізм з одноконттактними парами роликів при умові відсутності кінематичного тертя ковзання, а також не розглядався варіант виконання роламайтового механізму при наявності дезаксиалу.

Новою групою таких механізмів можна назвати механізми, в яких розпочав технологічно використовуватися вільний простір, який утворюється між робочими і розподільчими роликами. Одним із таких механізмів є механізм газового лічильника [47]. Винахід стосується пристроїв контролю газу та може бути використаний для контролю витрат рідини. Його рухома частина виготовлена у вигляді трьох пустотілих роликів, розділених нескінченною пружною стрічкою. Розподільчим роликам надана можливість взаємодіяти коченням з віссю корпусу, а робочим – коченням з його внутрішньою поверхнею.

Кожний з робочих роликів виготовлений зовнішнім радіусом, у чотири рази меншим за радіус внутрішньої поверхні корпусу. Постійний контакт роликів з корпусом і нескінченною стрічкою дозволяє циліндричними утворюючими беззасторожно відсікати гарантований мірний об'єм речовини, чим забезпечується зменшення похибки виміру.

У роботі [33] вказано, що для вирішення задачі щодо геометрії та натягу стрічки самим простим варіантом є використання формули Л. Ейлера. У роботі [48] Архангельским Г.В. показано, що формула Л.Ейлера щодо визначення сили взаємодії гнучкої ланки зі шківом є неточною, тому їм запропонований уточнений закон зміни натягу гнучкої ланки. Але цей закон охоплює лише ті механізми, в яких кожний шків обертається навколо нерухомої осі. А в МТР жорстка ланка, яка взаємодіє з гнучкою ланкою, рухається плоско-паралельно. Тому виникає задача визначення не тільки зусилля натягу гнучкої ланки, а і нормальної реакції притискування ланки – тіла кочення до стояка. Адже за її допомогою визначається момент сил тертя кочення.

Відомо, що для динамічного проектування складних багатоланкових систем найбільш вдалі конструкції можна отримати, використовуючи спрощені моделі у вигляді ланок зведення. Традиційно таке моделювання механізмів і машин відбувається шляхом їх заміни умовними рухомими вхідними ланками, які утворюють кінематичну пару п'ятого класу зі стояком [49]. Такими ланками зведення в теорії механізмів і машин є кривошип, що здійснює обертальний рух, та повзун, рух якого є поступальним. Проте, існують механізми, в яких вхідна ланка рухається плоско-паралельно. Так, в дезаксиальному гідроелектронасосі [50] вхідною ланкою є феромагнітний ролик, який приводиться у планетарний рух за допомогою електромагніту за принципом ротора кочення.

Загальний метод зведення має до початкової ланки наведено в [51-52] на прикладі механізму, який складається з n -ланок. У роботі [53] запропоновано

алгоритм розрахунку сумарного моменту інерції, зведеного до ведучої ланки механізму, яка здійснює обертовий рух. Алгоритм, що базується на визначенні передаточних відношень, призначений для оптимізації тільки існуючих схем важільно-стрижневих механізмів і проектування нових раціональних механізмів. Праця [54] присвячена питанням проектування та принципам розв'язку завдань в області динаміки механізмів, де розглянуто приведення мас до початкової ланки, що здійснює обертальний рух. У статті [55] розглядається приведення параметрів, в тому числі і маси, до нижчих обертальних опор 5 класу у вібропоглиначах. Автори [56] досліджують приведення моменту інерції на прикладі об'єктів різних геометричних форм та мас, а також наводять оригінальний метод приведення маси до початкової ланки. Не традиційний метод оцінки змінного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму двигуна внутрішнього згорання представлено в роботі [57]. Розроблено алгоритм для оцінки змінної маси моменту інерції 12-циліндрового V-двигуна та метод приведення мас до вхідної ланки. А механізми типу роламайт (МТР), не мають жодної рухомої ланки, яка б утворювала нижчу кінематичну пару п'ятого класу зі стояком. Очевидно, що традиційну методику моделювання динаміки механізмів шляхом зведення мас і сил неможливо застосувати для МТР.

У класичних МТР немає можливості керувати силовими та динамічними параметрами (наприклад, тягове зусилля, момент сил опору і ін.), окрім гнучких параметрів механізму, котре на пряму залежить від положень ланок. Дану проблему можливо вирішити із застосуванням приводів. В літературі майже не описані види приводів, які використовуються для МТР. В [33] описуються застосування віброзбуджувачів, що дає можливість керування певними параметрами. Але при їх застосуванні при взаємодії тіла з коливною поверхнею може призвести до періодичного розриву контакту між ними. При певних напрямках коливань виникає підвищений знос тіл кочення, а в деяких випадках

спостерігається холодне зварювання тіл кочення [58]. Все це значно ускладнює саму конструкцію МТР та потребує втручання в саму конструкцію. У [50] показаний альтернативний варіант приводу для МТР (на базі електромагніту,) якій дозволяє передати рух у замкнений простір та позбутися використання опор обертання за межами робочої зони. Додаткову перевагою використання даного приводу є те, що відбувається процес намагнічення рідини, що дозволяє зменшити корозію металевих елементів насоса та трубопроводів, значно сповільнити утворення накипу та покращити очистку від накипу, що актуально в теплообмінних системах, а також зменшити відкладення смол та парафіну на стінках нафтопромислового обладнання.

Висновки та формулювання основних задач досліджень

За результатами проведеного аналізу літературних і патентних джерел можна зробити наступні висновки:

1. Встановлено, що механізми на базі ЗРЛКЛ використовуються не тільки зі стрічкою чи рухомим кільцем, а і безстрічкові.
2. Характер взаємодії ролика зі стрічкою у МТР здійснюється на підставі класичної формули Л.Ейлера, що призводить до певної неточності силових розрахунків. Вона обмежена приблизним визначенням тільки сили натягу стрічки.
3. Привод ланок механізмів на базі ЗРЛКЛ або не аналізується або зводиться до вібраційного.
4. Існуюча опора стрілового крану вимагає вдосконалення, щодо зменшення в неї втрат на тертя.

5. Традиційні витратоміри рідин є громіздкими, тому вимагають пошуку шляхів їх вдосконалення з необхідністю вдосконалення опор поза робочою зоною.

6. Введене нове поняття - замкнута система тіл кочення (ЗРЛК).

Метою роботи є аналіз і синтез на рівні схем нових механізмів, ланки яких повинні виконувати роль як опор так і виконавчих органів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- проаналізувати можливість існування безстрічкових дезаксиальних механізмів на базі ЗРЛКЛ при відсутності між тілами кочення.
- встановити умови існування дезаксиального МТР як базового для гідронасоса;
- визначити характер зміни порожнини у дезаксиальному МТР як камер гідронасоса;
- обґрунтувати специфіку зведення мас дезаксиального МТР;
- науково обґрунтувати та створити на рівні схем гідронасос, гідровитратомір, опору стрілового крана та перістальтикового насосу.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНУТОГО РУХОМИМИ ЛАНКАМИ КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА

2.1 Аналіз можливості існування безстрічкових дезаксиальних механізмів на базі ЗРЛКЛ без кінематичного ковзання

Уявимо собі, що у природі існують такі співвідношення параметрів, що опорні тіла кочення у взаємодії з нерухомою напрямною розділені без стрічки сепаруючими тілами кочення також у взаємодії з нерухомою циліндричною напрямною так, щоб обидві напрямні розташувались дезоксиально (рис.2.1) і хоча би одна напрямна мала лекальну форму замкненої поверхні змінного радіуса r_i , наприклад, для сепаруючого тіла, яке б перекочувалось по нерухомому кулачковому шипу. Тобто механізм перетворився би у такій, якій мав би геометричне замикання елементів кінематичних пар.

Позначимо миттєву вісь обертання опорного та сепаруючого тіла літерою P_{21} , опорного радіуса r_1 з напрямною P_{13} радіуса R , сепаруючого радіуса r_2 - P_{26} . Сепаруюче тіло повинно напрямлятися шипом.

З умови відсутності кінематичного ковзання опорного та сепаруючого тіл кочення одне по одному потрібно, щоб точка P_{26} розташувалася на лінії, яка з'єднує точки P_{21} і P_{13} .

Це можливо якщо задовольняється співвідношення

$$\frac{P_{21}P_{31}}{P_{21}P_{26}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (2.1)$$

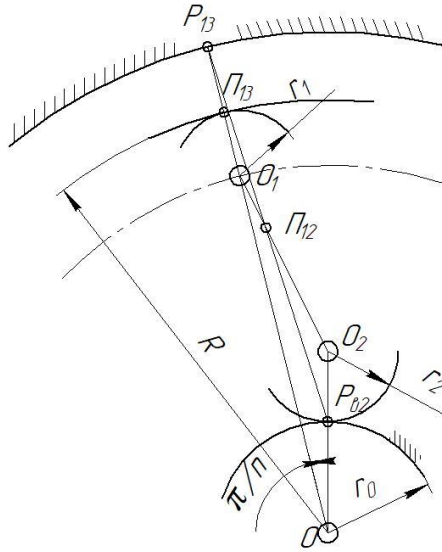


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема

Із закономірностей планетарного руху тіл кочення маємо:

$$\omega_1 = \left(1 - \frac{R}{r_1}\right) \cdot \frac{\Omega_1}{\Omega_2} \quad (2.2)$$

i

$$\omega_2 = \left(1 + \frac{r_i}{r_2}\right) \cdot \Omega_2, \quad (2.3)$$

де Ω_1 і Ω_2 - кутові швидкості обертання центрів O_1 і O_2 тіл кочення.

Підставляючи (2.2) і (2.3) в (2.1) отримуємо після перетворень

$$r_i = (r_1 - R) \cdot \frac{\Omega_1}{\Omega_2} - r_2 \quad (2.4)$$

Для пошуку r_i використовуємо формулу кривини плоскої кривої у точці P_{2i}

(x_{p2i}, y_{p2i}) :

$$r_i = \frac{\left[1 + (y'_{p2i})^2\right]^{\frac{3}{2}}}{y''_{p2i}}. \quad (2.5)$$

Приймаємо $y'_{p2i} = p$, тоді $y''_{p2i} = p' = \frac{dy_{20}}{dx_{p2i}}$ і $\frac{r_i dp}{(1+p^2)^{\frac{3}{2}}} = dx_{p2i}$, звідки

$$x_{p2i} = \frac{r_i p}{\sqrt{p^2 + 1}} + C_1 \quad (2.6)$$

або

$$(x_{p2i} - C_1)^2 (p^2 + 1) = r_i^2 p^2 \quad \text{і} \quad (2.7)$$

$$(x_{p2i} - C_1)^2 p^2 + (x_{p2i} - C_1)^2 - r_i^2 p^2 = 0, \quad (2.8)$$

$$\left[r_i^2 - (x_{p2i} - C_1)^2\right] p^2 = (x_{p2i} - C_1)^2 = 0. \quad (2.9)$$

Тоді

$$p = \frac{x_{p2i} - C_1}{\sqrt{r_i^2 - (x_{p2i} - C_1)^2}} \quad (2.10)$$

Позначимо $x_{p2i} - C_1 = \mu$ тоді $\frac{dy_{02i}}{dx_{p2i}} = \frac{\mu}{\sqrt{r_i^2 - \mu^2}}$, розв'язком чого є

$$y_{p2i} = \int \frac{\mu dx_{p2i}}{\sqrt{r_i^2 - \mu^2}}. \quad (2.11)$$

Приймаємо

$\mu = r_i \sin t$, тоді $d\mu = r_i dt \cos t$ і

$$y_{p2i} = \int \frac{r_i \sin t \cdot r_i \cos t dt}{\sqrt{r_i^2 - r_i^2 \cos^2 t}} = \int r_i \sin t dt = -r_i \cos t + C_2, \quad (2.12)$$

де $t = \arcsin \frac{\mu}{r_i}$.

Розв'язкам (2.12) є

$$y_{p2i} = C_2 - r_i \cos\left(\arcsin \frac{\mu}{r_i}\right) = C_2 - r_i \cdot \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{r_i^2}} = C_2 - \sqrt{r_i^2 - \mu^2}. \quad (2.13)$$

Або

$$y_{p2i} = C_2 - \sqrt{r_i^2 - (x_{p2i} - C_1)^2}. \quad (2.14)$$

Координати центра кривизни O_i шипа мають вигляд

$$\xi = x_{p20} - \frac{p \cdot (1 + p^2)}{p'}; \quad \eta = y_{p20} + \frac{1 + p^2}{p'}, \quad (2.15)$$

$$\text{де: } p = \frac{x_{p20} - C_1}{\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}}; \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} p' &= \frac{d^2 y_{p20}}{dx_{p20}^2} = \frac{1}{\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}} + \frac{x_{p20} - C_1}{\left[\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}\right]^3} \cdot \left[-\frac{1}{2} \cdot \frac{-2 \cdot (x_{p20} - C_1)}{\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}}\right] = \\ &= \frac{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2 + (x_{p20} - C_1)^2}{\left[\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}\right]^3} = \frac{r_i^2}{\left[\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}\right]^3}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Тоді

$$\xi = x_{p20} - \frac{x_{p20} - C_1}{\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}} \cdot \left(1 + \frac{(x_{p20} - C_1)^2}{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}\right) \cdot \frac{\left[\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2}\right]^3}{r_i^2}. \quad (2.18)$$

Після перетворень отримуємо

$$\xi = C_1 = \text{const}.$$

$$\eta = C_2 - \sqrt{r_i^2 - (x_{p2i} - C_1)^2} + \frac{r_i^2}{r_i^2 - (x_{p2i} - C_1)^2} \cdot \frac{\left[\sqrt{r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2} \right]^3}{r_i^2}, \quad (2.19)$$

тобто

$$\eta = C_2 = \text{const}$$

Вирази ξ і η характерні для кола, рівнянням якого є

$$\begin{aligned} (y_{p20} - C_2)^2 &= r_i^2 - (x_{p20} - C_1)^2 \\ \text{або} & \\ (y_{p20} - C_2)^2 + (x_{p20} - C_1)^2 &= r_i^2. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Центр цього кола розташований у точці з координатами $x_{p20} = C_1$, $y_{p20} = C_2$.

Звідси видно, що механізм із кінематичним ланцюгом замкнутими тілами кочення без ковзання з напрямними змінного радіуса кривизни створити не можливо, а шип повинен розташовуватися аксіально.

2.2 Визначення характеру зміни порожнин гідронасоса

Розглянемо дезаксиальний МРТ з кільцевим напрямними та з найменшою можливою кількістю пар роликів, яка дорівнює трьом, при одному вхідному ролику.

Основний елемент конструкції насоса – робоча камера. Робочий процес насоса заснований на позмінному заповненні камери рідиною. Визначимо площу зміни робочих камер які утворені робочими і розподільчими роликами, наступним чином (рис. 2.2).

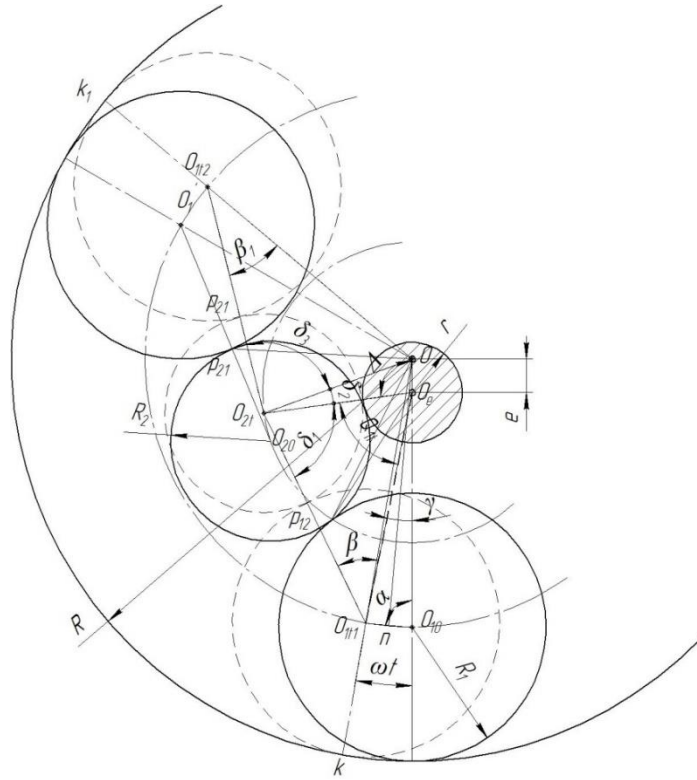


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема визначення площі робочих камер 1

З трикутника $OO_{1t1}O_{10}$ можна визначити: кут α

$$\alpha = \frac{180^\circ - \omega t^0}{2}, \quad (2.21)$$

де ωt - кут повороту роликів від початкового положення;

і довжину сторони $O_{1t1}O_{10}$

$$O_{1t1}O_{10} = \frac{OO_{1t1} \sin \omega t}{\sin \alpha}, \quad (2.22)$$

де $OO_{1t1} = R - R_1$.

з трикутника $O_e O_{1t1} O_{10}$ маємо:

- довжину сторони $O_{1t1} O_e$

$$O_{1t1} O_e = \sqrt{(O_{1t1} O_{10})^2 + (O_e O_{10})^2 - 2 \cdot (O_{1t1} O_{10}) \cdot (O_e O_{10}) \cdot \cos \alpha}, \quad (2.23)$$

де $(O_e O_{10}) = R - R_1 - e$;

та кут γ

$$\gamma = \arcsin \frac{(O_{1t1} O_{10}) \sin \alpha}{(O_{1t1} O_e)}. \quad (2.24)$$

Розглянемо трикутник $O_e O_{2t} O_{1t1}$ з метою визначення таких кутів:

$$Q_{1t} = \arccos \frac{(O_{2t} O_e)^2 + (O_{1t1} O_e)^2 - (O_{1t1} O_{2t})^2}{2 \cdot (O_{2t} O_e) \cdot (O_{1t1} O_e)} \quad (2.25)$$

де: $(O_e O_{2t}) = R_2 - e$;

$(O_{1t1} O_{2t}) = R_2 + R_1$.

$$\delta_1 = \arcsin \frac{(O_{1t1} O_e) \sin Q_{1t}}{(O_{1t1} O_{2t})}; \quad (2.26)$$

$$\beta = 180^\circ - Q_{1t} - \delta_1.$$

З трикутника $O_e O_{2t} O$ визначається:

довжина сторони $O_{1t1} O_e$

$$O_{2t} O = \sqrt{(O_e O)^2 + (O_e O_{2t})^2 - 2 \cdot (O_e O) \cdot (O_e O_{2t}) \cdot \cos \Delta} \quad (2.27)$$

де: $(O_e O) = e$;

$$\begin{aligned}(O_e O_{2t}) &= R_2 + r; \\ \Delta &= 180 - (Q_{1t} + \gamma); \end{aligned} \quad (2.28)$$

і кут δ_2

$$\delta_2 = \arcsin \frac{(OO_e) \sin \Delta}{(OO_{2t})}. \quad (2.29)$$

Нарешті, з трикутника $OO_{2t}O_{1t2}$ маємо:

$$\beta_1 = \arccos \frac{(O_{1t2}O_{2t})^2 + (O_{1t1}O)^2 - (O_{2t}O)^2}{2 \cdot (O_{1t2}O_{2t}) \cdot (O_{2t}O)}, \quad (2.30)$$

де: $(O_{1t1}O_{2t}) = R_2 + R_1$,

$(O_{1t2}O_{2t}) = R - R_1$,

- кут δ_3

$$\delta_3 = \arcsin \frac{(OO_{1t2}) \sin \beta_1}{(OO_{2t})}. \quad (2.31)$$

Знайдені кути дають можливість визначити площі секторів так:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_{k_1Ok} = \pi R^2 \frac{120^0}{360^0}; \\ S_2 &= S_{p_{12}O_{1t1}k} = \pi R_1^2 \frac{180^0 - \beta^0}{360^0}; \\ S_3 &= S_{p_{21}O_{1t2}k_1} = \pi R_1^2 \frac{180^0 - \beta_1^0}{360^0}; \\ S_4 &= S_{p_{12}O_{2t}p_{21}} = \pi (R_2^2 + \delta) \frac{360^0 - (\delta_1^0 + \delta_2^0 + \delta_3^0)}{360^0}. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Площі трикутників:

$$\begin{aligned}
 S_5 &= S_{O_e O_{1t} O_{2t}} = \frac{1}{2} (O_{1t} O_{2t}) (O_{2t} O_{1t2}) \sin \delta_1; \\
 S_6 &= S_{O_e O O_{2t}} = \frac{1}{2} (O O_{2t}) (O_{2t} O_e) \sin \delta_2; \\
 S_7 &= S_{O O_{1t2} O_{2t}} = \frac{1}{2} (O_{1t2} O) (O_{2t} O_{1t2}) \sin \delta_3.
 \end{aligned}
 \tag{2.33}$$

Загальна площа робочої камери

$$S = S_1 - S_2 - S_3 - S_4 - S_5 - S_6 - S_7.
 \tag{2.34}$$

Якщо усі ці площі перемножити на довжину роликів, отримуємо приблизно відповідні об'єми рідини (без врахування перетікання через зазори між торцями роликів і стінок корпусу).

Для параметрів $R = 120\text{мм}$; $R_1 = 40\text{мм}$; $R_2 = 29.6\text{мм}$; $e = 10\text{мм}$ та ширині насоса 100мм зміна площ робочих камер показана на рисунку 2.3. Розрахунки виконані в програмі Microsoft Excel.

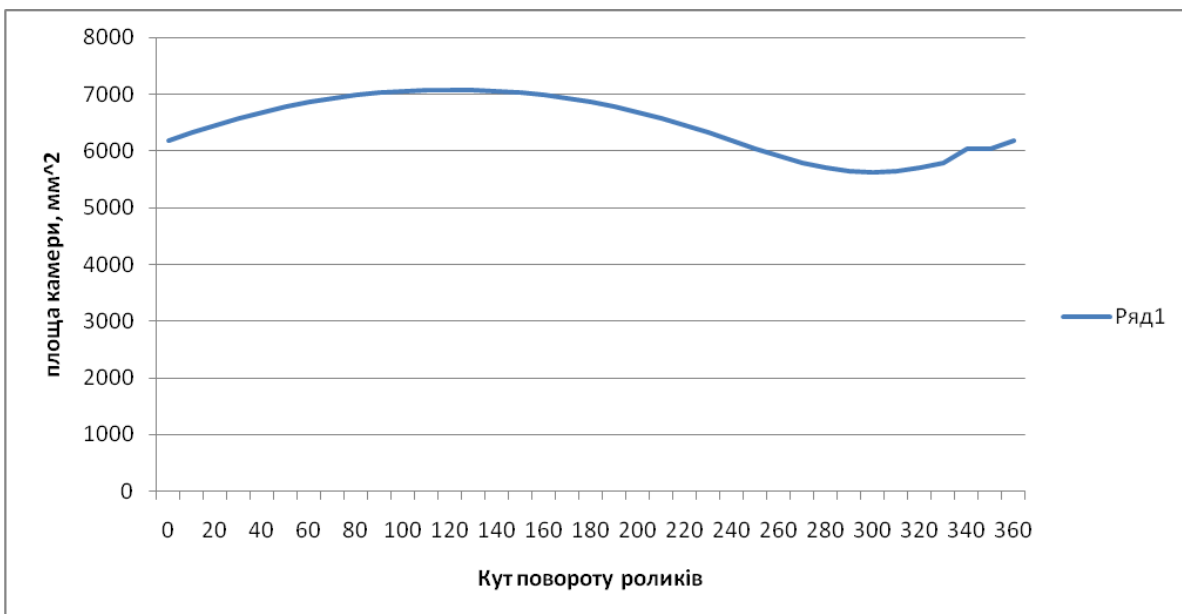


Рисунок 2.3 – Зміна площі робочих камер 1

Для вказаних параметрів величина стиску рідини склала

$$p = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{7122.13}{5631.2} = 1.26. \quad (2.35)$$

Теоретичну продуктивність насосу можна визначити по формулі:

$$Q_H = \Delta S_T \cdot \omega \quad (2.36)$$

де: ΔS_T - різниця максимальної і мінімальної площ.

2.3 Специфіка зведення мас дезаксиального механізму типу роламайт

Розглянемо дезаксиальний МТР з кільцевим напрямними та з найменшою можливою кількістю пар роликів, яка дорівнює трьом, при одному вхідному ролику (рис. 2.2) .

При визначенні загального зведеного моменту інерції дезаксиального МТР знехтуємо масою стрічки внаслідок її малізми у порівнянні з масою найменшого ролика.

Власна маса вхідного опорного феромагнітного ролика як суцільного тіла дорівнює

$$m_\phi = \frac{\pi R_1^2 l \gamma}{g}, \quad (2.37)$$

а його момент інерції

$$J_\phi = \frac{\pi R_1^4 l \gamma}{2g}, \quad (2.38)$$

де: l – довжина ролика;

γ – питома вага його матеріалу;

g – прискорення вільного падіння.

Для зведеного моменту інерції феромагнітного ролика з умови зведення маємо

$$J_{\phi}^{ze} = m_{\phi} \frac{v_{01}^2}{\omega^2} + J_{\phi} \frac{\omega_1^2}{\omega^2}, \quad (2.39)$$

де $v_{01} = \omega \cdot (R - R_1)$ – лінійна швидкість руху центра ролика навколо точки O – початку системи координат;

ω – вхідна кутова швидкість вхідного ролика навколо точки O ;

$\omega_1 = \frac{R - R_1}{R_1} \cdot \omega$ – кутова швидкість обертання опорного ролика навколо точки O ,

при обертанні ролика за стрілкою годинника.

Якщо напрям руху вхідного ролика буде протилежним, тоді $\omega_1 = \frac{R_1 - R}{R_1} \cdot \omega$

Після підстановки та перетворень отримуємо

$$J_{\phi}^{ze} = \frac{1.5\pi R_1^2 l \gamma}{g} \cdot (R - R_1)^2 = 1.5m_{\phi} \cdot (R - R_1)^2. \quad (2.40)$$

Для визначення зведеного моменту інерції маси одного з неферомагнітних опорних роликів при переміщенні його центру обертання з положення O_1 в положення O_{1t1} (рис.2.2) знаходимо

$$\psi = \varphi + \beta + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \beta_1 - \arccos \left[\frac{e^2 + (R - R_1)^2 - (O_{1t2}O_e)^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right] - \arccos \left[\frac{e^2 + (r - R_2)^2 - (OO_{20})^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right], \quad (2.41)$$

де

$$OO_{20} = e^2 + (r + R)^2 - 2 \cdot e \cdot (r + R) \cdot \frac{e^2 + (r + R)^2 - (e + R - R_1)^2 - (R_1 + R_2)^2}{2 \cdot [e + (r + R) + (e + R - R_1) - (R_1 + R_2)]}. \quad (2.42)$$

Кут обертання ψ_1 самого ролика

$$\psi_1 = \frac{\psi \cdot (R - R_1)}{R_1}. \quad (2.43)$$

Тоді вказану складову загального зведеного моменту інерції двох феромагнітних опорних роликів можна визначити за формулою

$$J_{\Pi 1} = 2m_o (R - R_1)^2 \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)^2. \quad (2.44)$$

Складова частина зведеного моменту інерції від двох сепаруючих роликів, які контактують з феромагнітним роликом, визначаємо за формулою:

$$J_{2\kappa}^{36} = 2m_c \left[\left(\frac{\partial O_{2r} O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left(\frac{\partial \psi_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \quad (2.45)$$

де: m_i - маса опорних і сепаруючих роликів,

ψ_4 - кут обертання сепаруючого ролика.

Для визначення кута ψ_4 необхідно з трикутника $O_e O_{20} O_{10}$ визначити спочатку кут Θ_{21r} так:

$$\Theta_{21r} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{10})^2 + (O_e O_{20})^2 - (O_{20} O_{10})^2}{2 \cdot (O_e O_{10}) \cdot (O_e O_{20})} \right). \quad (2.46)$$

По ньому визначаємо кут обертання центра ролика O_2 (рисунок 2.4),

$$\psi_3 = (\Theta_{1t} + \gamma) - \Theta_{1t} \quad (2.47)$$

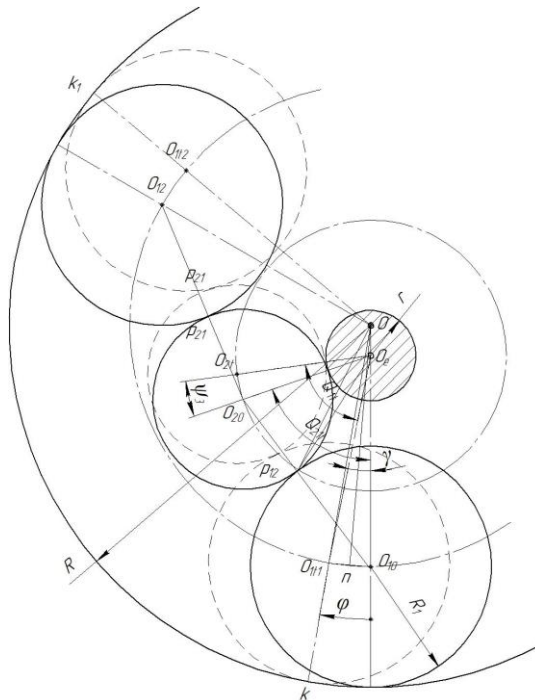


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема визначення кута ψ_3

Тоді кут обертання ψ_4 сепаруючого ролика знайдемо з формули Вілліса

$$\frac{\psi_4}{\psi_3} = -\left(1 + \frac{r}{R_2}\right) \Rightarrow \psi_4 = -\psi_3 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2}\right). \quad (2.48)$$

Якщо напрям руху ланки зведення буде направлений протилежно до ходу стрілки годинника, тоді

$$\psi_4 = \psi_3 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2}\right). \quad (2.49)$$

Складову зведеного моменту інерції від сепаруючого ролика, який не контактує з феромагнітним роликом, визначимо за формулою

$$J_{22\kappa}^{36} = 2m_{II} \left[\left(\frac{\partial O_{3i}O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left(\frac{\partial \psi_6}{\partial \varphi} \right)^2 \right]. \quad (2.50)$$

де кут оберту розглядуваного ролика дорівнює

$$\psi_6 = -\psi_5 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2} \right) \quad (2.51)$$

Кут ψ_5 - переміщення центра сепаруючого ролика з положення O_{30} в положення O_{3i} (рис. 2.5) дорівнює

$$\psi_5 = \psi_{55} + \mu - \psi_{35} - \psi_{31} \quad (2.52)$$

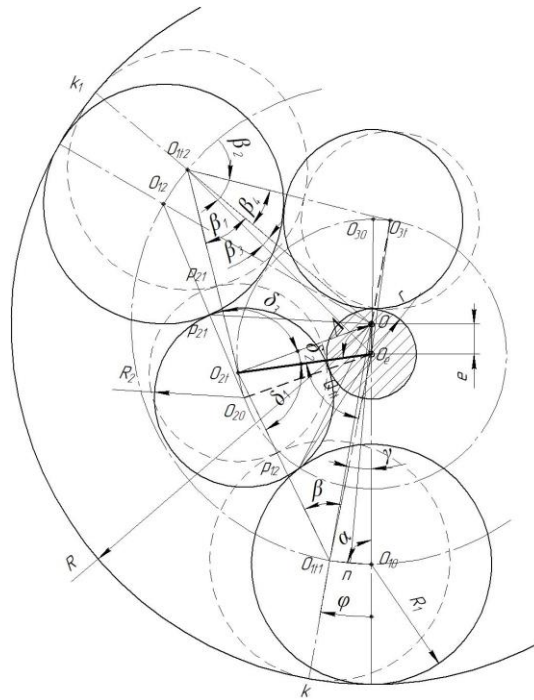


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема визначення кута ψ_5

де складові кутів знайдені так:

$$\psi_{55} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{1r2})^2 + (O_e O_{3t})^2 - (O_{3t} O_{1r2})^2}{2 \cdot (O_e O_{1r2}) \cdot (O_e O_{3t})} \right) \quad (з \Delta O_{1t2} O_e O_{3t})$$

де:

$$O_e O_{1r2} = \sqrt{(O_e O_{2t})^2 + (O_{2t} O_{1r2})^2 - 2 \cdot (O_e O_{2t}) \cdot (O_{2t} O_{1r2}) \cdot \cos(\delta_2 + \delta_3)} \quad (з \Delta O_e O_{2t} O_{1t2}),$$

$$\psi_{55} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{12})^2 + (O_{20} O_e)^2 - (O_{20} O_{12})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_{20} O_e)} \right) \quad (з \Delta O_{12} O_e O_{20}),$$

$$O_e O_{12} = \sqrt{(O_{12} O_{20})^2 + (O_e O_{20})^2}$$

$$\psi_{35} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{12})^2 + (O_e O_{30})^2 - (O_{12} O_{30})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_e O_{30})} \right) \quad (з \Delta O_{12} O_e O_{30}),$$

$$\mu = \arccos \left(\frac{(O_e O_{20})^2 + (O_e O_{1r2})^2 - (O_{12t} O_{20})^2}{2 \cdot (O_e O_{20}) \cdot (O_e O_{1r2})} \right) \quad (з \Delta O_{1t2} O_e O_{20}).$$

Змінну відстань руху центру обертання ролика O_2 навколо O визначаємо за теоремою косинуса з $\Delta O O_{1t2} O_{3t}$:

$$O O_{3t} = \sqrt{(O O_{1r2})^2 + (O_{1r2} O_{3t})^2 - 2 \cdot (O O_{1r2}) \cdot (O_{1r2} O_{3t}) \cdot \cos(\beta_4)}, \quad (2.53)$$

де $\beta_4 = \beta_2 - \beta_3$

$$\beta_2 = \arccos \left(\frac{(O_e O_{1r2})^2 + (O_{3t} O_{1r2})^2 - (O_e O_{3t})^2}{2 \cdot (O_e O_{1r2}) \cdot (O_{3t} O_{1r2})} \right) \quad (з \Delta O_{1t2} O_e O_{3t}),$$

$$\beta_3 = \arccos\left(\frac{(OO_{1r2})^2 + (O_e O_{1r2})^2 - (O_e O)^2}{2 \cdot (OO_{1r2}) \cdot (O_e O_{1r2})}\right) \quad (3 \Delta O_e O O_{1r2}).$$

Загальний зведений момент інерції насосу буде являти собою суму моментів інерції

$$J_{нас}^{36} = J_{\phi}^{36} + J_{П1} + J_{2k}^{36} + J_{22k}^{36} \quad (2.54)$$

Наведений алгоритм реалізовано за допомогою середовища MATHCAD і отримані значення наведених моментів інерції та їх суму. Зміну зведеного моменту інерції відображено на графіку (рис. 2.6, 2.7 та 2.8).

$$\begin{aligned} RR &:= 0.12 & R1 &:= 0.04 & R2 &:= 0.0293 & r &:= 0.015 & e &:= 0.01 & R11 &:= 0.08 \\ mП &:= 0.5 & mо &:= 0.5 & mс &:= 0.3 & m\phi &:= 0.3 & R_{\phi} &:= RR \\ \phi 0 &:= 0 \cdot \frac{\pi}{180} & & & & & & & & & & \text{-Кут нульового положення} \\ x &:= 0, \frac{\pi}{6.5} .. 2\pi \\ \phi 1(x) &:= x + \phi 0 & & & & & & & & & & \text{- Кут зміни положення механізму} \end{aligned}$$

Рисунок 2.6 – Вхідні дані для розрахунку зведеного моменту інерції.

$\frac{\varphi_1(x)}{\text{deg}} =$	$J\phi = 0.00288$	$J\Pi_1(x) =$	$JC(x) =$	$JK(x) =$
0		0.09	0.000387	0.00000126
27.69		0.09	0.0003353	0.00000084
55.38		0.06	0.0003104	0.00000128
83.08		0.14	0.0003016	0.00000199
110.77		0.07	0.0003007	0.0000011
138.46		0.11	0.0003039	0.00000099
166.15		0.1	0.0003082	0.00000038
193.85		0.08	0.0003158	0.00000038
221.54		0.07	0.0003396	0.00000099
249.23		0.05	0.000389	0.00000125
276.92		0.08	0.000448	0.00000079
304.62		0.09	0.000478	0.00000093
332.31		0.09	0.0004505	0.00000125
360		0.09	0.000387	0.00000126

Рисунок 2.7 – Числові значення

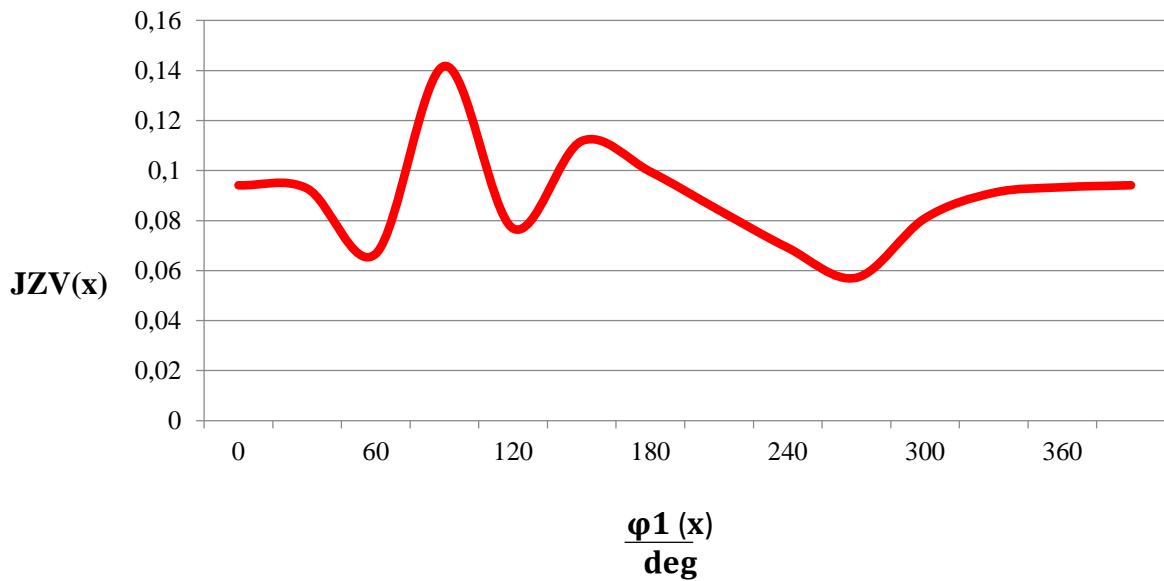


Рисунок 2.8 – Графік зміни сумарного моменту інерції в залежності від кута повороту.

Як видно з наведеного графіку найбільша величина зведеного моменту припадає на куті 83° .

2.3 Деформація та рух розділювальної стрічки дезаксимального МРТ з кільцевими напрямними

Стрічка в МРТ заслуговує окремого вивчення так як зазнає інтенсивної циклічної деформації, а тому є найбільш уразливим елементом в МРТ. В таких механізмах шильна натягнута стрічка надійно охоплює ролик, завдяки чому навіть при ударних навантаженнях перекося осей буде мінімальним [22].

Стрічки в МРТ можуть виготовлятися різним за товщиною та конфігураціями в залежності від необхідних характеристик, яким повинен відповідати механізм. При застосування стрічок з різноманітним вирізами можна отримати великий діапазон характеристик сила – прогин, але слід вважати, що вирізи зменшують площу, яка сприймає навантаження та створюють зони підвищених напружень.

Енергія згину і натягу однорідної стрічки при руху роликів залишається постійною. Коефіцієнт тертя між роликами та стрічкою визначає натяг, із зменшенням якого виникає проковзування [22]. Наприклад, якщо натяг стрічки товщиною 0,051мм буде вище за 9,7Н проковзування не буде, а при товщині стрічки 0,013мм проковзування не буде при зусиллі натягу більшим за 1,4Н. [59].

Напруження згину, яке виникає при переході зі стрічки на ролик, та з ролика на стрічку змінюють свій знак і тому стрічка працює при знакозмінних навантаженнях, що знижує довговічність стрічки та механізму в цілому. Енергія, яка витрачається на згин стрічки, повертається при переході на другий ролик. Розсіювання енергії внаслідок гнучкого гістерезису відносно невелике [60].

В процесі експлуатації стрічка змінює своє положення та геометричні розміри при переході на ролик та з нього. Даний процес був змодельований на моделі гідронасосу у середовищі SolidWork. На рис. 2.9 показаний графік зміни

довжини бронзової стрічки від кута повороту, а числові дані подані у таблиці 2.1 та додатку Г.

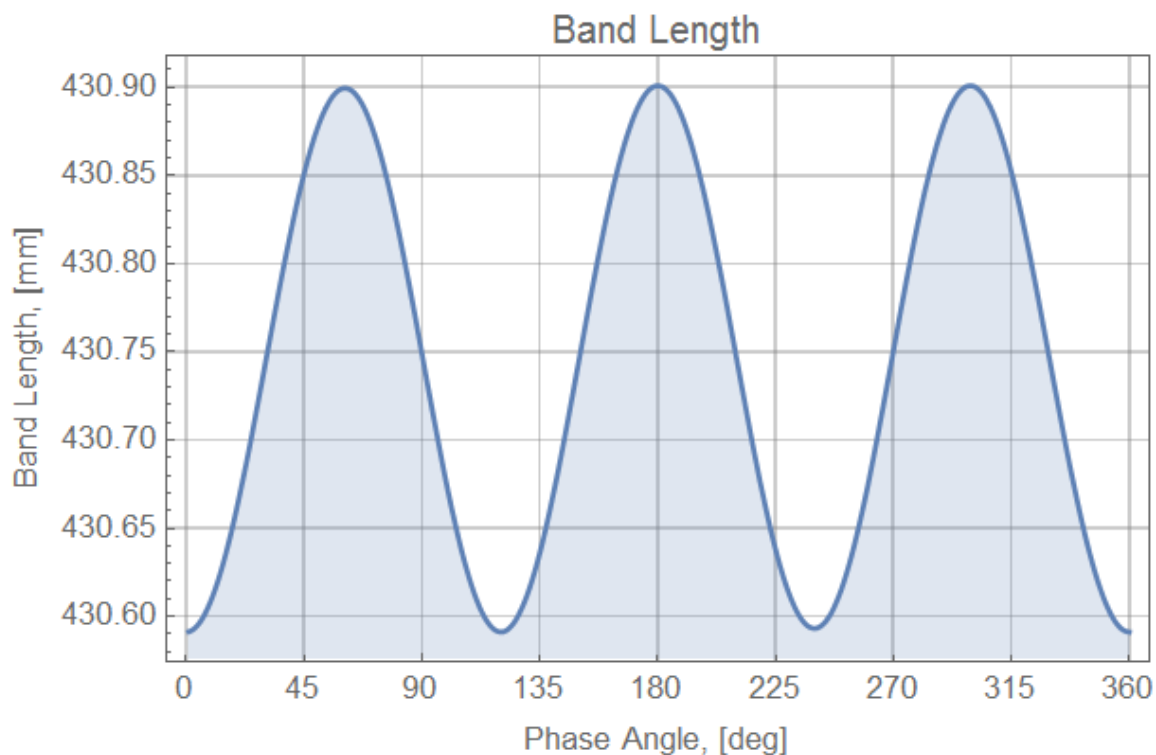


Рисунок 2.9 - Графік зміни довжини стрічки від кута повороту

Згідно результатів моделювання мінімальна і максимальна довжина стрічки відповідно рівна $L_{\min} = 430,591\text{мм}$ та $L_{\max} = 430,951\text{мм}$.

Побудуємо кількісні аналітичні оцінки деформації стрічки за один оберт насоса $0^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$.

За розв'язком задачі планіметрії ми апроксимуємо поточне значення довжини стрічки за законом:

$$L(\varphi) = \frac{L_{\max} + L_{\min}}{2} - \frac{L_{\max} - L_{\min}}{2} \cos\left(\frac{\pi}{60} \varphi\right), \quad (2.55)$$

$$L_{\max} = 2\pi R_2 + 2(R_1 + R_2)(2\pi - \alpha^+ - 2\beta^+), \quad (2.56)$$

$$L_{\min} = 2\pi R_2 + 2(R_1 + R_2)(2\pi - \alpha^- - 2\beta^-), \quad (2.57)$$

$$\alpha^\pm = \arccos \frac{(r + R_2)^2 + (R_1 + R_2)^2 - (R - R_1 \mp e)^2}{2(r + R_2)(R_1 + R_2)}, \quad (2.58)$$

$$\beta^\pm = \arccos \frac{(r + R_2 \mp e)^2 + (R_1 + R_2)^2 - (R - R_1)^2}{2(r + R_2 \mp e)(R_1 + R_2)}. \quad (2.59)$$

Таблиця 2.1 – Зміна величини довжини стрічки від кута повороту

Кут повороту	1	15	30	45	60	75
Довжина стрічки	430,591	430,63	430,734	430,846	430,9	430,865
Кут повороту	90	105	120	135	150	180
Довжина стрічки	430,759	430,646	430,593	430,632	430,739	430,901

Тоді спричинена ексцентриситетом мембранна деформація серединної поверхні стрічки (відносно видовження) буде

$$\varepsilon_m(\varphi) = (L(\varphi) - L_{\min}) / L_{\min}. \quad (2.60)$$

Згинна деформація стрічки виникає унаслідок викривлення під час почергового охоплення стрічкою внутрішніх та зовнішніх роликів. Її величина на зовнішній та внутрішній поверхнях стрічки є пропорційною до кривини відповідного ролика і стрибком в трьох парному МТР змінюється 3 рази за оберт:

$$\varepsilon_{be}(\varphi) = \left(-\frac{h}{2R_2} \right) \div \left(\frac{h}{2R_1} \right), \quad \varepsilon_{bi}(\varphi) = \left(\frac{h}{2R_2} \right) \div \left(-\frac{h}{2R_1} \right). \quad (2.61)$$

Повну деформацію зовнішньої та внутрішньої поверхонь стрічки знайдено як суму мембранної та згинної деформацій:

$$\varepsilon_e(\varphi) = \varepsilon_m(\varphi) + \varepsilon_{be}(\varphi), \quad \varepsilon_i(\varphi) = \varepsilon_m(\varphi) + \varepsilon_{bi}(\varphi). \quad (2.62)$$

Результати вище наведених обчислень показані на рис. 2.10–2.15.

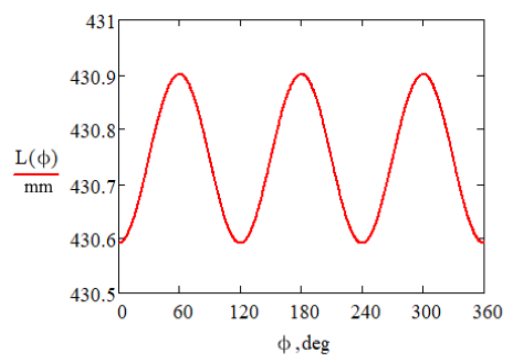


Рисунок 2.10 - Довжина стрічки

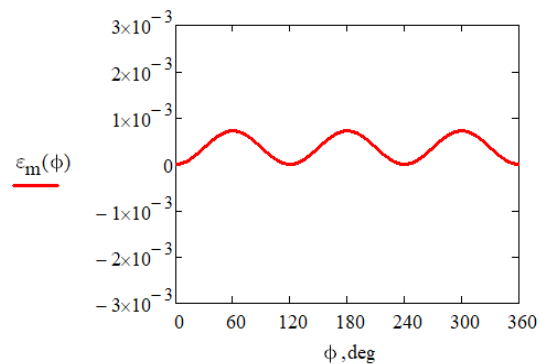


Рисунок 2.11 - Мембранна деформація стрічки

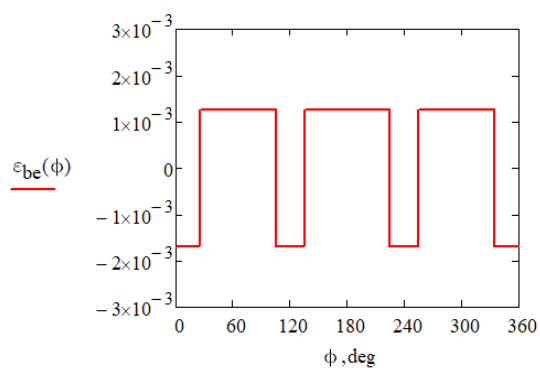


Рисунок 2.12 Деформація згину зовнішньої поверхні стрічки.

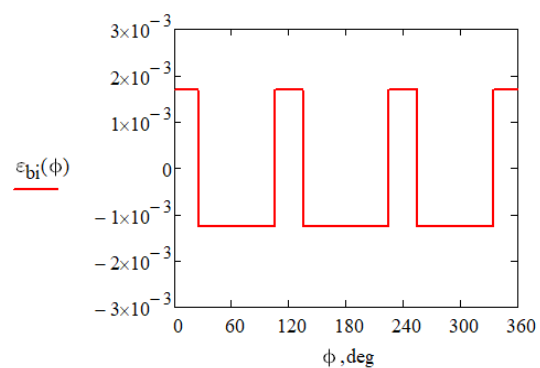


Рисунок 2.13 Деформація згину внутрішньої поверхні стрічки.

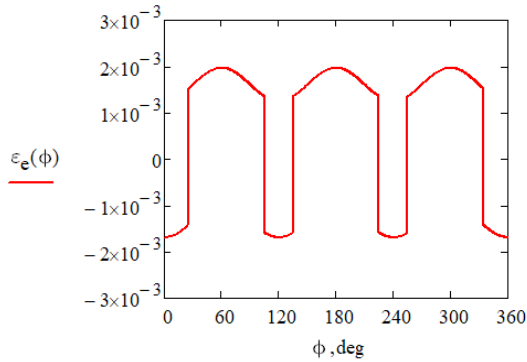


Рисунок 2.14 Повна деформація зовнішньої поверхні стрічки

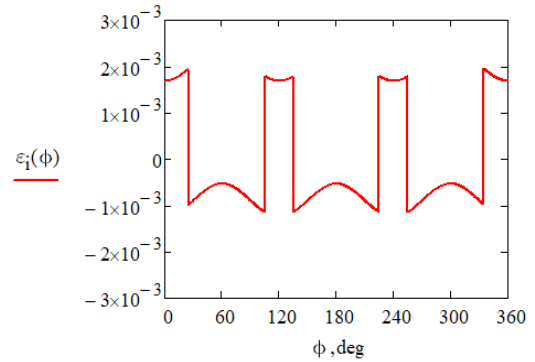


Рисунок 2.15 Повна деформація внутрішньої поверхні стрічки

Більші шанси на втомне пошкодження має зовнішня поверхня стрічки (рис. 2.12), оскільки вона довше контактує з роликami меншого діаметра. При цьому амплітуда циклу становить

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2} \left(\max \varepsilon_m(\varphi) + \frac{h}{2R_1} + \frac{h}{2R_2} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{L_{\max} - L_{\min}}{L_{\min}} + \frac{h}{2R_1} + \frac{h}{2R_2} \right) \approx 1.83 \cdot 10^{-3}. \quad (2.63)$$

Скориставшись діаграмою Веллера для берилієвої бронзи, за амплітудою можна визначити число циклів до руйнування.

2.4 Уточнення взаємодії пружної стрічки та ролика

Розглянемо спосіб визначення нормальної реакції у МРТ. Уявимо собі, що ролик 1 нерухомий, а стрічка рухається рівномірно проти годинникової стрілки (рис. 2.16).

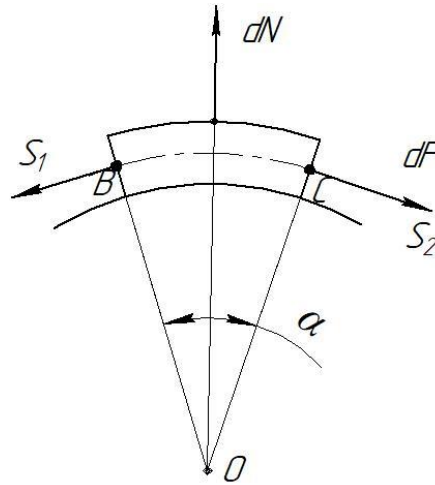


Рисунок 2.16 – Нескінченно малий елемент стрічки

Виділимо на цьому ролику нескінченно малий елемент пружної стрічки, обмежений кутом $d\alpha$. На цей елемент з боку ролика діють елементарна нормальна сила dN і сила тертя fdN , де f – коефіцієнт тертя в кінематичній парі «ролик-стрічка». З одного боку, елемент розтягує сила F , а з іншого – $F + dF$. Сили dN і dF є функціями від $d\alpha$.

Проектуючи сили на напрям сили dN і перпендикулярно до неї отримуємо:

$$\begin{cases} fdN_1 + F_1 \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) - (F_1 + dF_1) \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 0, \\ dN_1 + (F_1 + dF_1) \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 0. \end{cases} \quad (2.64)$$

Оскільки добуток $dF \sin 0,5d\alpha$ має таку мализну, якою можна знехтувати, а $dF \sin 0,5d\alpha \cong \frac{d\alpha}{2}$ і $\cos 0,5d\alpha \cong 1$, отримуємо таку систему однорідних диференціальних рівнянь першого порядку у неявній формі невідомими:

$$\begin{cases} fdN_1 - dF_{ij} = 0, \\ \frac{dN_1}{d\alpha} - F_{ij} = 0. \end{cases} \quad (2.65)$$

Поділимо усі члени першого рівняння на $d\alpha$

$$\begin{cases} fN_1 - \dot{F}_{ij} = 0, \\ \dot{N}_1 - F_{ij} = 0. \end{cases} \quad (2.66)$$

Для системи (2.66) визначимо характеристичний багаточлен

$$L(p) = \begin{vmatrix} fp - p \\ p - 1 \end{vmatrix} = p(p - f), \text{ розв'язкам якого є } p_1 = 0 \text{ і } p_2 = f.$$

У цьому разі розв'язок системи рівнянь (2.1) відносно F шукаємо у вигляді $F_{li} = C_1 + C_2 e^{f\alpha}$.

Розв'язуючи крайову задачу, знайдемо постійні інтегрування таким чином:

$$\begin{aligned} F_{li} \Big|_{\alpha=0} &= F_{10} = C_1 + C_2; \\ F_{li} \Big|_{\alpha=\alpha_k} &= F_{10} + F_{T1} = C_1 + C_2; \\ C_2 &= \frac{F_{T1}}{e^{f\alpha_k} - 1}; \quad C_1 = F_{10} - \frac{F_{T1}}{e^{f\alpha_k} - 1}. \end{aligned} \quad (2.67)$$

Тоді біжучий натяг стрічки визначається з рівняння (2.66)

$$F_{li} = F_{10} + \frac{F_{T1}(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha_k} - 1}. \quad (2.68)$$

З рівняння (2.3) видно, що для рухомого не привідного ролика α потрібно приймати як кут, який дорівнює куту охоплення стрічкою ролика за мінусом кута

спокою (α_c). Тому в межах α_{c1} взаємодія ролика зі стрічкою відбуватиметься за незмінного відносного розтягу, рівного

$$\varepsilon_{10} = \frac{F_{10}}{EA}, \quad (2.69)$$

де: E – модуль пружності стрічки;

A – площа поперечного перерізу, яка становить

$$A = bt$$

де b, t - відповідно ширина та товщина стрічки.

Початковий натяг стрічки має бути більший ніж $F_{10} + \frac{F_T}{2}$.

На другому ролику можна визначити розподілені на одиницю поверхні реакції, що передаються від стрічки за формулою

$$q_N = \frac{F_{1i}}{r_1 b \alpha} = \frac{1}{r_1 b \alpha} \left[F_{10} + \frac{F_{T1} (e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha_k} - 1} \right]. \quad (2.70)$$

Для другого спряженого ролика радіусом r_2 можна використати таку ж формулу, якщо ввести співвідношення радіусів r_1/r_2 перед кутами α та α_k

$$F_{2i} = F_{10} + F_{T1} \left[\frac{\left(e^{\frac{f r_1}{r_2} \alpha} - 1 \right)}{e^{\frac{f r_1}{r_2} \alpha_k} - 1} \right]. \quad (2.71)$$

Таким чином, вираз $F_i = F_0 e^{f\alpha}$ вперше отриманий Л.Ейлером внаслідок розв'язання задачі Коші з використанням однієї з крайових умов $F_{1i}|_{\alpha=0} = F_0$ не

враховував ще і другу умову $F_i|_{\alpha=\alpha_k} = F_0 + F_T$, тому розв'язувати потрібно в даному конкретному випадку специфічну крайову задачу.

Кінцева умова натягу стрічки першим роликом повинна використовуватися як початкова умова натягу стрічки сусіднім за напрямком руху роликом.

На відміну від звичайної плоскопасової передачі спряжені ролики взаємодіють з протилежними напівповерхнями стрічки.

Нормальну реакцію N_1 поверхні приводного ролика можна визначити за другою формулою системи рівнянь (2.66)

$$N_1 = \frac{F_{T1} \cdot e^{f\alpha}}{f(e^{f\alpha_k} - 1)} + C_3. \quad (2.72)$$

Якщо врахувати, що $N_1|_{\alpha=0} = 0$; кінцево отримуємо
 $N_1|_{\alpha=\alpha_k} = 0$.

$$N_1 = \frac{F_{T1} \cdot e^{f\alpha}}{f(e^{f\alpha_k} - 1)} \quad (2.73)$$

2.5 Висновки до розділу 2

1. Вперше проведене обґрунтування неможливості створення дезаксиального кільцевого МТР без стрічки при відсутності ковзання між тілами кочення.
2. Розроблена невідома раніше методика зведення мас ланки, яка рухається плоско-паралельно та утворює з іншими ланками кінематичні пари IV класу. Для дезаксиального МТР з трьома парами роликів максимальне значення моменту інерції має місце при куті обертання осі ролику рівному 83° .
3. Запропоноване краще за попередників розв'язання задачі визначення сили натягнення гнучкої стрічки, що взаємодіє з роликом. Воно розповсюджене на визначення нормальної реакції на поверхні ролика.

3 РОЗРОБЛЕННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ НА БАЗІ ЗАМКНУТИХ РУХОМИМИ ЛАНКАМИ КІНЕМТИЧНИХ ЛАНЦЮГІВ

3.1 Синтез механізму гідронасоса на базі ЗРЛКЛ

В основу використання механізму дезаксиального МТР з кільцевими напрямними, поставлена задача на рівні винаходу [26], підвищення продуктивності гідронасосу, удосконалення конструкції та зменшення втрат енергії на тертя шляхом зменшення опору рухові витискувачів та нового конструктивного виконання і зв'язку рухомих елементів з нерухомими.

В даному гідронаосі (рис. 3.1) витискувачі виконанні у вигляді трьох робочих роликів, один з яких феромагнітний, та трьох діелектричних розподільчих, розділених нескінченною діелектричною пружною тонкою стрічкою, розташованих в корпусі, розподільчим роликам надана можливість взаємодіяти коченням з нерухомою віссю, яка ексцентрично закріплена в корпусі, а робочим – коченням по внутрішній його поверхні, діаметри яких у три рази менші за внутрішній діаметр корпусу, між вікнами для робочих та розподільчих роликів зроблені перемички довжиною у 2 рази меншою за найбільшу дугову відстань між роликами, привод виконаний електромагнітним з можливістю взаємодії коченням з феромагнітним робочим роликом.

Насос кочення має електромагнітний привод 1, якій може працювати у відповідності до принципу ротора, який перекочується [61], корпус 2 з впускними В і в та випускними С і с вікнами в торцевій стінці корпусу, торцеву кришку 3, тонку пружну немагнітну замкнуту стрічку 4, по три розподільчі 5 та робочі 6 ролики. Кожний з робочих роликів 6 виготовлений у три рази меншими за радіус внутрішньої поверхні корпусу, а один з них 8 є феромагнітним. У корпусі 2 шип 7 виконано з ексцентриситетом e . Стрічка 4 своєю внутрішньою поверхнею

охоплює розподільчі ролики 5, а зовнішньою – робочі ролики 6. Ролики наділені можливістю перекочуватись: розподільчі 5 – по осі 7, а робочі 6 – по внутрішній поверхні корпусу 2. Між впускними В і в та випускними С і с вікнами зроблено перемички з віддаллю, у два рази меншою, ніж віддаль між сусідніми роликами.

Гідронасос кочення працює таким чином. При вмиканні приводу 1 виникає біжуче магнітне поле, яке примушує феромагнітний робочий ролик 8 перекочуватися по внутрішній циліндричній напрямній корпусу 2. Завдяки кінематичному зв'язку цього ролика з іншими роликами за допомогою стрічки 4 розпочнуть рухатися коченням: робочі – по циліндричній поверхні корпусу 2, а розподільчі – по нерухомому шипу 7. Оскільки вісь 7 ексцентрична, об'єм простору між роликами почне змінюватися. При цьому об'єм рідини, який заключений між двома сусідніми робочим 6 та розподільчим 5 роликами, розпочне зменшуватися від порожнин нагнітання до порожнин всмоктування. У зоні всмоктування об'єми, які збільшуються між роликами, заповнюються рідиною, яка потрапляє під дією атмосферного тиску з бака через отвори В та в. При зменшенні об'єму між роликами рідина з них буде виштовхуватися в напірну лінію через вікна С і с.

Особливістю конструкції є також те, що даний насос дозволяє (за необхідності) одночасно працювати з двома різними видами рідини. Ця перевага досягається за рахунок системи двох незалежних робочих камер, які утворені робочими і розподільчими роликами, а також розподільчими роликами та шипом.

Біжуче магнітне поле, яке діє на феромагнітний ролик, дозволяє тілам кочення виконувати подвійну функцію – опори кочення та відсікання порції рідини. Крім того, ми отримуємо обертовий рух робочих елементів в замкнутому просторі, що вирішує питання герметизації робочої зони та усуває втрати миттєвої подачі через радіальні зазори.

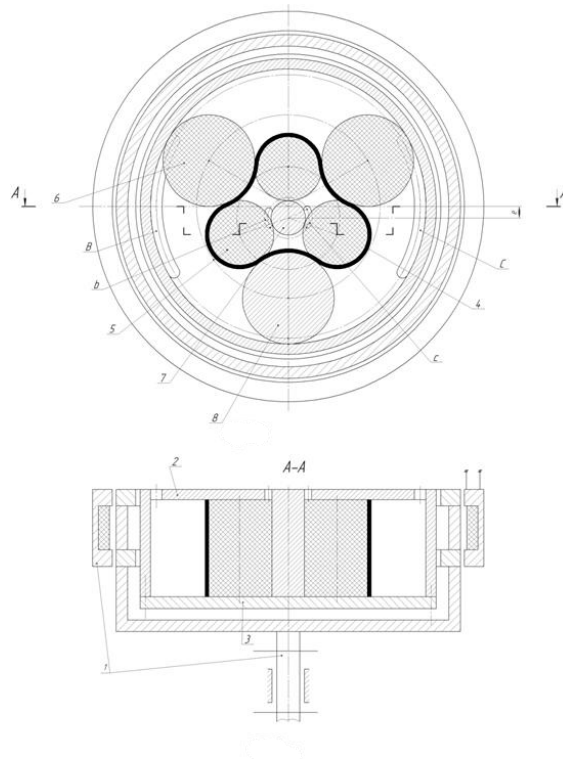


Рисунок 3.1 – Електромагнітний гідронасос кочення

На рис.3.2 показано схему розміщення впускних і випускних вікон.

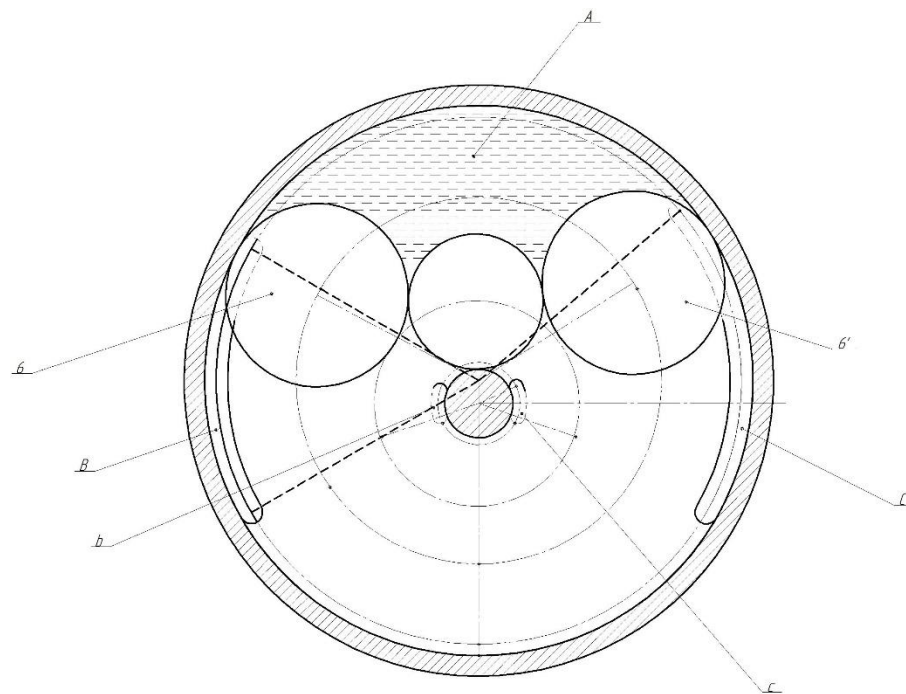


Рисунок 3.2 – Схема розміщення впускних і випускних вікон

Вікна розміщені таким чином, що коли ролик б закриває вікно В, тобто відсікає певну порцію рідини (порожнина А), ролик б' відкриває випускне вікно, внаслідок чого рідина з порожнини А подається далі в трубопровід. Дане рішення не дає можливості перетікати рідині із однієї порожнини в іншу. Таким чином ролики одночасно виконують роль клапанів.

Умовами забезпечення працездатності насоса (див. рис. 3.3), є:

- критерій існування S-подібної стрічки

$$\begin{aligned}\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 + \beta_2 &> 2\pi, \\ \beta_1 + \beta_2 + \gamma_1 + \gamma_2 &> 2\pi, \\ \gamma_1 + \gamma_2 + \alpha_1 + \alpha_2 &> 2\pi,\end{aligned}\tag{3.1}$$

- умова відсутності торкання стрічкою напрямного ролика

$$R - 2R_1 - \delta > r;\tag{3.2}$$

- умова не торкання робочих роликів один одного

$$l_{O_2O_3} = \frac{\pi(R - R_1) \cdot \Delta}{180} > 2R_1.\tag{3.3}$$

- умова не торкання робочим роликом протилежних нерухомих напрямних

$$l > 2R_1.\tag{3.4}$$

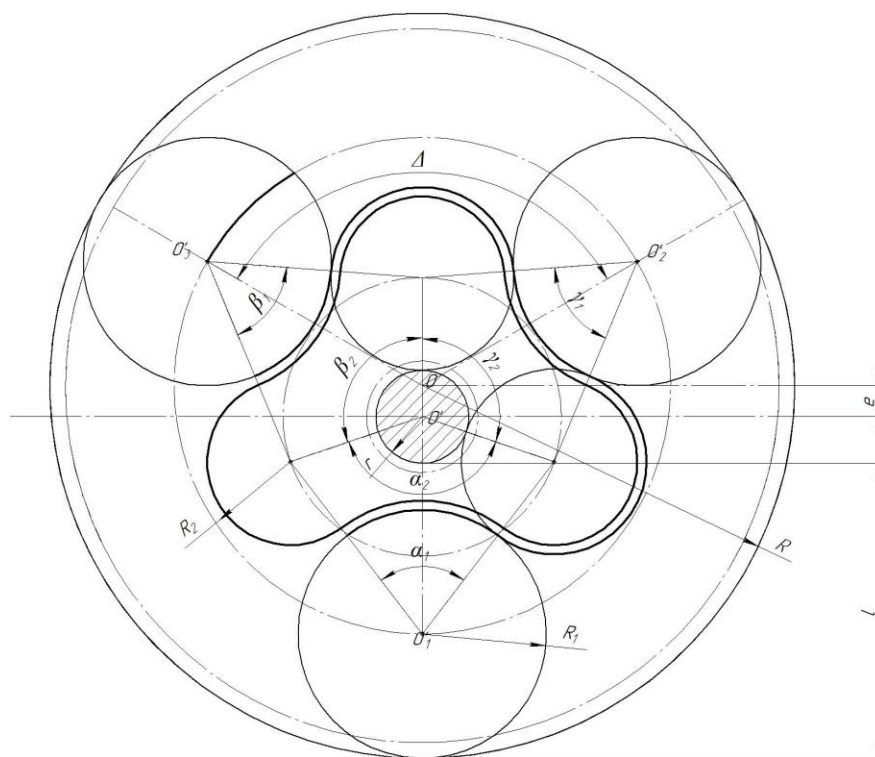


Рисунок 3.3 – Біжуче положення елементів насоса

3.2 Синтез опори поворотного стрілового крана на базі ЗРЛКЛ

Опора поворотного стрілового крана (рис. 3.4) удосконалена на рівні винаходу [62] у напрямку уникнення кінематичного ковзання за рахунок використання безстрічкового ЗРКЛ. Опора складається з роликів 1, кульок 2, зовнішніх нерухомих кілець 3, 4, 5 і 6 та рухомих внутрішніх 7, 8 і 9. На кільцях 3 і 5 виконані призматичні бігові доріжки, а на кільці 5 як призматичні, так і протилежно їм – конічні з таким же кутом α_p конуса, який мають ролики, так, щоб кульки розташовувалися між роликами з умови, що абсолютні миттєві осі обертання роликів опинились протилежно до миттєвих центрів швидкостей кульок від зони їх торкання між собою.

На кільцях 7 і 9 виконанні конусні бігові доріжки протилежно від конусних доріжок нерухомого кільця 4. Кільце 8 виготовлено циліндричним. До нього приєднується зубчатий вінець. Угнута поверхня ролика 1 у зоні контакту з кулькою 2 виготовлена радіусом на 5-10% більшим за радіус кульки. До кільця 7 нерухомо приєднана кранова платформа зі стрілою, а до кільця 3 – рама крана. Рухомі кільця 7,8 і 9 з'єднані нераз'ємно, як і нерухомі 3, 4, 5 і 6.

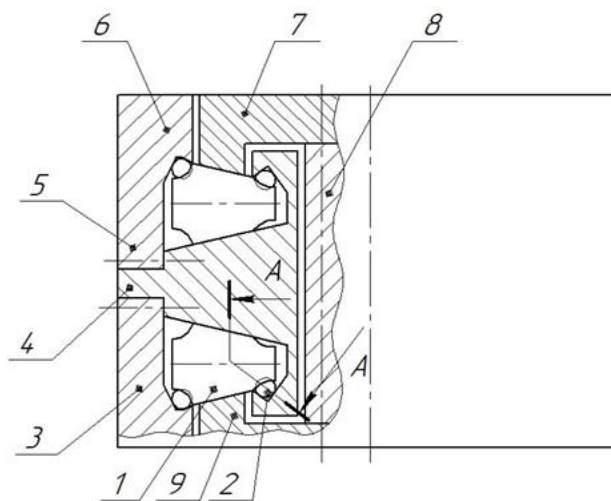


Рисунок 3.4 – Опора поворотного стрілового крана

Використання роликів конусними збільшує зону контакту для сприйняття навантажень від платформи з вантажем, закріпленим на стрілі.

Виконання роликів з вгнутими профілями канавок на конічних твірних поблизу торців і можливістю контактів з кульками, які перекочуються по призматичних бігових доріжках нерухомого кільця, орієнтує ролики та кульки кранової платформи по осі обертання перпендикулярно до неї та утримує кульки від осьового зміщення до контакту із циліндричною поверхнею кілець.

Дзеркально протилежне розташування спряжених роликів та кульок у верхній і нижній частині опори створює надійні умови для сприйняття їх нерівних навантажень в зоні під відхиленою стрілою з вантажем і поза цією зоною.

Опорні ролики виконані конічними з осями, які перетинають вісь кілець під прямим кутом у точці, в якій сходяться конусні твірні, і мають профільні канавки поблизу торців з можливістю взаємодіяти коченням по них з розділяючими кульками. Для сприйняття роликами моменту сил від вантажу на нахиленій стрілі ролики і кульки дзеркально симетрично розміщені у верхній та нижній частинах опори. Перекочування кульок по призматичних напрямних за рахунок контакту з вгнутими кільцями роликів утримує їх від осьового зміщення до контакту з нерухомими стінками кілець і напрямляє осі обертання перпендикулярно до осі кілець.

Принцип дії опори поворотного стрілового крана такий. При підйомі вантажу стрілою основне навантаження передається на раму крана через кільце 7, нижню конусну доріжку верхньої частини ряду роликів 1, нерухоме кільце 4. При нецентральному розташуванні стріли з вантажем одну із сил моменту ваги вантажу сприймають ролики нижньої частини опори, які розташовані найдалі від

вантаж, а другу - ролики верхньої частини, які розташовані найближче до вантажу. Кульки 2 сприймають частину цих сил протилежно до роликів.

При повороті крана від кільця 8 через кільця 7 і 9 рух передається роликам 1, які перекочуються по нерухомих конусних бігових доріжках кілець 3, 4, 5 і 6 та приводять у планетарних рух кульки 2.

При синтезі опори враховані умови не торкання як кульок так і роликів один з одним, а також торкання кожного з них одночасно рухомої та нерухомої напрямної.

Для забезпечення відсутності ковзання як між кульками і роликами, так і при їх взаємодії з кільцями параметри опори вибираються із співвідношення (рис. 3.5)

$$(\cos \alpha_p - 0.5) r_{\delta 2} (r_{\delta k}) = r_k l_k, \quad (3.5)$$

де: α_p - кут твірної конусів;

$r_{\delta 2}$ - радіус вгнутого профілю ролика у місці контакту;

r_k - радіус кульки;

l_k - відстань до центра кульки від осі кілець;

$r_{\delta k}$ - радіус кочення кульки по біговій доріжці.

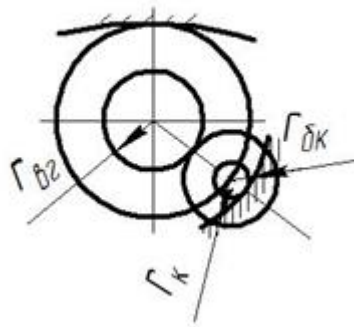


Рисунок 3.5 – Вибір параметри опори

На рис. 3.6 показана розрахункова схема опори, яка являє собою розгортку на площині пари “конічний ролик-кулька” як перше наближення до реальної схеми їх взаємодії.

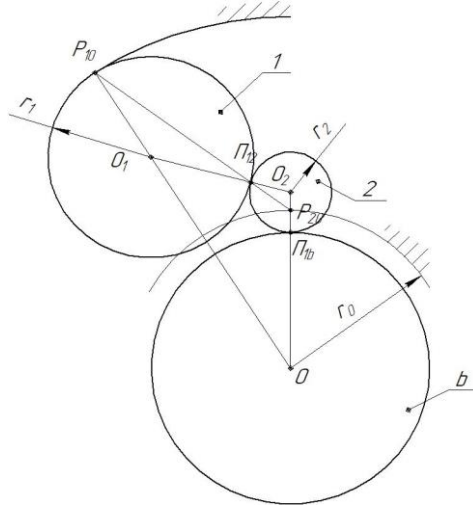


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема

Вважаємо, що кулька торкається гладкої твірної ролика. Кутів швидкості становлять:

$$\omega_2 = \omega_3 \frac{r_2 - h - r_0}{r_2 - h}; \quad \omega_1 = \omega_3 \frac{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0}{r_2(r_2 - h)}. \quad (3.6)$$

Відстань

$$\Pi_{13}P_{10} = \frac{R(r_2 - h) \cdot r_2}{r_2 \cdot (r_2 - h) - r_1 r_0}. \quad (3.7)$$

Тоді

$$\Pi_{12}P_{20} = \Pi_{12}P_{10} \cdot \frac{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0}{r_2 \cdot (r_2 - h + r_0)}. \quad (3.8)$$

З виразу для кута при Π_{12} маємо

$$\frac{(\Pi_{12}P_{10})^2 + r_1^2 - (r_1 + (\Pi_{13}P_{10}))^2}{\Pi_{12}P_{10}r_1} = \frac{r_2^2 + (\Pi_{12}P_{20})^2 - (r_2 - h)^2}{\Pi_{12}P_{20}r_2} \quad (3.9)$$

або

$$\frac{(\Pi_{12}P_{10})^2 + r_1^2 - (r_1 + (\Pi_{13}P_{10}))^2}{r_1} = \frac{r_2^2 + (\Pi_{12}P_{20})^2 \cdot \left[\frac{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0}{r_2(r_2 - h - r_0)} \right]^2 - (r_2 - h)^2}{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0} \cdot (r_2 - h - r_0). \quad (3.10)$$

Довжину $(\Pi_{12}P_{20})^2$ визначимо так:

$$\begin{aligned} (\Pi_{12}P_{20})^2 &= \left\{ \frac{1}{r_1} - \frac{[r_2(r_2 - h) - r_1 r_0]^2}{[r_2(r_2 - h) - r_1 r_0] + r_2^2(r_2 - h + r_0)^2} \right\}^{-1} \cdot \\ &\cdot \left\{ \frac{r_2^2 - (r_2 - h)^2}{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0} + \frac{(r_1 + (\Pi_{13}P_{10}))^2}{r_1} \right\} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Підставляючи (3.6) в (3.8), вираз (3.7) в умовах збереження кута кінцеве співвідношення для параметрів отримуємо у вигляді:

$$\begin{aligned} &\left\{ \frac{r_2^2 - (r_2 - h)^2}{r_2(r_2 - h) - r_1 r_0} + \frac{\{r_1[r_2(r_2 - h) - r_1 r_0] + R(r_2 - h)\}^2}{r_1[r_2(r_2 - h) - r_1 r_0]^2} \right\}^{-1} \cdot \left[\frac{1 + r_2(r_2 - h) - r_1 r_0}{r_2(r_2 - h + r_0)} \right]^{-2} = \\ &= R^2 \left[1 + \frac{r_2(r_2 - h)}{r_2(r_2 - h) - r_1 r_2} \right]^2 + r_0^2 + 2r_0 R \cdot \left[1 + \frac{r_2(r_2 - h)}{r_2(r_2 - h) - r_1 r_2} \right]^2 \cos\left(\frac{2\pi}{n}\right) \end{aligned} \quad (3.12)$$

В даних формулах:

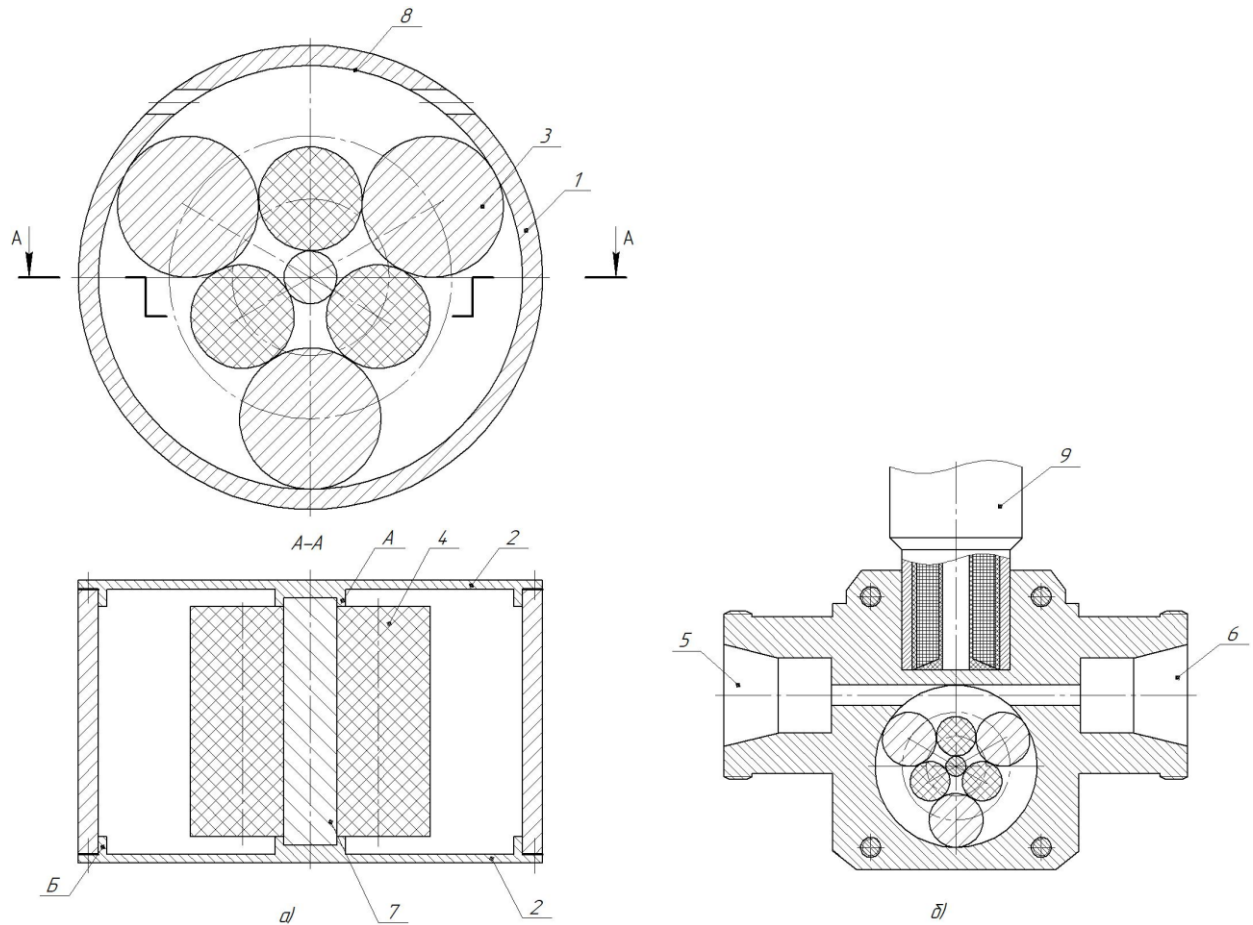
R – радіус рухомого кільця;

h – заглиблення кульки у бігову доріжку.

При синтезі також враховуються критерії відсутності торкання робочих роликів один одного за формулами підрозділу 3.1 якщо вважати, що $e=0$.

3.3 Синтез одноструменевого роторного витратоміра рідини

Цей витратомір синтезований на базі безстрічкового МТР на рівні винаходу [63]. Одноструменевий роторний витратомір (рис. 3.7) витрат рідини має переваги шляхом нового конструктивного виконання та зв'язку між рухомими і нерухомими елементами для зменшення негативного впливу ударної взаємодії рідини з лопатями.



а - фронтальний вид, б - схематичний переріз

Рисунок 3.7 - Одноструменевий роторний витратомір рідини

У даному витратомірі опорним роликам надана можливість перекочуватись по периферійній вгнутій поверхні корпусу так, що траєкторія руху їх осі перетинає нижню твірну вхідних і вихідних каналів, та спиратися торцями на

периферійні колові буртики двох кришок, розділюючи ролики виконані циліндричними однакової довжини з опорними роликами та можливістю перекочуватися по нерухомому шипу, спираючись торцями на буртики кришок.

Взаємодія коченням опорних роликів з розділяючими роликами дозволяє відмовитися від застосування сепараторів ковзання для уникнення контакту тіл кочення одне з одним, що зменшує момент опору сил тертя у підшипнику та збільшує рушійний момент сил, який діє на такий опорний ролик, який потрапляє під напір рідини.

Виготовлення роликів однакової довжини дозволяє сформувати однакові пропорції для турбулізації потоку рідини. Розміщення в корпусі нерухомого центрального шипа з можливістю взаємодії його коченням з розділяючими роликами по зовнішніх циліндричних поверхнях, а опорних роликів із вгнутою периферійною циліндричною поверхнею корпусу додатково турбулізує потік рідини та фіксує незмінне положення їх осі опираючі, дозволяє розчавлювати механічні домішки у рідини та уникнути необхідності ущільнювати як робочий простір, так і підшипникові вузли.

Висота буртиків становить $1/30$ від радіуса кільця, що забезпечує незначні втрати на тертя [33].

Одноструменевий роторний витратомір рідини складається з корпусу 1, кришок 2, опорних 3 і розділяючих 4 роликів. У корпусі 1 виточені канали вхідний 5 і вихідний 6, нижче яких закріплений нерухомий шип 7, співвісно з яким виготовлена периферійна циліндрична поверхня 8. Кришки 2 виготовлюються з центральними і периферійними буртиками А і Б. Опорні ролики 3 виготовлені з можливістю торкання циліндричними твірними поверхні 8 корпусу 1 та торцями периферійних буртиків Б кришок 2. Розділяючі ролики 4 торкаються циліндричними твірними до опорних роликів 3 і шипа 7, а торцями центральних буртиків А до кришок 2. Вісь обертання опорних роликів 3

розміщена перпендикулярно осі каналів 5 і 6 на рівні їх нижньої твірної. Зверху до корпусу закріплений магнітно-індукційний перетворювач 9.

Одноструменевий роторний витратомір рідини працює так. Рідина, яка подається під тиском по каналу 5, обертає найближчий до неї опорний ролик 3 і уходить по каналу 6. Перекочують по поверхні 8 і спираючись торцями на буртики Б, ролики 3 приводять в рух розділяючи ролики 4 перекошуванням по шипу 7, утримуючись від осьового зміщення в наслідок контакту торців з буртиками А. Частина рідини, потрапляючи у простір між торцями корпусу 1 і кришок 2, буртиків А та Б та торців роликів 3 і 4, турбулізує потік рідини.

Наближаючись до магнітно – індукційного перетворювача 9, опорний ролик 3 збуджує електричний сигнал, частота якого пропорційна частоті обертання цих роликів відносно осі шипа 7.

При установленому режимі подачі рідини вона зі швидкістю V_p розпочне рухати обертову замкнену систему роликів.

Кутова швидкість центра опорного ролика Ω буде дорівнювати

$$\Omega = \frac{V_p}{R - r_1}, \quad (3.13)$$

а його кутова швидкість

$$\omega_1 = \frac{V_p}{r_1}. \quad (3.14)$$

Застосовуючи принцип інверсії, отримуємо

$$\frac{\omega_1 - \Omega}{\omega_2 - \Omega} = -\frac{r_2}{r_1}. \quad (3.15)$$

Звідки

$$\omega_2 = \left[1 - \frac{1}{r_2} \cdot (R - 2r_1) \right] \Omega = \left[1 - \frac{1}{r_2} \cdot (R - 2r_1) \right] \cdot \frac{V_P}{R - r_1}. \quad (3.16)$$

Якщо ковзання між опорними та сепаруючими роликками відсутнє, тоді повинна виконуватися умова

$$\omega_1 P_{10} \Pi_{12} = \omega_2 P_{20} \Pi_{12}. \quad (3.17)$$

Звідки

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{P_{10} \Pi_{12}}{P_{20} \Pi_{12}}. \quad (3.18)$$

Але рівнобічні трикутники $O_1 P_{10} \Pi_{12}$ і $O_2 P_{20} \Pi_{12}$ подібні, тому

$$\frac{P_{10} \Pi_{12}}{P_{20} \Pi_{12}} = \frac{r_1}{r_2} \text{ і тоді } \omega_2 = \frac{\omega_1 r_1}{r_2} = \frac{V_P}{r_2} \quad (3.19)$$

Прирівнюємо ω_2 з (3.16) та (3.18):

$$\left[1 - \frac{1}{r_2} \cdot (R - 2r_1) \right] \cdot \frac{V_P}{R - r_1} = \frac{V_P}{r_2}. \quad (3.20)$$

Тоді отримуємо

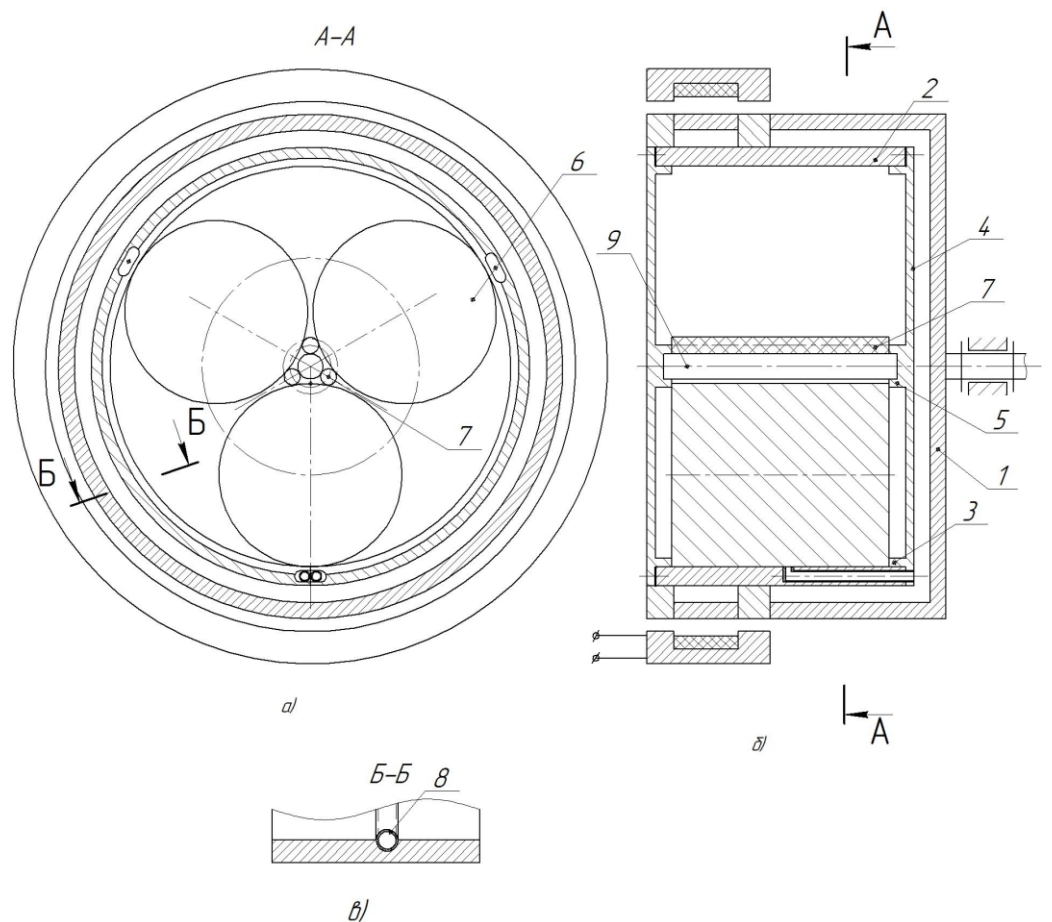
$$R = 0,5(r_2 + 3r_1). \quad (3.21)$$

Тобто параметри приводу лічильника витрат рідини потрібно вибрати з цієї умови.

Аналогічно, при синтезу даного механізму враховуються умови, які наведені у підрозділу 3.1 якщо вважати, що $\epsilon=0$ (крім критерія існування S-подібної стрічки)

3.4 Насос на базі замкненої системи роликів

При розробці даного механізму, на базі безстрічкового аксіального МТР та на рівні винаходу [64], була поставлена задача підвищити надійність, продуктивність та рівномірність подачі насоса, забезпечити можливість одночасної подачі різних робочих агентів, а також спростити конструкцію за рахунок нового конструктивного виконання та взаємозв'язку між елементами. Насос на базі замкненої системи роликів зображений на рисунку 3.8.



а – розріз А-А, б - загальний вид, в – розріз Б-Б.

Рисунок 3.8 - Насос на базі замкненої системи роликів

Насос має електромагнітний привод 1, корпус 2, кришки 4 з бортиками 3 і 5, ряд феромагнітних роликів 6 і діелектричних 7, гнучких трубок 8. Корпус 2

виготовлений зі всмоктувальними та нагнітальними вікнами з прорізами для кріплення гнучких трубок 8 та з периферійною вгнутою циліндричною напрямною, у кришках 4 виконані периферійні 3 і центральні 5 бортики, а також виїмки для фіксації напрямного шипа 9. Циліндричною частиною феромагнітні ролики 6 торкаються з одного боку, з можливістю перекочуватися, по діелектричним роликам 7 у межах зазору, а з другого боку гнучких трубок 8, розташованих на вгнутій периферійній циліндричній напрямній корпусу 2.

Торцями ролики 6 впираються у периферійні бортики 3 кришок 4. Діелектричні ролики 7 впираються торцями у центральний бортик 5 кришок 4, а циліндричною частиною контактують з можливістю перетискання гнучких трубок 8, закріплених в одній площині перерізу твірної циліндра.

Всмоктувальні та нагнітальні вікна кожної гнучкої трубки розташовані в зоні руху ролика 6, на відстані, меншою за відстань між сусідніми роликами. У корпусі 2 зроблені виїмки глибиною, не меншою за дві товщини стінки гнучкої трубки 8.

Виконання нерухомих напрямних циліндрично замкненими створює умови для однонапрявленого руху роликів, що забезпечує зменшення динамічних навантажень.

Надання можливості взаємодіяти коченням кожному з феромагнітних роликів з діелектричними дозволяє відмовитися від застосування додаткової ланки – стрічки як сепаратора. Це призводить до спрощення конструкції і підвищення надійності.

Надання можливості взаємодіяти коченням феромагнітного ролика по діелектричному без провалювання в зазор забезпечує працездатність механізму.

Наявність по торцях кришок колових бортиків, яких торкаються ролики, дозволяє утримати їх від осьового зміщення, а виконання їх висотою 1/30 обумовлює незначні втрати на тертя ковзання торців роликів.

Виконання виїмок у кришці забезпечує нерухомий стан шипа з можливістю взаємодії коченням по опуклій поверхні з діелектричними роликами.

Розташування гнучкої трубки з нагнітальним і всмоктувальним вікном на нерухомій напрямній на відстані, рівній проміжку між сусідніми вікнами, дозволяє перекачувати одночасно різні робочі агенти у кількості, яка, що найменше, дорівнює кількості феромагнітних роликів. Зокрема, це може бути використане для змішування на виході різних рідин чи газів. По частині гнучких трубок може перекачуватись газ, а по частині – рідина.

Закріплення гнучких трубок у виїмках напрямних глибиною, не менших за дві товщини стрічки, не дозволяє їх розчавити.

Виготовлення роликів одного ряду з феромагнітного матеріалу дозволяє як привід використовувати електромагніт з дистанційною передачею руху роликам, тобто, без застосування проміжного передаточного механізму, що, по – перше, спрощує конструкцію насоса, а по-друге, збільшує безвідмовність його роботи.

Насос працює наступним чином. При вмиканні привода виникає біжуче магнітне поле, яке діє на кожний феромагнітний ролик 6 за принципом ротора кочення примушуючи його перекочуватися по вгнутій циліндричній напрямній корпусу 2. Завдяки кінематичному зв'язку цих роликів з діелектричними роликами 7, останні розпочнуть перекочуватися по центральній опуклій поверхні шипа 9, утримуючись від осьового зміщення завдяки торканню бортиків 3 і 5. При цьому кожний з роликів 6 при обертанні від кутової координати, що відповідає розташуванню всмоктувального вікна даної гнучкої трубки 8, вичавлює робочий агент. Одночасно з протилежного боку стрічки відбувається всмоктування чергової порції робочого агента.

Основною умовою даного механізму є умова не провалювання (рис .3.9), тобто під час роботи ролик 7 не повинен вискочити між роликами 6.

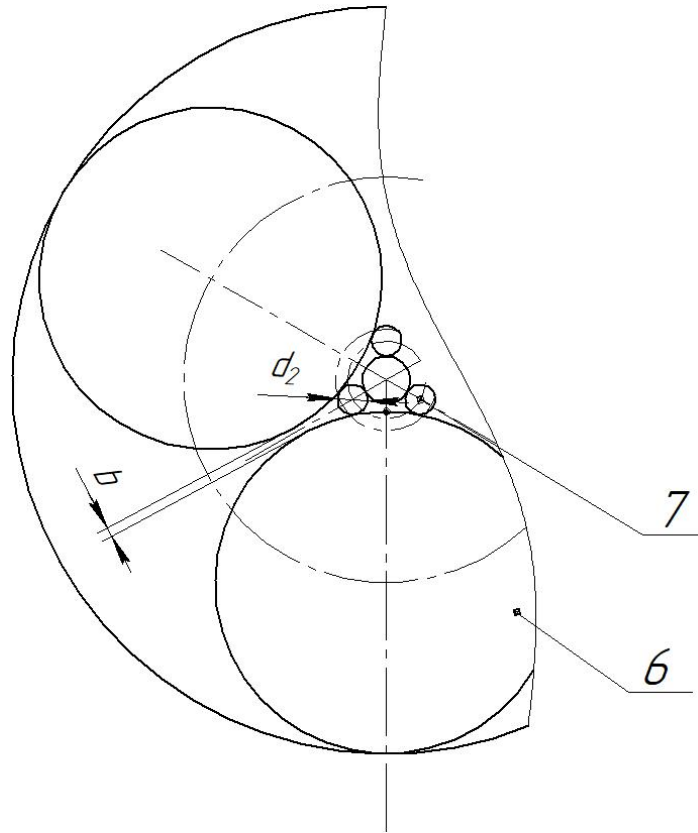


Рисунок 3.9 – Фрагмент насосу

Тому повинна виконуватися умова

$$b < d_2. \quad (3.23)$$

Аналогічно, при синтезу даного механізму враховуються умови, які наведені у підрозділі 3.1 якщо вважати, що $e=0$ (крім критерія існування S-подібної стрічки)

3.5 Вибір матеріалів при проектування пар тертя кочення

Вибір матеріалів являє собою складну задачу, не дивлячись на те, що практика насособудування є доволі велика. Вибір залежить від конструкції та призначенні вузла, технології виготовлення, умов обслуговування та ін. Зупинимося на матеріалах, які можуть використовуватися для виготовлення роликів та корпусу гідронасоса кочення.

Чавун з шароподібним графітом та металічною основою з пластинчатого чи зернистого перліту – найбільш розповсюджений матеріал для виготовлення роликів. В його простішому варіанті термообробка роликів обмежується старінням, що дозволить механічну обробку з мінімальною правкою для ліквідації короблення. Для збільшення міцності можливе застосування термообробки або легуванню нікелем, хромом, молібденом чи мідю. Для збільшення циклічної в'язкості матеріалу виготовляють чавун зі змішаною формою графіту. З метою підвищення зносостійкості чавуну іноді застосовуються азотування.

Вуглецева сталь поступається чавунам з шароподібним графітом: при майже однакових механічних властивостях сталі та чавуну плавка та розлив останнього легший; в чавунах утворюється менше тріщин та зносостійкість роликів, які виготовлені з них без термообробки, не нижче, чим у роликів з вуглецевої сталі поверхня котрих загартована струмами високої частоти.

В роликах з литої легованої сталі імовірність утворення флокенів менше ніж у роликів з кованої сталі того ж складу. Дендрити, які розміщені перпендикулярно поверхні ролика роблять литі ролики більш зносостійкими чим ковани.

Графітизована сталь, в складі якої є включення графіту, по своїм властивостям наближена до чавуну з шароподібним графітом, однак має більш

високі механічні властивості. З модифікованих чавунів з пластинчатим графітом, які мають менший модуль пружності, можна виготовити ролики менш чутливими до порушення правильної осьової лінії, чим сталі. Таким чавунам властиві високі динамічні характеристики матеріалу.

Перекачка, наприклад гідронасосом, різного виду рідин у вузлі тертя може призвести до необхідності зміни матеріалу, як мінімум, однієї з деталей тертя, що пов'язано із видом зносу, і як наслідок, с іншим розміщенням пар тертя по зносостійкості. При цьому при великій надійності деталей потрібно вибирати матеріал, поступаючись його зносостійкістю.

Вибір таких матеріалів як сталі або чавун призводять до збільшення маси самої конструкції тому виникає необхідність зменшення маси машин і механізмів без втрати їх продуктивності і механічних властивостей

Але при виборі матеріалу слід вважати не тільки на механічні характеристики матеріалів, а також і способи що дають можливість отримати ті чи інші характеристики. Наприклад, нанесення покриттів на поверхню матеріалів, а також регулювання їх складу і структури дозволяє найбільш раціонально і рентабельно використовувати властивості матеріалів основи і модифікованих шарів. Методи модифікування поверхні ділять на дві групи: модифікування з приростом товщини і без цього. Такий підхід дозволяє найбільш ефективно використовувати комбінацію властивостей матеріалу основи і зміненого поверхневого шару. При цьому операції модифікування поверхні можуть бути досить легко вбудовані в технологічний процес виробництва або ремонту виробів [65].

Для зменшення тертя та підвищення експлуатаційних характеристик матеріалу є застосування алюмінієвих пар тертя. Алюмінієві сплави широко застосовуються в різних галузях промисловості. Їх широко використовують для

виготовлення різних деталей і елементів конструкцій, коли провідну роль має мала вага, висока пластичність, корозійна стійкість, добра зварюваність [66].

Матеріали на основі алюмінію, які вміщують в себе мідь або магній, або оба елемента пропонуються для виготовлення підшипників, які працюють при низьких навантаженнях та профілактичних котрих не є бажаним та володіють низькою питомою вагою, недорогі та мають високу корозійну стійкість [67].

Такі деталі працюють в умовах тертя й кавітації, вимагають поверхневого зміцнювання. Для отримання якісної поверхні найкращий варіант зміцнення є поверхневе зміцнення методом мікродугового оксидування, який дозволяє отримувати покриття з високими ізоляційними, механічними, електро- і теплофізичними характеристиками і експлуатаційними властивостями, що зумовило широке використання цих покриттів в машинобудуванні, нафтогазовидобувної промисловості, на транспорті, в приладобудуванні, радіоелектроніці, авіаційної та космічної та інших галузях [68].

Мікродуговим оксидування - складний процес отримання покриттів на поверхні матеріалу - робочого електрода, що знаходиться в електроліті, в режимі мікродуговим розрядів, що переміщуються по поверхні робочого електрода.

Переваги:

- не потрібно, як правило, ретельної попередньої підготовки металевої поверхні: травлення, знежирення, освітлення, промивок гарячою і холодною водою; тобто виключається ряд технологічних операцій, а отже, істотно скорочується виробнича площа, збільшується продуктивність процесу і екологічна чистота отримання кінцевої продукції, що призводить до збільшення рентабельності виробництва;

- можливість отримання покриттів, що характеризуються більш високою твердістю, зносостійкістю, захисно-корозійними властивостями, адгезію до металевої основи;

- проведення процесу з електролітів, із значно меншою концентрацією хімічних компонентів в них, що збільшує екологічну чистоту отримання і знижує собівартість кінцевої продукції.

У праці [69] описано застосування мікродугового оксидування як перспективного способу відновлення і зміцнення алюмінієвих деталей шестеренних насосів типу НШ.

Як видно з отриманих результатів (рис. 3.10), при відсутності МДО-покриття на сплаві (крива 1) зі збільшенням навантаження відбувається безперервне збільшення коефіцієнта тертя. Це пов'язано з налипанням пластичного матеріалу сплаву на основі алюмінію. При збільшенні навантаження таке налипання посилюється, що призводить до збільшення коефіцієнта тертя. Наявність на поверхні МДО покриття призводить до зміни виду кривої залежності коефіцієнта тертя від навантаження. Таким чином, наявність МДО покриття суттєво знижує коефіцієнт тертя [66].

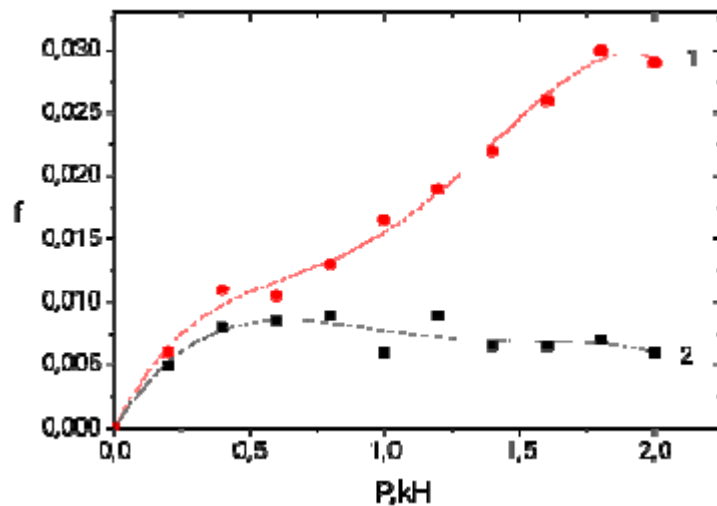


Рисунок 3.10 – Залежність коефіцієнта тертя від навантаження

При виборі матеріалу із зменшеним коефіцієнтом тертя варто звернути увагу на застосування нанодисперсійних добавок при МДО. Великий інтерес до

них обумовленій специфічними властивостями цих добавок в різних середовищах, при різному фізичному чи хімічному впливу [70-71].

Дослідження показують, що завдяки застосуванню добавок нанорозмірних речовин в електроліти можливе поліпшення структури і зниження пористості, підвищення якості і однорідності оксидних шарів на алюмінієвих сплавах, підвищення їх корозійної стійкості та інших характеристик [72].

Покращення поперечної макроструктури та збільшення мікротвердості складу оксидних шарів може пояснити суттєве збільшення механічних та трибологічних властивостей оксидних шарів, що були модифіковані, бо саме ці параметри впливають на здатність матеріалу працювати в парах тертя.

До прикладу, у робот [72] показані результати трибологічних випробувань (рис. 3.11).

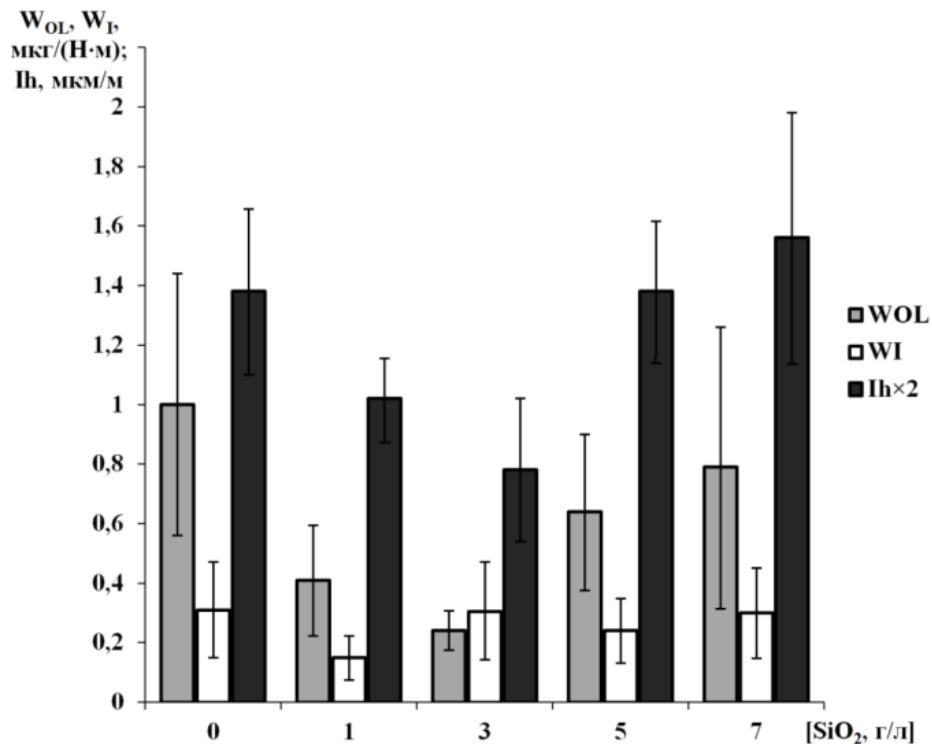


Рисунок 3.11– Знос оксидного шару (WOL, мкг / (Н · м)), індентора (WI, мкг / (Н · м)) і лінійна інтенсивність зношування (I_h, мкм / м) на сплаві АК9пч в залежності від вмісту нанодисперсного SiO₂ в електроліті.

При концентраціях 1 г/л и 3 г/л наночастиць SiO₂ в електроліті досягнута найкраща зносостійкість пари тертя. Таким чином, можна стверджувати, що виявлене після модифікування електроліту наночастинками SiO₂ підвищення зносостійкості оксидного шару і сталевого індентора є наслідком підвищення мікротвердості оксидного шару і поліпшенням його структури, а, саме, зниженням кількості різних структурних дефектів. Це, в свою чергу, призводить до зменшення кількості утворюються абразивних частинок в зоні тертя і, отже, зменшує абразивний знос обох тіл пари тертя [72].

Також сепаруючі та робочі ролики (крім тих що вступають у взаємодію з магнітом) можна виготовляти з антифрикційних матеріалів на основі пластмас. Основні переваги цих матеріалів у порівнянні з металами є зносостійкість, високе значення відношення міцності до питомої ваги, здатність гасити вібрації, технологічність процесів виготовлення та низька вартість таких матеріалів [67].

У сучасних вузлах тертя знаходять застосування три типи метало-полімерних матеріалів: зміцнених сталевую підкладкою; поруватих спечених виробів, просочених фторопластом; наповнених фторопластом, не армованих каркасом. Основні вимоги до антифрикційних матеріалів на основі пластмас такі: надійність, довговічність, мінімальна маса, металомісткість і собівартість. Вхідні складові компоненти мають бути доступні й технологічні.

Матеріали на основі термопластів мають високі триботехнічні показники, низьку вартість, але мають схильність до схоплення при високих температурах, але вони успішно можуть використовуватися в гідронасосі, так як підвищення температури не буде.

Для роботи в прісній або морській воді рекомендується матеріал типу «масляніту». Коефіцієнт тертя в парі зі сталлю становить 0,05. Цей матеріал має високу працездатність не тільки у воді, а й в агресивних середовищах і глибокому вакуумі. Характерною ознакою маслянітів є наявність граничних мастильних

шарів, що являють собою металеві мила в будь-якому мікроперетині, генеровані на поверхні тертя [67].

У вузлах тертя застосовують деталі, виготовлені з антифрикційного матеріалу на основі поліформальдегіду. Він належить до найтвердіших полімерів. Уведення в поліформальдегід скловолокна, графіту, сажі, дисульфиду молібдену, політетрафторетилену підвищує його термостійкість. У результаті поліпшується тепловий режим роботи підшипників, зубчастих коліс, муфт зчеплення, шестерень, клапанів, при цьому знижується зношуваність (у три-чотири рази), збільшується працездатність пари тертя, зменшується (у 1,5...2 рази) коефіцієнт тертя.

Для виготовлення деталей, що працюють в умовах тертя і зношування, застосовують антифрикційний матеріал на основі полікарбонату. Це складний поліефір вугільної кислоти; випускається під назвою дифлон. Антифрикційний матеріал на основі полікарбонату ДАК містить 15...20% фторопластів. Він зберіг основні властивості дифлону. При цьому його коефіцієнт тертя по сталі становить 0,15...0,20, а зносостійкість у 30 разів вища.

Таким чином, для зменшення тертя в кінематичних парах матеріал корпусу та роликів, які не контактують з магнітом, можна застосовувати алюмнові сплави з поверхневим зміцненням методом мікродугового оксидування або антифрикційні матеріали на основі пластмас.

3.6 Висновки по розділу 3

1. Синтезовані, на рівні винаходів, гідронасос та витратомір з умови відсутності тертя в контактні тіл кочення та забезпечення працездатності, використання замкненого простору для розміщення ланок опори, які є одночасно і виконавчими органами.
2. У витратомірі, використаний для синтезу на рівні винаходу, встановлена закономірність зміни кутових швидкостей роликів від зміни лінійної швидкості потоку рідини.
3. Дезаксиальний МТР, використаний для синтезу на рівні винаходу, гідронасоса з обґрунтуванням раціонального розміщення впускних та випускних вікон, можливість одночасно нагнітання двох різних рідин. Для нього встановлено закономірності зміни об'єму робочих камер.
4. У дезаксиальному та перістальтиковому насосах на відміну від інших МТР запропонований електромагнітний пристрій для приводу ланок у замкненому просторі.
5. Синтезована на рівні винаходу оригінальна опора поворотного стрілового крану на базі такого ЗРЛКЛ, в якому опорними використані конічні ролики, а сепаруючими- кульки поблизу торців роликів, дозволяє зменшити габарити опорних поверхонь, уникнути тертя ковзання між тілами кочення та торкання кілець торцями роликів.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОНАСОСА НА БАЗІ ЗАМКНУТИХ РУХОМИМИ ЛАНКАМИ КІНЕМТИЧНИХ ЛАНЦЮГІВ

4.1 Способи визначення площі камер

Задачею даного комп'ютерного експерименту є порівняння площі камер насоса визначенні різними способами.

Для перевірки була створена модель насоса в програмі SolidWorks 2017. Модель подано на рис.4.1. Тут розовим кольором виділено більшу площу (утворену робочими роликами), а синім – меншу (утворену розподільчими роликами).

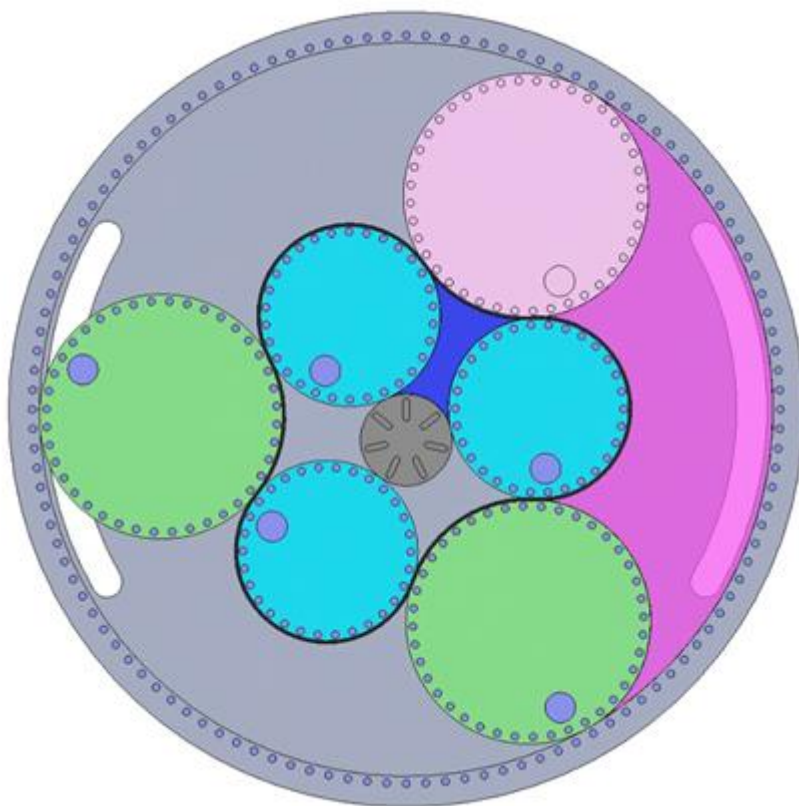


Рисунок 4.1 – Модель насоса в SolidWorks 2017

Основною складністю даного експерименту є визначення площ саме в автоматичному режимі, тобто повернути вхідний ролик на 360° з кроком в 1° та отримати значення площ.

Для цього створюємо окрему деталь (рисунок 4.2) яка повністю відповідає формі полості, що утворена робочими роликами, у довільному положенні. Дану деталь накладаємо на механізм насоса (рисунок 4.3), де вона показану у розовому кольорі.

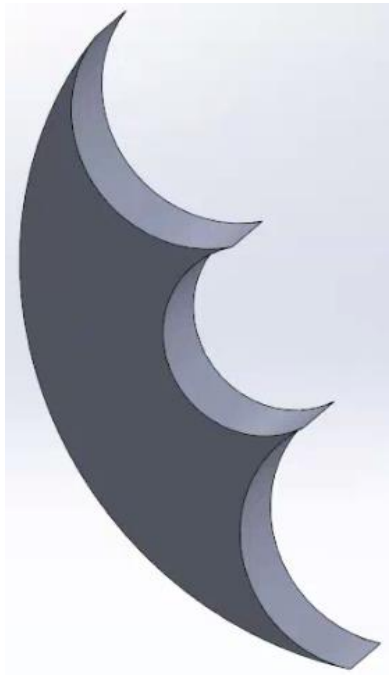


Рисунок 4.2 – Фрагмент форми полості гідронасоса

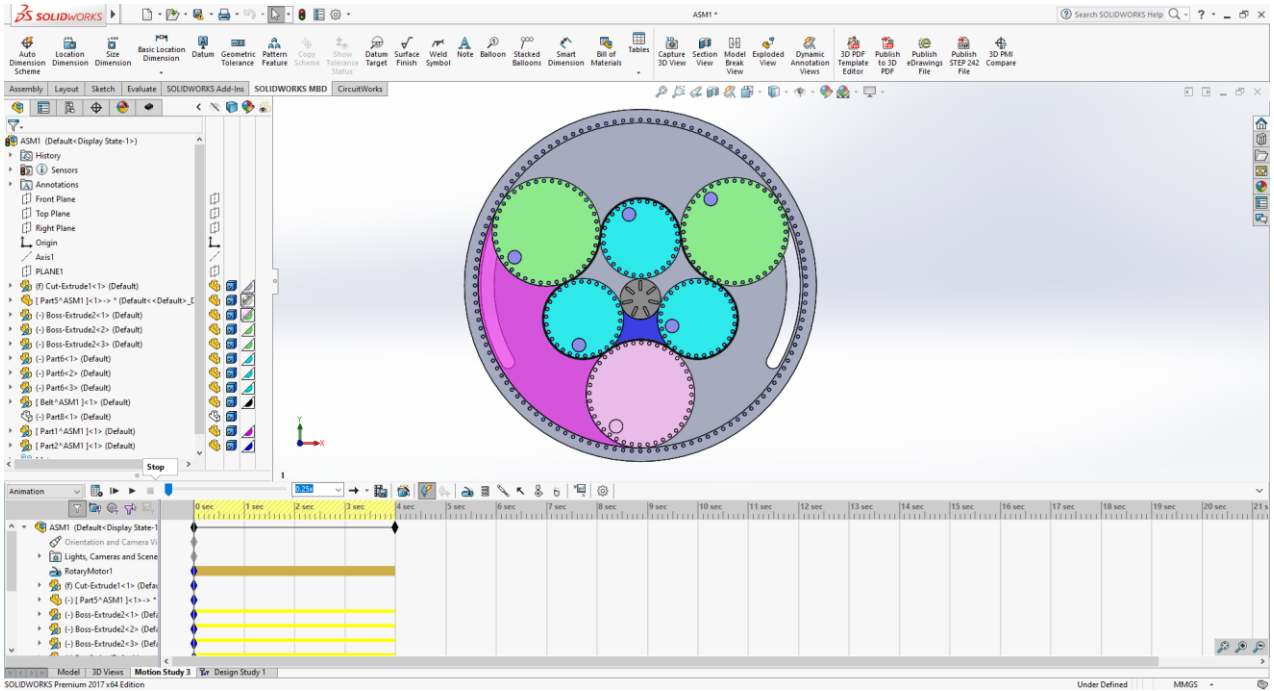


Рисунок 4.3 – Вставка деталі на фрагмент насоса

При запуску команди “Animation” відбувається рух роликів. Так як вставлений фрагмент повністю залежить від положення роликів, то воно буде автоматично перебудовуватися при кожному кроці (рисунок 4.4)

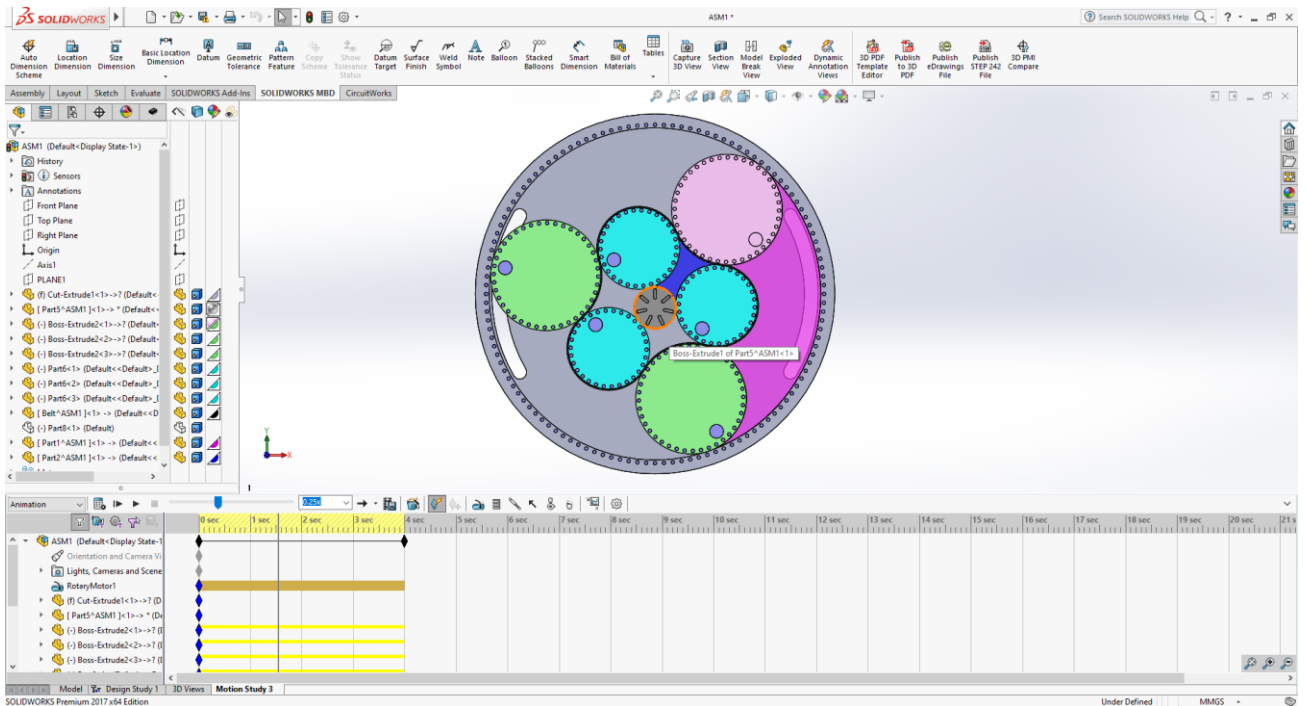


Рисунок 4.4 – Фрагмент у довільному положенні механізму

Далі за допомогою команд “Evaluate” та “Measur” створюємо сенсор, який буде виміряти площу.

Після цього створюємо ”Design Stude” (рис. 4.5). Дана команда призначена для оптимізації, тобто, змінюючи певні параметри моделі можна досягти її певних характеристик.

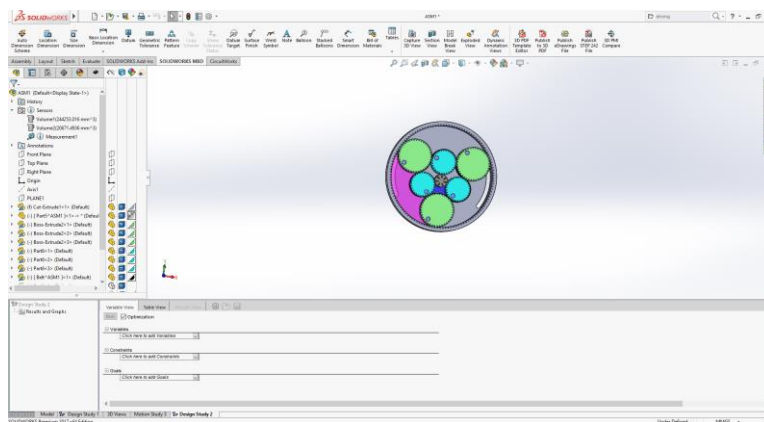


Рисунок 4.5 – Функція Design Stude

Для автоматичного визначення необхідного нам параметру необхідно створити поверхню, яка буде розміщення під довільним кутом до вертикалі (рис. 4.6) і до якої прив’яжемо центр вхідного ролика. Даний кут буде параметром, який відповідає за перебудову всього механізму.

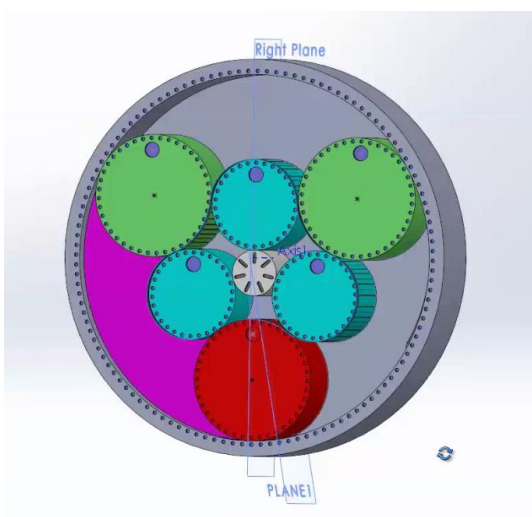


Рисунок 4.6 – Створення допоміжної площини

Задаючи в "Design Studе" обмежуючі параметри (кут початку, закінчення та крок зміни кута) ми отримуємо результати зміни площ в автоматичному режимі (рисунок 4.7). Потім дані параметри зберігаємо у програмі EXCEL.

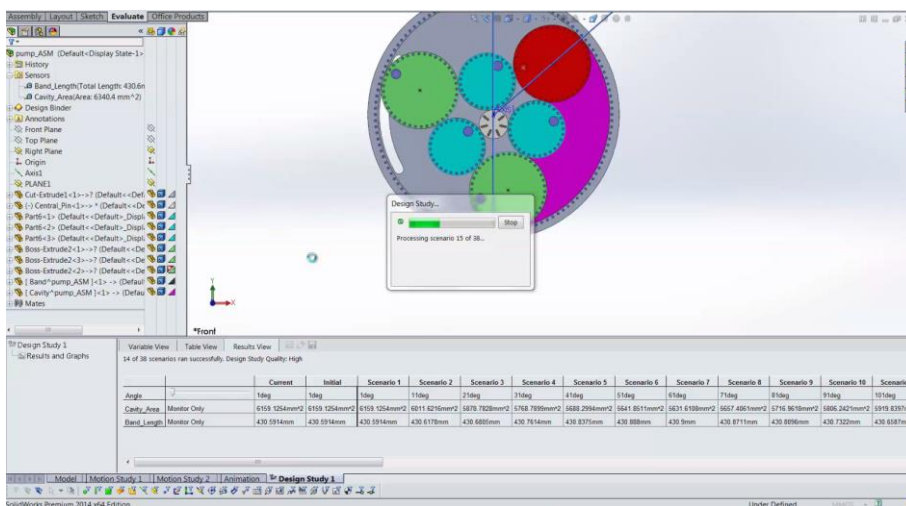


Рисунок 4.7 – Визначення зміни площі

По результатам отриманих даних будуємо графік зміни площі камери насосу від кута повороту. Результат зміни площ показаний на рис.4.8. На рис.4.9 у збільшеному масштабі показана "синя" площа.

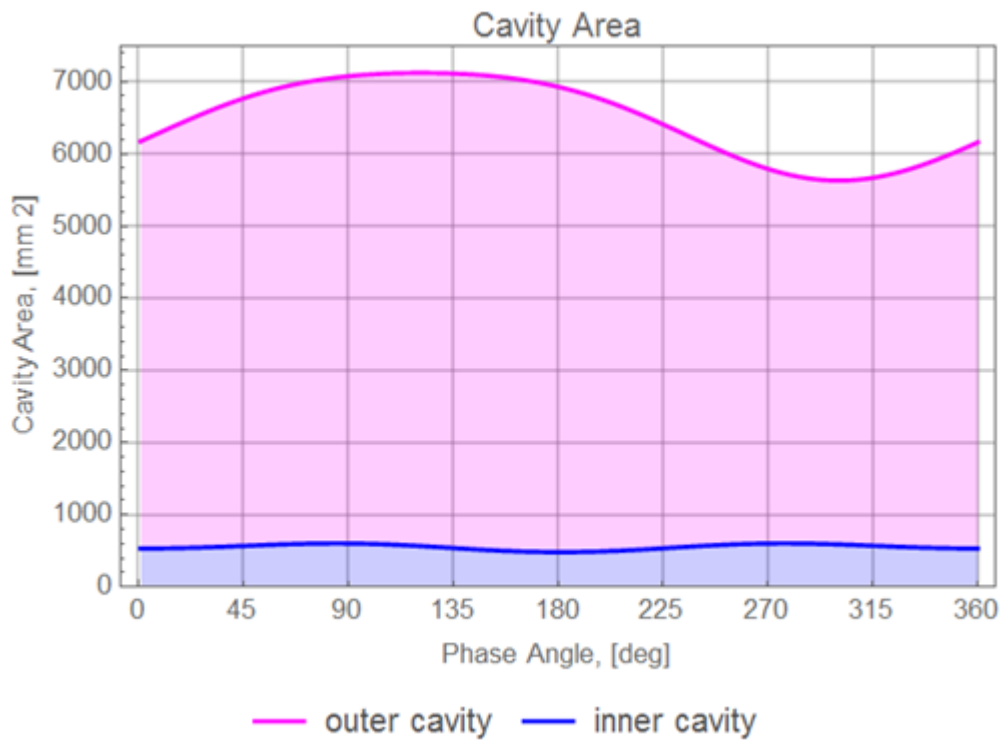
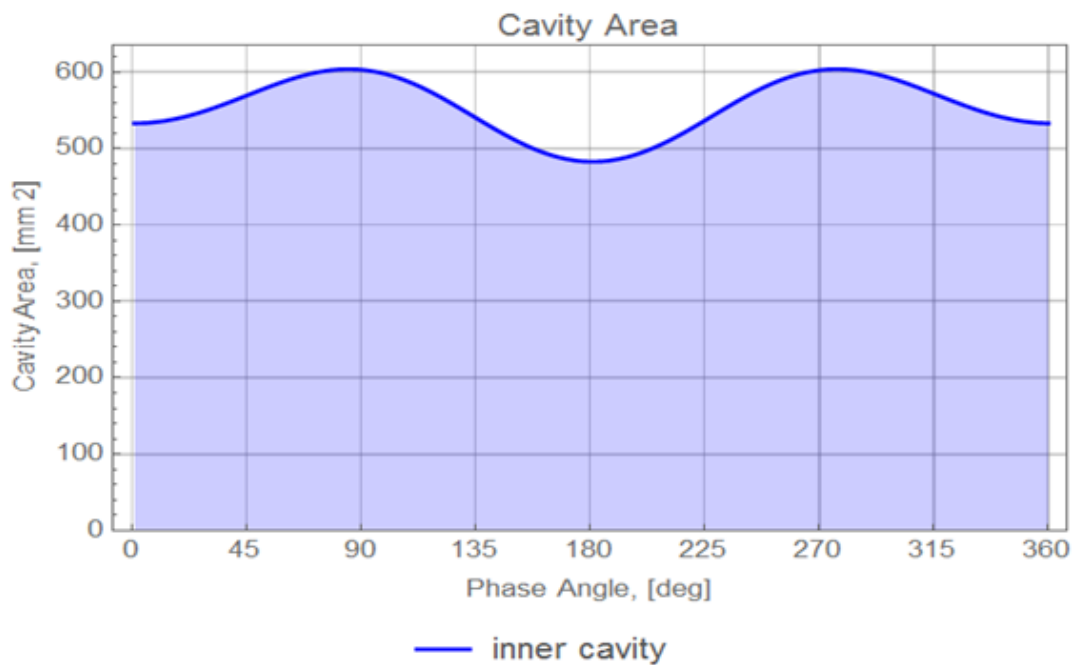


Рисунок 4.8 - Зміна робочих площ насоса в SolidWorks 2017



4.9 – Зміна малої робочої площі

В таблиці 4.1 показана зміна площа за період від 0^0 до 180^0 , а у додатку Д показані числові значення площ від 0^0 до 360^0 з кроком в 1^0 .

Таблиця 4.1 – Числові значення площ

Кут повороту	1	15	30	45	60	75
Велика площа, мм ²	6174,7	6379,03	6587,33	6767,78	6910,1	7011,58
Мала площа, мм ²	533,245	537,603	550,828	569,488	588,295	601,252
Кут повороту	90	105	120	135	150	180
Велика площа, мм ²	7075,98	7110,5	7122,08	7113,75	7083,48	6930,63
Мала площа, мм ²	603,343	592,305	569,708	540,635	512,155	482,98

Для перевірки отриманих даних визначимо площу камер прямими замірами.

Для цього у середовище Компас 3D виконуємо побудову плану положень.

Початкове положення механізму показано на рисунку 4.10.

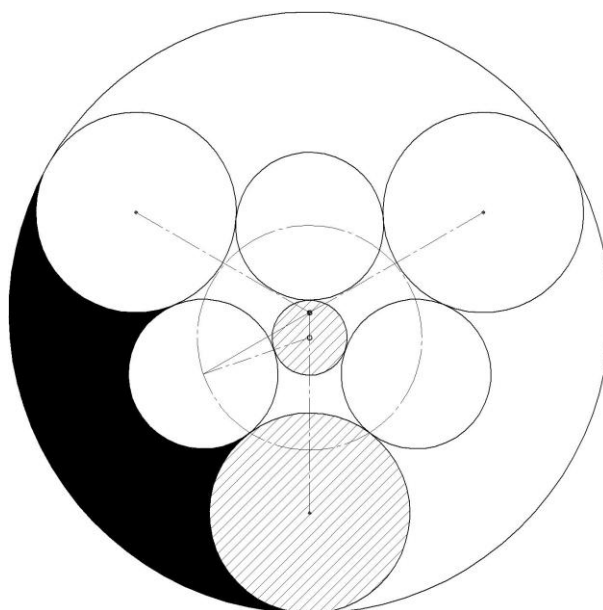


Рисунок 4.10 – Початкове положення механізму насоса

Так як вимір проводиться за допомогою команд “Измерять - Площадь”, то крок кута повороту приймаємо 30^0 таким чином отримуємо 12 значень. Проміжне положення показано на рисунку 4.11.

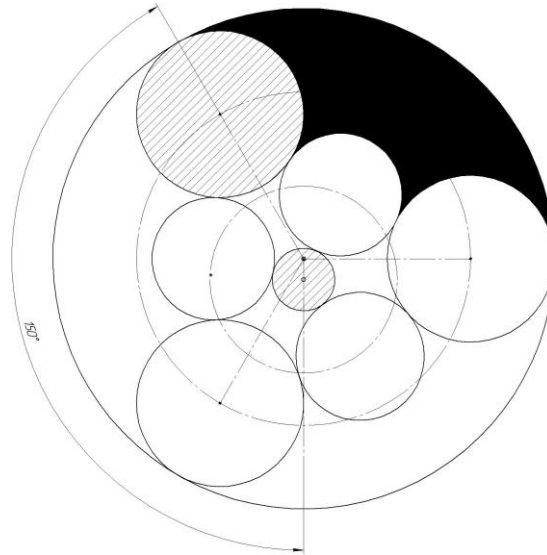


Рисунок 4.11 – Проміжне положення механізму насоса
 За допомогою команд “Измерять - Площадь” заміряємо площі камер і результати заносимо у таблицю 4.2. Розглянемо тільки площі, котрі утворені робочими роликами. Результати двох способів визначення заносимо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення площі камер

Кут повороту	0	30	60	90	120	150
Велика площа, мм ² (ручний вимір)	6184,8	6577,35	6862,21	7024,13	7075,82	7024,13
Велика площа, мм ² (Solid Work)	6160,23	6587,33	6910,1	7075,98	7122,08	7083,48
Похибка, %	0,4	0,15	0,7	0,74	0,65	0,84
Кут повороту	180	210	240	270	300	330
Велика площа, мм ² (ручний вимір)	6862,21	6577,36	6184,87	5783,52	5623,05	5795,21
Велика площа, мм ² (Solid Work)	6930,63	6618,95	6187,03	5793,3	5631,2	5782,18
Похибка, %	0,99	0,63	0,03	0,17	0,14	0,02

Як бачимо, що похибка отриманих результатів не перевищує 1%. Таким чином, запропонований спосіб визначення змінних площ у програмі Solid Work можна використовувати для швидкого аналізу та проектування насосів такого типу.

4.2 Дослідження руху стрічки

Для проведення кінематичних характеристик гідронасосу була створена, засобами 3D друку, модель механізму гідронасосу (рис.4.12).



Рисунок 4.12 – Схема механізму гідронасосу

Шип, частина робочих та сепаруючі роликів виконані білого кольору (рис. 4.13)



Рисунок 4.13 – Шип, робочі та сепаруючі ролики гідронасосу

В якості привідного ролика використовувалися три варіанти конструкції (рис. 4.14)



Рисунок 4.14 – Привідні ролики гідронасосу

Перший варіант являє собою пластиковий ролик, з наскрізним отвором, в який вставляється металічний циліндр, для взаємодії з магнітом. В інших варіантах використовувався ролик з глухим отвором (рис. 4.15).

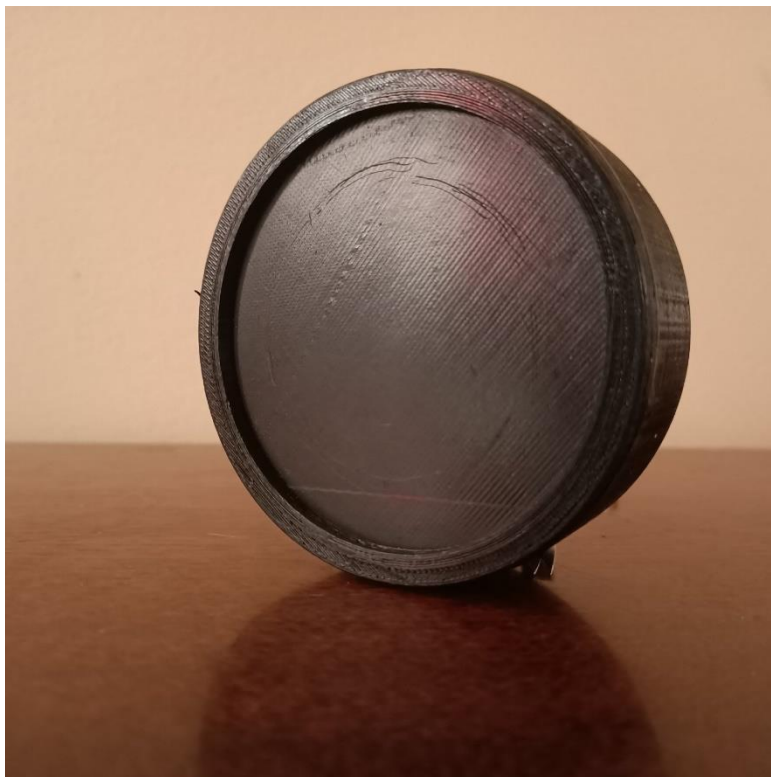


Рисунок 4.14 – Привідний ролик гідронасосу

В якості взаємодії з магнітом на зовні була використана металічна пластина та другий магніт.

В якості розділюючої стрічки використовувався плоский привідний капроновий пас ТУ 17-21-598-87 товщиною - 0,5мм (рис.4.15).



Рисунок 4.15 - Розділююча стрічка гідронасоса

Для зменшення тертя торцевими поверхнями роликів по корпусу були змонтовані мідні кільцеві направляючі (рис. 4.16).



Рисунок 4.16 – Мідні кільцеві напрямні

В якості приводу був використаний привід механізму склоочисника (рис.4.17), який живився з трансформатора через спеціально розроблений перетворювач напруги (рис. 4.18)



Рисунок 4.17 – Механізм приводу



Рисунок 4.18 – Перетворювач напруги

В ході виконання роботи був встановлений факт що стрічка а один повний оберт вхідного ролика стрічка здійснює приблизно три повних оберти. Також було відзначено, що для виконання повноцінний дослідів по кінематиці та гідравліці необхідно використовувати електромагніти, що дасть більшу взаємодію між магнітами.

4.3 Висновки по розділу 4

1. Вперше створені комп'ютерна модель та методика експерименту гідронасоса на базі дезаксиального МТР, щодо визначення зміни великої та малої площ камер.
2. Проведено співставлення результатів визначення площ, визначених двома методами комп'ютерного моделювання. Встановлення, що розходження значень площ не перевищує 1%.
3. Встановлений раніше невідомий факт просторового руху стрічки в процесі обертання роликів і за один повний оберт вхідного ролика стрічка здійснює приблизно три повних оберти.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертації розв'язані актуальні науково-прикладні задачі по розробці методів структурного і кінематичного аналізу та синтезу механізмів на базі ЗРЛКЛ. Основні висновки, наукові та практичні результати, що отримані автором у дисертаційній роботі, полягають у наступному:

1. Встановлено, що неможливо створити механізм, який містить замкнений роликми, розділений нескінченною пружною стрічкою, кінематичний ланцюг при коченні їх по дезаксиальним колах при відсутності тертя ковзання між ними. При цьому запропонована більш досконала назва групи механізмів з такими кінематичними ланцюгами – механізми із замкненим рухомими ланками кінематичним ланцюгом.

2. Визначена закономірність зміни порожнини гідронасоса на базі дезаксиального МТР з трьома парами роликів. Показано, що максимальний об'єм досягається при розташуванні рухомих ланок, що відповідає куту повороту вхідного ролика, рівного 121° , а мінімальний при куті повороту в 300° .

3. Обґрунтовані умови існування дезаксиального МТР на прикладі з найменш можливою кількістю пар роликів, яка дорівнює трем. Отриманні співвідношення параметрів дозволяють уникнути торкання однотипних роликів одних з одним та двох протилежних нерухомих напрямних, провалювання різнотипних роликів у просвіт між ними та забезпечення існування S-подібного охоплення їх нескінченною стрічкою.

4. Знайдена можливість використання такого МТР у новому напрямку – для гідронасоса. На відміну від альтернативних роторних насосів у запропонованому, на рівні винаходу, насосі усі рухомі ланки розташовуються у замкненому об'ємі, та одночасно виконують роль як опорних елементів так і виконавчих органів. Для нього запропонований принципово новий привод – ротор кочення з

електромагнітною в'яззю. Насос має можливість перекачувати одночасно дві різні рідини та не використовувати складні по конструкції герметизуючі елементи між рухомими ланками та корпусом. Розроблені рекомендації для розміщення вхідних та вихідних вікон в зоні утворення екстремальних об'ємів.

5. На прикладі вхідного ротора кочення трипарного роликового дезаксиального МТР розроблена невідома раніше методика зведення мас до ланки, яка рухається плоско-паралельно. Ця методика може полегшити динамічне моделювання, наприклад для чотирехшарнірного механізму із заданим рухом однієї рухомої ланки відносно другої рухомої ланки.

6. Уточнений характер взаємодії пружної стрічки з роликом, якій рухається плоско-паралельно на базі розв'язання специфічної крайової задачі для системи двох диференціальних рівнянь першого порядку. Це дозволило більш точно визначити нормальну силу тиску на ролик. Запропоновано кут охоплення сусіднього з розглянутим роликом визначити із співвідношення їх радіусів. Встановлено закономірності деформації нескінченної стрічки у дезаксиальному МТР з трьома парами роликів. Екстремуми її деформації опинились кратні кількості пар роликів.

7. Виявлена можливість використання механізму, замикання кінематичного ланцюга в якому здійснюється тілами кочення по концентричних колах, для розроблення, на рівні винаходів, опри стрілового крана, гідронасоса з гнучкою трубкою та гідвигратоміра. Синтез цього механізму здійснений з умов відсутності тертя ковзання між тілами кочення, та забезпечення працездатності в складі вказаних машин з врахування їх специфіки. Для опори стрілового крана як елемент, який здатний витримувати більше навантаження, опорними використані конічні ролики, а сепаруючими - кульки, які утримують ролики від торкання торцями стінок обойм. Така конструкція може знайти застосування у підшипниках кочення.

8. Експериментально підтверджено раніше невідомий факт просторового руху стрічки в процесі обертання роликів і за один повний оберт вхідного ролика стрічка здійснює приблизно три повних оберти.

9. Встановлено, що в процесі експлуатації стрічка змінює свої геометричні розміри мінімальна і максимальна довжина відповідно рівна $L_{\min} = 430,591\text{мм}$ та $L_{\max} = 430,951\text{мм}$ та здійснює свій незалежний рух і за один повний оберт вхідного ролика стрічка здійснює біля 3-х повних оберт.

В результаті роботи над дисертаційною роботою практичні результати досліджень представлені в 4-х патентах:

- електромагнітний гідронасос кочення: пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24 заяв.05.03.14; опуб. 10.03.15. Бюл. №5;

- опора поворотного стрілового крана: пат 119474 Україна, МПК B66C24/84; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12;

- насос на базі замкненої системи роликів: пат 119955 Україна, МПК F04B43/12 F04B43/08; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12;

- одноструменевий роторний перетворювач витрат рідини: пат 119926 Україна, МПК G01F3/06; заяв.27.11.17; опуб. 27.08.19. Бюл. №16.

Дані дослідження дають новий напрямок вдосконалення або проектування різноманітних машин та механізмів, де ланки будуть являтися і опорами і виконавчим елементом одночасно.

Список використаних джерел

1. Vorobyov M., Prokopenko D. Hydraulic pump based on the rolamite mechanism. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2018. Vol. 4, №1.P.105-115.
2. Vorobyov M., Prokopenko D. Elements of the theory of closed-loop mechanisms formed by rolling bodies without kinematic sliding. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2019. Vol. 5, №1.P.73-84.
3. Воройбов М.С., Прокопенко Д.П. Сучасне підґрунття вдосконалення теорії механізмів: монографія.- Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2019. – 145с.
4. Воройбов М.С., Прокопенко Д.П., Специфіка зведення мас до ланки, що рухається плоско-паралельно. East European Scientific Journal. 2020. Vol. 3, №01.P.58-76.
5. Cyclic deformation of separating tape in electromagnetic rolling pump / D Prokopenko, I Shatskyi, M Vorobiov, L Ropyak. // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2020.
6. Волков Г. Ю. Систематика и структурно-параметрический синтез механизмов на базе замкнутых систем тел качения : дис. докт. техн. наук : 05.02.18 / Волков Глеб Юрьевич – Курга, 2012. – 290 с.
7. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов / С. Н. Кожевников. – К. : Наукова думка, 1979. – 230 с.
8. Пат. 116795 США, МПК F 16 C 19/40. Antifriction journal boxes / Baker V.C. - опубл. 11.07.1871; - 2 с.: ил.
9. Пат. 498737 США, МПК F 16 C 19/40. Roller-bearing / Beaupre Bruno. - № 448,657; заявл. 12.10.1892; опубл. 30.05.1893; - 3 с. : ил,
10. Пат. 526887 США. Power transmitting apparatus / Altham G. J. - № 509,624; заявл. 01.05.1894; опубл. 2.10.1894; - 7 с : ил.

11. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества веществ: Справочник: Кн.1-5-езд. Перераб. И доп.-СПб.: Политехника, 2002.-409с.
12. Пат.1750517 ФРГ, МПК F16 19/40. Bandrollenlager. / Altham G. J. -; заявл. 01.05.1994; опубл. 2.10.1994; - 7 с : ил.
13. А.с. 649882 СССР, М. F 04В 43/12
14. Пат. SU 846788 Kaunassk, МПК F04В 43/12, Peristaltic-type pump/ Kaunassk polt inst antanasa, опубл. 15.07.1981.
15. Пат. SU 954608 Kaunassk, МПК F04В 43/12, Peristaltic-type pump/ Kaunassk polt inst antanasa, опубл. 30.08.1982.
16. Федик В. В. Вплив геометричних параметрів на навантажувальну здатність опорно–поворотного пристрою автокранів : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Федик Василь Володимирович – Львів, 2015. – 129 с.
17. Пат.79333 Україна, МПК И66С 23/84 Опорно –поворотний пристрій [Текст]/ Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В: патентовласник Національний університет "львівська політехніка". заяв.18.07.12; опуб. 25.04.13. Бюл. №8.
18. Опорно –поворотний пристрій: пат. 72776 Україна, МПК В66С 23/84, заяв.15.05.02; опуб. 15.04.05. Бюл. №4.
19. Опорно-поворотний круг з пристроєм для кріплення: пат. 56202 Україна, МПК В66С23/84; заяв.15.07.99; опуб. 15.05.03. Бюл. №3.
20. Кульково-роликова опора кочення: пат. 25390 Україна, МПК F16С19/00; заяв.23.06.96; опуб. 30.10.98. Бюл. №10.
21. Волков, Г.Ю. Элементы структурного синтеза замкнутых механических систем тел качения / Г.Ю. Волков, Н.Н. Крохмаль // Науч.-техн. конф. «Молодые ученые Курганского машиностроительного института - научно техническому прогрессу»: Тез. Докл. - Курган : КМИ, 1988. - С. 8-9.
22. Воробйов М. С. Механизмы с замкнутым энергетическим потоком / М. С. Воробйов. – Львов: Вища школа, 1983. – 142 с.

23. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И. И. Вульфсон. – Москва: Машиностроение, 1976. – 328 с.
24. Вульфсон И.И. Виброактивность приводов машин разветвленной и кольцевой структуры/ И. И. Вульфсон. – Москва: Машиностроение, 1986. – 99 с.
25. Вульфсон И. И. Колебания в машинах / И. И. Вульфсон. – СПб.: СПГУТД, 2006. – 260 с.
26. Зазян Ф. С. Исследование динамики зубчато-рычажных механизмов / Ф. С. Зазян. – Москва: Машиностроение, 1978. – 163 с.
27. US Patent # 3,452,175 Roller-Band Devices (US Cl. 200-153) June 24, 1969 Donald F. Wilkes.
28. Carlisle N. The Amazing Rolamite --- It Opens the Door for 1000 Inventions / Norman Carlisle. // Popular Mechanics. – 1968. – №2. – P. 252.
29. Donald W. Wilkes. Rolamite: A New Mechanism / Donald W. Wilkes. // Mechanical Engineering. – 1968. – №3. – P. 150.
30. Rolomite reduces friction in devices/Tribology, Volume 1, Issue 2, March 1968, Pages 71-73
31. Chad English, Donald Russell: Implementation of variable joint stiffness through antagonistic actuation using rolamite springs//Mechanism and Machine Theory, Volume 34, Issue 1, January 1999, Pages 27-40/
32. George F. Anderson, Alan A. Maris: The Rolomite bracket: A preliminary discussion of frictionless tooth movement// Journal of Biomechanics, Volume 2, Issue 2, May 1969, Pages 199-201.
33. Механизмы типа роламайт / К.Рагульскис,, В. Улозас, Н. Бакай, А. Палявичюс. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 198 с.

34. Шацкий И. П. О контакте берегов разреза в пластине при комбинированном растяжении и изгибе / И. П. Шацкий. // Mater. Sci.. – 1989. – №2. – С. 160–165.
35. Young M. J. Influence of crack closure on the stress intensity factor in bending plates – A classical plate solution / M. J. Young, C. T. Sun. // Int. J. Fract.. – 1992. – №55. – С. 81–93.
36. Khludnev A. M. Analysis of Cracks in Solids / A. M. Khludnev, V. A. Kovtunenکو. – Boston: Southampton, 2000. – 400 с. – (WIT-Press).
37. Shatskii I. P. Model for contact of crack boundaries in a bending plate / I. P. Shatskii. // J. Math.Sci.. – 2001. – №3. – С. 357–362.
38. Shatskii I. P. Interaction of collinear sections with contacting edges in a bent plate / I. P. Shatskii. // Sov. Mater. Sci.. – 1990. – №3. – С. 311–316.
39. Opanasovych V. K. Bending of a plate containing a periodic system of collinear cracks with regard for the contact of crack lips / V. K. Opanasovych, M. H. Stashchuk, M. I. Dorosh. // Mater Sci. – 2008. – №44. – С. 201–210.
40. Shats'kyi I. P. Limiting Equilibrium of a Plate with Partially Healed Crack. / I. P. Shats'kyi. // Mater Sci. – 2015. – №51. – С. 322–330.
41. Shatskii I. P. Bending of a plate containing a periodic system of parallel slits with contacting edges / I. P. Shatskii. // Prikl. Mekh.. – 1991. – №12. – С. 1186–1190.
42. Perepichka V. V. Bending of a Semiinfinite Plate with a Periodic System of Cuts Considering the Contact of Their Edges / V. V. Perepichka, I. P. Shats'kyi. // Journal of Mathematical Sciences. – 2002. – №109. – С. 1290–1294.
43. Dalyak T. M. Bending of a plate containing a periodic system of shifted parallel cracks whose lips are in contact / T. M. Dalyak. // Materials Science. – 2004. – №40. – С. 139–143.
44. Dalyak T. Investigation of the interaction of two parallel shifted cracks in plate bending adjusted for their closure / T. Dalyak. // Theor. Appl. Mech.. – 2019. – №46. – С. 147–155.

45. Shatskii I. P. Limiting state of a semiinfinite plate with edge crack in bending with tension / I. P. Shatskii, V. V. Perepichka. // *Materials Science*. – 2004. – №40. – С. 240–246.
46. Joseph P. F. Surface crack problems in plates / P. F. Joseph, F. Erdogan. // *International Journal of Fracture* volume. – 1989. – №41. – С. 105–131.
47. Патент України 68800А, МПК 7 G01F3/00. Роликовий лічильник [текст]/Воробйов М.С., Векерик В.І., Воробйов О.А.; патентовласник ІФНТУНГ, заяв. 27.10.2003р; опубл. 16.08.2004. Бюл.№8.
48. Деталі машин. Розрахунок та конструювання. [Архангельский Г.В., Воробйов М.С., Дубинець О.І. та інші] – Київ: Талком, 2014.-684с.
49. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин, - М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
50. Електромагнітний гідронасос кочення: пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24 заяв.05.03.14; опуб. 10.03.15. Бюл. №5.
51. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва: Либроком, 2016. – 640 с. – (Классика инженерной мысли. Машиностроение).
52. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Київ: Наукова Думка, 2002. – 650 с.
53. Е. Н. Хозина, А. Н. Гаврилов, В. А. Макаров. О приведении масс и моментов инерции к ведущему звену рычажно-стержневого механизма. Сборник научных трудов семинара «Современные технологии в горном машиностроении». – М.: НИТУ «МИСиС». – 2015. – 255 с.
54. Бычков М. В., Ладиков С. А. Методические особенности решения задач по динамике механизмов [Электронный ресурс] // Огарев-online. Раздел "Педагогические науки". – 2015. – №14.

55. Petrescu, F.I., Apicella, A., Aversa, R., Petrescu, R.V., Calautit, J.K., Mirsayar, M. and Riccio, A. Something about the mechanical moment of inertia. *American Journal of Applied Sciences*, 2016, 13(11).
56. P. S. S. Murthy, A. Satyadevi, A. Gopala Krishna and K. Eswaraiah. Mass Distribution in a Spatial Mechanism to Reduce Shaking Moment. *Indian Journal of Science and Technology*. 2016, 9(41).
57. Bulatović, Ž.M., Tomić, M.V., Knežević, D.M. and Cvetić, M.R., 2011. Evaluation of variable mass moment of inertia of the piston–crank mechanism of an internal combustion engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 225(5), pp.687-702.
58. LEHFELD S. Beeinflussung metallischer Reibungsvorgänge durch Schaall im 20kHz –Bereich. Dissertation TH. Aachen.1968.
59. Percival C.M., Norwood F.R. Theoretical and experimental investigation of the dynamic response of rolamite// *Trans.ASME*. 1969-2. Ser B.Vol.91, N 1. 235-239p.
60. Memmel L. Rolamite – eine neue Technik.//*Tech. Zbl.fur praktische Metallbearbeitung*, 62 Jahrgange, September 1968,Heft 9, S. 427-432.
61. Ганзбург Л. Б., Федотов А. И. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов: Справочник. — Л.; Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980.— 364 с.
62. Опора поворотного стрілового крана: пат 119474 Україна, МПК В66С24/84; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12.
63. Одноструменевий роторний перетворювач витрат рідини: пат 119926 Україна, МПК G01F3/06; заяв.27.11.17; опуб. 27.08.19. Бюл. №16.
64. Насос на базі замкненої системи роликів: пат 119955 Україна, МПК F04В43/12 F04В43/08; заяв.10.04.17; опуб. 25.06.19. Бюл. №12.

65. Belozarov V., Mahatilova A., Sobol' O., Subbotina V., Subbotin A. Investigation of the influence of technological conditions of microarc oxidation of magnesium alloys on their structural state and mechanical properties. *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol 2(5–86). P. 39–43.
66. Субботіна В. В. Фазовий склад і властивості мдо-покриттів на силуміні АК7 (АЛ9) / В. В. Субботіна. // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – 2020. – №190. – С. 6–13.
67. Трибология.Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано-, микро- и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов. / [А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко и др.]. – Киев-Краснодар, 2015. – 371с.
68. Тихоненко В. В. Метод микродугового оксидирования / В. В. Тихоненко, А. М. Шкилько. // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2012. – №56. – С. 13–18.
69. Mann R., Hansal S., Hansal W.E.G. Nanoparticle incorporation in plasmaelectrolytic oxidation // *Transactions of the Institute of Metal Finishing*, 2016, v. 94, Issue 3, p. 131–138.
71. Криштал М.М. Влияние добавок наноразмерных частиц SiO₂ в электролит на состав и морфологию оксидных слоев, формируемых при микродуговом оксидировании сплава АК6М2. / Криштал М.М., Ивашин П.В., Ясников И.С., Полунин А.В // *Металловедение и термическая обработка металлов*, 2015, №7, с. 62–69
72. Полунин А. В. Улучшение эксплуатационных свойств рабочих поверхностей деталей двигателей внутреннего сгорания : 13.04.03 Энерге / Полунин А. В. – Тольятти, 2017. – 93

Додаток А – Алгоритм визначення площ камер гідронасосу у середовищі MATHCAD

Початкові дані

$$RR := 0.12 \quad R1 := 0.04 \quad R2 := 0.0293 \quad r := 0.015 \quad e := 0.01 \quad R11 := 0.08$$

$$m\pi := 0.5 \quad m\sigma := 0.5 \quad m\epsilon := 0.3 \quad m\phi := 0.3 \quad \underline{R} := RR$$

$$\phi_0 := 0 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{- Кут нульового положення}$$

$$x := 0, \frac{\pi}{6,5} .. 2\pi$$

$$\phi_1(x) := x + \phi_0 \quad \text{- Кут зміни положення механізму}$$

Визначення площі секторів

З трикутника $O'O_{11}O_{10}$

Визначаємо кут α

$$\alpha(x) := \frac{\pi - \phi_1(x)}{2} + 0.00001$$

Визначаємо $O_{11}O_{10}$

$$O_{11}O_{10}(x) := \frac{(R - R1) \cdot \sin(\phi_1(x))}{\sin(\alpha(x))}$$

З трикутника $OO_{11}O_{10}$

Визначаємо $O_{11}O_e$

$$O_{11}O_e(x) := \sqrt{(O_{11}O_{10}(x))^2 + (R - R1 - e)^2 - 2 \cdot (O_{11}O_{10}(x)) \cdot (R - R1 - e) \cdot \cos(\alpha(x))}$$

Визначаємо кут γ

$$\gamma(x) := \begin{cases} \operatorname{asin}\left(\frac{O_{11}O_{10}(x) \cdot \sin(\alpha(x))}{O_{11}O_e(x)}\right) & \text{if } \phi_1(x) < \frac{\pi}{2} \\ \pi - \operatorname{asin}\left(\frac{O_{11}O_{10}(x) \cdot \sin(\alpha(x))}{O_{11}O_e(x)}\right) & \text{if } \frac{\pi}{2} < \phi_1(x) < \pi \\ \pi - \operatorname{asin}\left(\frac{O_{11}O_{10}(x) \cdot \sin(\alpha(x))}{O_{11}O_e(x)}\right) & \text{if } \pi < \phi_1(x) < 3\frac{\pi}{2} \\ 2\pi + \operatorname{asin}\left(\frac{O_{11}O_{10}(x) \cdot \sin(\alpha(x))}{O_{11}O_e(x)}\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

3 трикутника OO_2tO_{1t1}

$$\Theta 1t(x) := \arccos \left[\frac{(R2 + r)^2 + (O1t1Oe(x))^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R2 + r) \cdot (O1t1Oe(x))} \right]$$

$$\delta 1(x) := \begin{cases} \pi - \arcsin \left[\frac{O1t1Oe(x) \cdot \sin(\Theta 1t(x))}{(R2 + R1)} \right] & \text{if } \frac{\pi}{2} < \phi 1(x) < 3 \frac{\pi}{2} \\ \arcsin \left[\frac{O1t1Oe(x) \cdot \sin(\Theta 1t(x))}{(R2 + R1)} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\beta(x) := |\pi - \Theta 1t(x) - \delta 1(x)|$$

3 трикутника $O'O_2tO$

$$OO2t(x) := \sqrt{(e)^2 + (r + R2)^2 - 2 \cdot (r + R2) \cdot (e) \cdot \cos[\pi - (\Theta 1t(x) + \gamma(x))]}$$

$$\delta 2(x) := \left| \arcsin \left[\frac{e \cdot \sin[\pi - (\Theta 1t(x) + \gamma(x))]}{OO2t(x)} \right] \right|$$

3 трикутника $O'O_2tO_{1t2}$

$$\beta 1(x) := \arccos \left[\frac{(R2 + R1)^2 + (R - R1)^2 - (OO2t(x))^2}{2 \cdot (R2 + R1) \cdot (R - R1)} \right]$$

$$\delta 3(x) := \begin{cases} \pi - \arcsin \left[\frac{(R - R1) \cdot \sin(\beta 1(x))}{OO2t(x)} \right] & \text{if } \frac{\pi}{2} < \phi 1(x) < \pi \\ \arcsin \left[\frac{(R - R1) \cdot \sin(\beta 1(x))}{OO2t(x)} \right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$S1 := \pi R^2 \cdot \frac{2 \cdot \frac{\pi}{3}}{2\pi}$$

$$S2(x) := \pi R1^2 \cdot \left(\frac{\pi - \beta(x)}{2\pi} \right)$$

$$S3(x) := \pi R1^2 \cdot \left(\frac{\pi - \beta1(x)}{2\pi} \right)$$

$$S4(x) := \pi R2^2 \cdot \left[\frac{2\pi - (\delta1(x) + \delta2(x) + \delta3(x))}{2\pi} \right]$$

$$S5(x) := 0.5 \cdot [(R2 + R1) \cdot (R2 + R1) \cdot \sin(\delta1(x))]$$

$$S6(x) := 0.5 \cdot [OO2t(x) \cdot (R2 + r) \cdot \sin(\delta2(x))]$$

$$S7(x) := 0.5 \cdot [OO2t(x) \cdot (R2 + R1) \cdot \sin(\delta3(x))]$$

$$\underline{\underline{S(x)}} := S1 - S2(x) - S3(x) - S4(x) - S5(x) - S6(x) - S7(x)$$

Додаток Б – Алгоритм визначення зведеного моменту інерції середовищі MATHCAD

Момент інерції робочого феромагнітного ролика

$$J_{\Phi} := 1.5m_{\Phi} \cdot (R - R1)^2$$

Момент інерції робочих неферомагнітних роликів

$$O1t2Oe(x) := \sqrt{(r + R2)^2 + (R2 + R1)^2 - 2 \cdot (r + R2) \cdot (R2 + R1) \cdot \cos(\delta2(x) + \delta3(x))}$$

$$OO20 := e^2 + (r + R)^2 - 2 \cdot e \cdot (r + R) \cdot \frac{e^2 + (r + R)^2 - (e + R - R1)^2 - (R1 + R2)^2}{2 \cdot [e + (r + R) + (e + R - R1) - (R1 + R2)]}$$

$$\psi(x) := \phi1(x) + \beta(x) + \delta1(x) + \delta2(x) + \delta3(x) + \beta1(x) - \arccos\left[\frac{e^2 + (R - R1)^2 - (O1t2Oe(x))^2}{2 \cdot e \cdot (R - R1)}\right] - \arccos\left[\frac{e^2 + (r - R2)^2 - OO20^2}{2 \cdot e \cdot (r - R2)}\right]$$

$$\psi1(x) := \frac{\psi(x) \cdot (R - R1)}{R1}$$

$$J_{\Pi1}(x) := 2 \cdot m_o \cdot (R - R1) \cdot \left(\frac{d}{dx} \psi(x)\right)$$

Зведений момент від двох сепаруючих роликів

$$\Theta12t := \arccos\left[\frac{(R - R1 - e)^2 + (e + R2)^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R - R1 - e) \cdot (e + R2)}\right]$$

$$\psi3(x) := (\Theta1t(x) + \gamma(x)) - \Theta12t$$

$$\psi4(x) := -\psi3(x) \cdot \left(\frac{R2 + r}{R2}\right)$$

$$J_C(x) := -2 \cdot m_c \cdot \left[\left(\frac{d}{dx} \Theta12t(x)\right)^2 + 0.5 \cdot (R2)^2 \cdot \left(\frac{d}{dx} \psi4(x)\right)\right]$$

Зведений момент сепаруючого ролика, який не контактує з феромагнітним

$$\psi_{55}(x) := \arccos \left[\frac{(\text{O1t2Oe}(x))^2 + (e + R2)^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R2 + e) \cdot (\text{O1t2Oe}(x))} \right]$$

$$\text{OeO12}(x) := \sqrt{(e + R2)^2 + (R2 + R1)^2 - 2 \cdot (e + R2) + (R2 + R1) \cdot \cos(\delta_2(x) + \delta_3(x))}$$

$$\psi_{31}(x) := \arccos \left[\frac{(\text{OeO12}(x))^2 + (e + R2)^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R2 + e) \cdot (\text{OeO12}(x))} \right]$$

$$\psi_{35}(x) := \arccos \left[\frac{(\text{OeO12}(x))^2 + (e + R2)^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R2 + e) \cdot (\text{OeO12}(x))} \right]$$

$$\mu(x) := \arccos \left[\frac{(\text{OeO12}(x))^2 + (e + R2)^2 - (R2 + R1)^2}{2 \cdot (R2 + e) \cdot (\text{OeO12}(x))} \right]$$

$$\beta_2(x) := \arccos \left[\frac{(\text{OeO12}(x))^2 + (R1 + R2)^2 - (e + R1)^2}{2 \cdot (R2 + R1) \cdot (\text{OeO12}(x))} \right]$$

$$\beta_3(x) := \arccos \left[\frac{(\text{OeO12}(x))^2 + (R11)^2 - (e)^2}{2 \cdot R11 \cdot \text{OeO12}(x)} \right]$$

$$\beta_4(x) := \beta_2(x) - \beta_3(x)$$

$$\text{OO3t}(x) := \sqrt{(R11)^2 + (R2 + R1)^2 - 2 \cdot (R11) + (R2 + R1) \cdot \cos(\beta_4(x))}$$

$$\psi_5(x) := \psi_{55}(x) - \mu(x) - \psi_{35}(x) - \psi_{31}(x)$$

$$\psi_6(x) := -\psi_5(x) \cdot \left(\frac{R2 + r}{R2} \right)$$

$$\text{JK}(x) := 2 \cdot m\pi \cdot \left[\left(\frac{d}{dx} \text{OO3t}(x) \right)^2 + 0.5 (R2)^2 \cdot \left(\frac{d}{dx} \psi_6(x) \right)^2 \right]$$

$$\text{JZV}(x) := \text{J}\phi + \text{J}\Pi_1(x) + \text{J}\text{C}(x) + \text{J}\text{K}(x)$$

Додаток В – Патенти на винаходи





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108050** (13) **C2**

(51) МПК (2015.01)

F16H 39/00

F04C 2/04 (2006.01)

H01F 7/06 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

<p>(21) Номер заявки: а 2014 02208</p> <p>(22) Дата подання заявки: 05.03.2014</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.03.2015</p> <p>(41) Публікація відомостей про заяву: 26.05.2014, Бюл.№ 10</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.03.2015, Бюл.№ 5</p>	<p>(72) Винахідник(и): Воробйов Микола Степанович (UA), Прокопенко Денис Петрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: JP 2010138850 A, 24.06.2010 JP S639686 A, 16.01.1988. JP S575541 A, 12.01.1982</p>
---	---

(54) ЕЛЕКТРОМАГНІТНИЙ ГІДРОНАСОС КОЧЕННЯ

(57) Реферат:

Електромагнітний гідронасос кочення містить витискувачі, корпус з торцевою кришкою та циліндричною внутрішньою поверхнею, торцевими всмоктувальними та нагнітальними вікнами, нерухомою віссю та привід. Для підвищення продуктивності та зменшення опору руху елементи витискувача виконані роликками і розділених пружною нескінченною стрічкою з можливістю взаємодіяти коченням: розподільним роликом по осі корпусу, а робочим - по внутрішній його поверхні разом зі стрічкою. Для удосконалення конструкції один з робочих роликів виготовлений з феромагнітного матеріалу, а розподільні та стрічка - з діелектричного матеріалу з наданням можливості взаємодії феромагнітного ролика з електромагнітним приводом, що дозволяє передати рух елементам витискувача в замкнутий об'єм і тим самим відмовитися від застосування ущільнень. Виготовлення трьох розподільних та робочих роликів з діаметром в три рази меншими за внутрішній діаметр корпусу дозволяє раціонально розмістити елементи витискувача, а також дезаксіальну вісь.

Для уникнення переливу рідини з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування і навпаки всмоктувальні та нагнітальні вікна виконані з перемичками як для робочих, так і для розподільних роликів з перемичкою довжиною у 2 рази меншою за найбільшу дугову відстань між роликками.

UA 108050 C2

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 119474

ОПОРА ПОВОРОТНОГО СТРІЛОВОГО КРАНА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Заресстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
25.06.2019.

Заступник Міністра економічного розвитку і торгівлі України

Ю.П. Бровченко



(11) **119474**

(19) **UA**

(51) МПК

B66C 23/84 (2006.01)

(21) Номер заявки:	а 2017 03481	(72) Винахідники:
(22) Дата подання заявки:	10.04.2017	Воробйов Микола
(24) Дата, з якої є чинними права на винахід:	25.06.2019	Степанович, UA,
(41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня:	10.11.2017, Бюл. № 21	Прокопенко Денис Петрович, UA
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:	25.06.2019, Бюл. № 12	(73) Власник:
		ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, UA

(54) Назва винаходу:

ОПОРА ПОВОРОТНОГО СТІЛОВОГО КРАНА

(57) Формула винаходу:

1. Опора поворотного стрілового крана, яка містить рухомі та нерухомі кільця з біговими доріжками, ролики та кульки, причому кульки виконані розділяючими, меншого за ролики діаметра, та розміщені між роликами, які є опорними з вгнутими профілями канавок в місцях спряження з кульками, з радіусом вгнутості на 5-10 % більшим за радіус кульок, причому зона контакту кульок з біговою доріжкою нерухомого кільця розташована діаметрально протилежно зоні контакту кульок з роликами, яка **відрізняється** тим, що опора складається з верхньої та нижньої частин, в кожній з яких розміщені ролики, виконані конічними, з осями, що перетинають осі кілець під прямим кутом у точці перетину конічних твірних, причому вгнуті профілі канавок роликів розташовані поблизу торців опори, навпроти бігових доріжок нерухомих кілець, а кульки виконані з можливістю перекошування по бігових доріжках та профільних канавках роликів дзеркально протилежно на верхній і нижній частинах опори.

2. Опора поворотного стрілового крана за п. 1, яка **відрізняється** тим, що параметри опори вибрані зі співвідношення $(\cos\alpha_p - 0,5)r_{ар.}(r_{а\kappa})=r_{а\kappa}l_{\kappa}$, де: α_p - кут твірної конусів, $r_{а\kappa}$ - радіус вгнутого профілю ролика у місці контакту, r_{κ} - радіус кульки, l_{κ} - відстань до центра кульки від осі кілець, $r_{а\kappa}$ - радіус кочення кульки по біговій доріжці.

(11) **119474**

Державне підприємство
«Український інститут інтелектуальної власності»
(Укрпатент)

Оригіналом цього документа є електронний документ з відповідними реквізитами, у тому числі з накладеним електронним цифровим підписом уповноваженої особи Міністерства економічного розвитку і торгівлі України та сформованою позначкою часу.

Ідентифікатор електронного документа 1032200619.

Для отримання оригіналу документа необхідно:

1. Зайти до ІДС «Стан діловодства за заявками на винаходи та корисні моделі», яка розташована на сторінці <http://base.uipv.org/searchInvStat/>.

2. Виконати пошук за номером заявки.

3. У розділі «Документи Укрпатенту» поруч з реєстраційним номером документа натиснути кнопку «Завантажити оригінал» та ввести ідентифікатор електронного документа.

Ідентичний за документарною інформацією та реквізитами паперовий примірник цього документа містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.

Уповноважена особа Укрпатенту

І.Є. Матусевич

25.06.2019



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 119926

**ОДНОСТРУМЕНЕВИЙ РОТОРНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ ВИТРАТ
РІДИНИ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
27.08.2019.

Заступник Міністра економічного
розвитку і торгівлі України

Ю.П. Бровченко



(11) **119926**

(19) **UA**

(51) МПК
G01F 3/06 (2006.01)

(21) Номер заявки:	а 2017 11605	(72) Винахідники:	Воробйов Микола Степанович, UA, Прокопенко Денис Петрович, UA
(22) Дата подання заявки:	27.11.2017	(73) Власник:	ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано- Франківськ, 76019, UA
(24) Дата, з якої є чинними права на винахід:	27.08.2019		
(41) Дата публікації відомостей про заявку та номер біюлетеня:	26.03.2018, Бюл.№ 6		
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер біюлетеня:	27.08.2019, Бюл. № 16		

(54) Назва винаходу:

ОДНОСТРУМЕНЕВИЙ РОТОРНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ ВИТРАТ РІДИНИ

(57) Формула винаходу:

Одноструменевий роторний перетворювач витрат рідини, який містить корпус, опорні та контактуючі з ними розділяючі тіла кочення, при цьому розділяючі тіла кочення мають менший діаметр та розміщені по чергово між опорними тілами кочення, феромагнітні елементи на лопатях і магнітно-індукційний перетворювач, який відрізняється тим, що феромагнітні опорні ролики виконують роль магнітного елемента, а корпус перетворювача з'єднаний з двома кришками та має периферійну вгнуту циліндричну поверхню, вхідні і вихідні канали та розташований нижче каналів нерухомий шип, вісь якого перпендикулярна каналам, та співвісна центральному та периферійним буртикам на кришках, при цьому лопаті виконані у вигляді феромагнітних опорних циліндричних роликів, з можливістю взаємодії з магнітно-індукційним перетворювачем, опорні ролики виконані з можливістю перекочуватись по периферійній вгнутій поверхні корпусу так, що траєкторія руху їх осі перетинає нижню твірну вхідних і вихідних каналів, та спиратися торцями на периферійні колові буртики кришки, при чому розділяючі ролики виконані неферомагнітними циліндричними однакової довжини з опорними роликами та з можливістю перекочуватися по шипу, спираючись торцями на центральні буртики кришок.

(11) 119926

Державне підприємство
«Український інститут інтелектуальної власності»
(Укрпатент)

Оригіналом цього документа є електронний документ з відповідними реквізитами, у тому числі з накладеним електронним цифровим підписом уповноваженої особи Міністерства економічного розвитку і торгівлі України та сформованою позначкою часу.

Ідентифікатор електронного документа 1689220819.

Для отримання оригіналу документа необхідно:

1. Зайти до ІДС «Стан діловодства за заявками на винаходи та корисні моделі», яка розташована на сторінці <http://base.uipv.org/searchInvStat/>.
2. Виконати пошук за номером заявки.
3. У розділі «Документи Укрпатенту» поруч з реєстраційним номером документа натиснути кнопку «Завантажити оригінал» та ввести ідентифікатор електронного документа.

Ідентичний за документарною інформацією та реквізитами паперовий примірник цього документа містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.

Уповноважена особа Укрпатенту

І.Є. Матусевич

27.08.2019



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 119955

НАСОС НА БАЗІ ЗАМКНЕНОЇ СИСТЕМИ РОЛИКІВ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
27.08.2019.

Заступник Міністра економічного розвитку і торгівлі України

Ю.П. Бровченко



(11) 119955

(19) UA

(51) МПК
F04B 43/12 (2006.01)
F04B 43/08 (2006.01)

-
- | | | | |
|---|--------------------------|-------------------|--|
| (21) Номер заявки: | а 2018 08024 | (72) Винахідники: | Воробйов Микола
Степанович, UA,
Прокопенко Денис Петрович,
UA |
| (22) Дата подання заявки: | 19.07.2018 | | |
| (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: | 27.08.2019 | | |
| (41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня: | 25.02.2019,
Бюл.№ 4 | (73) Власник: | ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-
Франківськ, 76019, UA |
| (46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: | 27.08.2019,
Бюл. № 16 | | |
-

(54) Назва винаходу:

НАСОС НА БАЗІ ЗАМКНЕНОЇ СИСТЕМИ РОЛИКІВ

(57) Формула винаходу:

Насос на базі замкненої системи роликів, який має привід, зв'язану систему роликів, гнучку трубку, закріплену на нерухомій поверхні, всмоктувальні та нагнітальні вікна, який **відрізняється** тим, що привід виконаний електромагнітним, нерухомі поверхні циліндрично замкнені у корпусі з кришками з центральними виїмками для розміщення напрямного шипа, зі співвісно розташованими на вгнутій периферійній та опуклій центральній з кільцевими бортиками висотою 1/30 діаметра ролика на одному із торців кришки та із закріпленням гнучких трубок у виїмках напрямних глибиною, не меншою за дві товщини стінки, і розміщенням всмоктувальних і нагнітальних вікон на відстані, рівній проміжку між сусідніми роликами, зв'язана система роликів складається з рівномірно розташованої із зазором рівної кількості феромагнітних в одному ряду та діелектричних у другому ряду роликів, кожний з яких торкається нерухомої циліндричної поверхні напрямної і бортиків з можливістю взаємодіяти коченням з феромагнітними роликами від електромагнітного привода так і з діелектричними, кожний з яких розташований без провалювання у зазорі між двома сусідніми феромагнітними роликами з можливістю кочення по напрямному шипу.

(11) 119955

Державне підприємство
«Український інститут інтелектуальної власності»
(Укрпатент)

Оригіналом цього документа є електронний документ з відповідними реквізитами, у тому числі з накладеним електронним цифровим підписом уповноваженої особи Міністерства економічного розвитку і торгівлі України та сформованою позначкою часу.

Ідентифікатор електронного документа 1758220819.

Для отримання оригіналу документа необхідно:

1. Зайти до ІДС «Стан діловодства за заявками на винаходи та корисні моделі», яка розташована на сторінці <http://base.uipv.org/searchInvStat/>.
2. Виконати пошук за номером заявки.
3. У розділі «Документи Укрпатенту» поруч з реєстраційним номером документа натиснути кнопку «Завантажити оригінал» та ввести ідентифікатор електронного документа.

Ідентичний за документарною інформацією та реквізитами паперовий примірник цього документа містить 2 арк., які пронумеровані та прошиті металевими люверсами.

Уповноважена особа Укрпатенту

І.Є. Матусевич

27.08.2019



Додаток Г –Зміна величини довжини стрічки від кута повороту

Кут повороту	1	2	3	4	5	6
Довжина стрічки	430,591	430,591	430,592	430,593	430,594	430,596
Кут повороту	7	8	9	10	11	12
Довжина стрічки	430,598	430,601	430,604	430,608	430,611	430,615
Кут повороту	13	14	15	16	17	18
Довжина стрічки	430,62	430,625	430,63	430,635	430,641	430,647
Кут повороту	19	20	21	22	23	24
Довжина стрічки	430,653	430,66	430,666	430,673	430,68	430,688
Кут повороту	25	26	27	28	29	30
Довжина стрічки	430,695	430,703	430,711	430,719	430,726	430,734
Кут повороту	31	32	33	34	35	36
Довжина стрічки	430,742	430,75	430,758	430,766	430,774	430,782
Кут повороту	37	38	39	40	41	42
Довжина стрічки	430,79	430,798	430,805	430,812	430,82	430,827
Кут повороту	43	44	45	46	47	48
Довжина стрічки	430,833	430,84	430,846	430,852	430,858	430,863
Кут повороту	49	50	51	52	53	54
Довжина стрічки	430,868	430,873	430,878	430,882	430,885	430,889
Кут повороту	55	56	57	58	59	60
Довжина стрічки	430,892	430,894	430,896	430,898	430,899	430,9
Кут повороту	61	62	63	64	65	66
Довжина стрічки	430,901	430,901	430,901	430,9	430,899	430,897
Кут повороту	67	68	69	70	71	72
Довжина стрічки	430,895	430,892	430,89	430,886	430,883	430,879

Кут повороту	73	74	75	76	77	78
Довжина стрічки	430,874	430,87	430,865	430,859	430,854	430,848
Кут повороту	79	80	81	82	83	84
Довжина стрічки	430,841	430,835	430,828	430,821	430,814	430,806
Кут повороту	85	86	87	88	89	90
Довжина стрічки	430,799	430,791	430,783	430,775	430,767	430,759
Кут повороту	91	92	93	94	95	96
Довжина стрічки	430,751	430,743	430,735	430,727	430,719	430,711
Кут повороту	97	98	99	100	101	102
Довжина стрічки	430,703	430,695	430,687	430,68	430,673	430,666
Кут повороту	103	104	105	106	107	108
Довжина стрічки	430,659	430,652	430,646	430,64	430,634	430,629
Кут повороту	109	110	111	112	113	114
Довжина стрічки	430,624	430,619	430,615	430,611	430,607	430,604
Кут повороту	115	116	117	118	119	120
Довжина стрічки	430,601	430,599	430,597	430,595	430,594	430,593
Кут повороту	121	122	123	124	125	126
Довжина стрічки	430,593	430,593	430,594	430,595	430,596	430,598
Кут повороту	127	128	129	130	131	132
Довжина стрічки	430,6	430,603	430,606	430,61	430,613	430,618
Кут повороту	133	134	135	136	137	138
Довжина стрічки	430,622	430,627	430,632	430,638	430,644	430,65
Кут повороту	139	140	141	142	143	144
Довжина стрічки	430,656	430,663	430,67	430,677	430,684	430,692
Кут повороту	145	146	147	148	149	150
Довжина стрічки	430,699	430,707	430,715	430,723	430,731	430,739

Кут повороту	151	152	153	154	155	156
Довжина стрічки	430,747	430,755	430,763	430,771	430,779	430,787
Кут повороту	157	158	159	160	161	162
Довжина стрічки	430,795	430,802	430,81	430,817	430,824	430,831
Кут повороту	163	164	165	166	167	168
Довжина стрічки	430,838	430,844	430,85	430,856	430,862	430,867
Кут повороту	169	170	171	172	173	174
Довжина стрічки	430,872	430,876	430,881	430,884	430,888	430,891
Кут повороту	175	176	177	178	179	180
Довжина стрічки	430,894	430,896	430,898	430,899	430,9	430,901

Додаток Д – Зміна величини площі камери насоса від кута повороту

Кут повороту	1	2	3	4	5	6
Велика площа, мм ²	6174,7	6189,25	6203,8	6218,4	6233,03	6247,65
Мала площа, мм ²	533,245	533,268	533,335	533,448	533,605	533,808
Кут повороту	7	8	9	10	11	12
Велика площа, мм ²	6262,3	6276,95	6291,6	6306,25	6320,85	6335,45
Мала площа, мм ²	534,058	534,348	534,685	535,065	535,488	535,953
Кут повороту	13	14	15	16	17	18
Велика площа, мм ²	6350,03	6364,55	6379,03	6393,48	6407,85	6422,18
Мала площа, мм ²	536,463	537,013	537,603	538,233	538,905	539,615
Кут повороту	19	20	21	22	23	24
Велика площа, мм ²	6436,43	6450,63	6464,73	6478,75	6492,68	6506,53
Мала площа, мм ²	540,363	541,148	541,97	542,828	543,718	544,643
Кут повороту	25	26	27	28	29	30
Велика площа, мм ²	6520,28	6533,9	6547,43	6560,85	6574,15	6587,33
Мала площа, мм ²	545,6	546,588	547,608	548,653	549,728	550,828
Кут повороту	31	32	33	34	35	36
Велика площа, мм ²	6600,38	6613,3	6626,08	6638,73	6651,25	6663,6
Мала площа, мм ²	551,953	553,103	554,273	555,465	556,675	557,905
Кут повороту	37	38	39	40	41	42
Велика площа, мм ²	6675,8	6687,88	6699,78	6711,53	6723,1	6734,53
Мала площа, мм ²	559,148	560,408	561,68	562,963	564,255	565,555
Кут повороту	43	44	45	46	47	48
Велика площа, мм ²	6745,78	6756,88	6767,78	6778,53	6789,1	6799,5

Мала плоца, мм ²	566,863	568,175	569,488	570,803	572,118	573,43
Кут повороту	49	50	51	52	53	54
Велика плоца, мм ²	6809,7	6819,75	6829,6	6839,28	6848,78	6858,08
Мала плоца, мм ²	574,735	576,038	577,33	578,613	579,883	581,14
Кут повороту	55	56	57	58	59	60
Велика плоца, мм ²	6867,23	6876,15	6884,93	6893,5	6901,9	6910,1
Мала плоца, мм ²	582,383	583,608	584,813	585,998	587,158	588,295
Кут повороту	61	62	63	64	65	66
Велика плоца, мм ²	6918,13	6925,95	6933,63	6941,1	6948,38	6955,5
Мала плоца, мм ²	589,405	590,488	591,543	592,563	593,55	594,502
Кут повороту	67	68	69	70	71	72
Велика плоца, мм ²	6962,43	6969,18	6975,75	6982,18	6988,4	6994,45
Мала плоца, мм ²	595,42	596,298	597,138	597,935	598,69	599,4
Кут повороту	73	74	75	76	77	78
Велика плоца, мм ²	7000,33	7006,03	7011,58	7016,95	7022,18	7027,23
Мала плоца, мм ²	600,065	600,683	601,252	601,773	602,243	602,663
Кут повороту	79	80	81	82	83	84
Велика плоца, мм ²	7032,1	7036,85	7041,43	7045,85	7050,1	7054,23
Мала плоца, мм ²	603,028	603,34	603,598	603,8	603,945	604,035
Кут повороту	85	86	87	88	89	90
Велика плоца, мм ²	7058,2	7062,05	7065,73	7069,28	7072,7	7075,98
Мала плоца, мм ²	604,065	604,038	603,953	603,81	603,605	603,343
Кут повороту	91	92	93	94	95	96
Велика плоца, мм ²	7079,1	7082,13	7085,03	7087,78	7090,43	7092,93
Мала плоца, мм ²	603,018	602,635	602,193	601,688	601,125	600,505
Кут повороту	97	98	99	100	101	102

Велика площа, мм ²	7095,33	7097,63	7099,78	7101,85	7103,78	7105,63
Мала площа, мм ²	599,823	599,083	598,285	597,428	596,515	595,545
Кут повороту	103	104	105	106	107	108
Велика площа, мм ²	7107,35	7108,98	7110,5	7111,93	7113,28	7114,5
Мала площа, мм ²	594,52	593,44	592,305	591,12	589,88	588,593
Кут повороту	109	110	111	112	113	114
Велика площа, мм ²	7115,63	7116,68	7117,6	7118,45	7119,23	7119,9
Мала площа, мм ²	587,255	585,868	584,435	582,958	581,438	579,873
Кут повороту	115	116	117	118	119	120
Велика площа, мм ²	7120,48	7120,98	7121,38	7121,7	7121,93	7122,08
Мала площа, мм ²	578,27	576,627	574,948	573,235	571,488	569,708
Кут повороту	121	122	123	124	125	126
Велика площа, мм ²	7122,13	7122,1	7121,98	7121,78	7121,5	7121,13
Мала площа, мм ²	567,898	566,063	564,2	562,315	560,408	558,483
Кут повороту	127	128	129	130	131	132
Велика площа, мм ²	7120,68	7120,13	7119,48	7118,75	7117,95	7117,03
Мала площа, мм ²	556,538	554,58	552,608	550,627	548,635	546,64
Кут повороту	133	134	135	136	137	138
Велика площа, мм ²	7116,03	7114,95	7113,75	7112,48	7111,08	7109,6
Мала площа, мм ²	544,638	542,635	540,635	538,635	536,64	534,653
Кут повороту	139	140	141	142	143	144
Велика площа, мм ²	7108,03	7106,35	7104,55	7102,68	7100,68	7098,55
Мала площа, мм ²	532,675	530,708	528,755	526,82	524,9	523,002
Кут повороту	145	146	147	148	149	150
Велика площа, мм ²	7096,33	7094	7091,55	7088,98	7086,3	7083,48
Мала площа, мм ²	521,127	519,275	517,45	515,655	513,888	512,155

Кут повороту	151	152	153	154	155	156
Велика площа, мм ²	7080,55	7077,48	7074,28	7070,95	7067,5	7063,9
Мала площа, мм ²	510,455	508,793	507,168	505,583	504,04	502,54
Кут повороту	157	158	159	160	161	162
Велика площа, мм ²	7060,18	7056,28	7052,28	7048,1	7043,78	7039,3
Мала площа, мм ²	501,088	499,678	498,318	497,008	495,748	494,543
Кут повороту	163	164	165	166	167	168
Велика площа, мм ²	7034,7	7029,9	7024,98	7019,88	7014,63	7009,2
Мала площа, мм ²	493,39	492,29	491,25	490,265	489,338	488,473
Кут повороту	169	170	171	172	173	174
Велика площа, мм ²	7003,6	6997,85	6991,93	6985,83	6979,55	6973,1
Мала площа, мм ²	487,665	486,92	486,238	485,618	485,06	484,568
Кут повороту	175	176	177	178	179	180
Велика площа, мм ²	6966,48	6959,68	6952,68	6945,5	6938,15	6930,63
Мала площа, мм ²	484,14	483,775	483,477	483,245	483,08	482,98
Кут повороту	181	182	183	184	185	186
Велика площа, мм ²	6922,9	6915	6906,9	6898,63	6890,15	6881,5
Мала площа, мм ²	482,948	482,98	483,08	483,245	483,475	483,773
Кут повороту	187	188	189	190	191	192
Велика площа, мм ²	6872,65	6863,63	6854,4	6845	6835,4	6825,6
Мала площа, мм ²	484,135	484,563	485,055	485,613	486,233	486,915
Кут повороту	193	194	195	196	197	198
Велика площа, мм ²	6815,65	6805,48	6795,13	6784,6	6773,9	6763
Мала площа, мм ²	487,658	488,465	489,33	490,255	491,24	492,283
Кут повороту	199	200	201	202	203	204

Велика площа, мм ²	6751,95	6740,7	6729,28	6717,68	6705,9	6693,98
Мала площа, мм ²	493,38	494,533	495,738	496,998	498,308	499,665
Кут повороту	205	206	207	208	209	210
Велика площа, мм ²	6681,85	6669,6	6657,18	6644,58	6631,85	6618,95
Мала площа, мм ²	501,075	502,528	504,028	505,57	507,155	508,778
Кут повороту	211	212	213	214	215	216
Велика площа, мм ²	6605,93	6592,75	6579,43	6565,98	6552,4	6538,7
Мала площа, мм ²	510,44	512,14	513,873	515,638	517,435	519,26
Кут повороту	217	218	219	220	221	222
Велика площа, мм ²	6524,88	6510,93	6496,88	6482,73	6468,48	6454,13
Мала площа, мм ²	521,11	522,985	524,885	526,803	528,74	530,693
Кут повороту	223	224	225	226	227	228
Велика площа, мм ²	6439,68	6425,15	6410,58	6395,9	6381,18	6366,38
Мала площа, мм ²	532,658	534,635	536,623	538,618	540,618	542,618
Кут повороту	229	230	231	232	233	234
Велика площа, мм ²	6351,55	6336,68	6321,75	6306,8	6291,83	6276,85
Мала площа, мм ²	544,62	546,623	548,618	550,61	552,593	554,563
Кут повороту	235	236	237	238	239	240
Велика площа, мм ²	6261,85	6246,85	6231,88	6216,9	6201,95	6187,03
Мала площа, мм ²	556,523	558,465	560,39	562,298	564,185	566,045
Кут повороту	241	242	243	244	245	246
Велика площа, мм ²	6172,15	6157,33	6142,55	6127,83	6113,18	6098,6
Мала площа, мм ²	567,883	569,693	571,47	573,22	574,935	576,613
Кут повороту	247	248	249	250	251	252
Велика площа, мм ²	6084,13	6069,73	6055,45	6041,28	6027,2	6013,28
Мала площа, мм ²	578,255	579,86	581,423	582,945	584,423	585,855

Кут повороту	253	254	255	256	257	258
Велика площа, мм ²	5999,48	5985,83	5972,33	5959	5945,83	5932,83
Мала площа, мм ²	587,243	588,58	589,87	591,108	592,295	593,43
Кут повороту	259	260	261	262	263	264
Велика площа, мм ²	5920	5907,38	5894,95	5882,75	5870,75	5858,95
Мала площа, мм ²	594,51	595,535	596,505	597,42	598,278	599,075
Кут повороту	265	266	267	268	269	270
Велика площа, мм ²	5847,4	5836,08	5825	5814,18	5803,6	5793,3
Мала площа, мм ²	599,818	600,498	601,12	601,685	602,188	602,633
Кут повороту	271	272	273	274	275	276
Велика площа, мм ²	5783,25	5773,5	5764,03	5754,83	5745,93	5737,33
Мала площа, мм ²	603,015	603,34	603,603	603,808	603,953	604,038
Кут повороту	277	278	279	280	281	282
Велика площа, мм ²	5729,03	5721,03	5713,35	5706	5698,98	5692,28
Мала площа, мм ²	604,065	604,035	603,948	603,8	603,6	603,343
Кут повороту	283	284	285	286	287	288
Велика площа, мм ²	5685,9	5679,85	5674,15	5668,8	5663,8	5659,15
Мала площа, мм ²	603,03	602,665	602,248	601,778	601,258	600,688
Кут повороту	289	290	291	292	293	294
Велика площа, мм ²	5654,83	5650,88	5647,28	5644,05	5641,18	5638,65
Мала площа, мм ²	600,07	599,405	598,695	597,94	597,145	596,305
Кут повороту	295	296	297	298	299	300
Велика площа, мм ²	5636,5	5634,7	5633,28	5632,23	5631,53	5631,2
Мала площа, мм ²	595,428	594,513	593,56	592,573	591,55	590,498
Кут повороту	301	302	303	304	305	306
Велика площа, мм ²	5631,23	5631,63	5632,4	5633,53	5635,03	5636,88

Мала плоца, мм ²	589,415	588,305	587,168	586,008	584,823	583,618
Кут повороту	307	308	309	310	311	312
Велика плоца, мм ²	5639,08	5641,65	5644,58	5647,85	5651,48	5655,45
Мала плоца, мм ²	582,393	581,15	579,895	578,623	577,34	576,048
Кут повороту	313	314	315	316	317	318
Велика плоца, мм ²	5659,78	5664,43	5669,43	5674,75	5680,43	5686,43
Мала плоца, мм ²	574,748	573,44	572,13	570,815	569,5	568,185
Кут повороту	319	320	321	322	323	324
Велика плоца, мм ²	5692,73	5699,38	5706,33	5713,58	5721,13	5729
Мала плоца, мм ²	566,875	565,568	564,268	562,975	561,69	560,42
Кут повороту	325	326	327	328	329	330
Велика плоца, мм ²	5737,15	5745,6	5754,35	5763,35	5772,63	5782,18
Мала плоца, мм ²	559,16	557,915	556,688	555,475	554,285	553,113
Кут повороту	331	332	333	334	335	336
Велика плоца, мм ²	5792	5802,08	5812,38	5822,95	5833,73	5844,75
Мала плоца, мм ²	551,963	550,838	549,738	548,663	547,615	546,598
Кут повороту	337	338	339	340	341	342
Велика плоца, мм ²	5856	5867,48	5879,15	5891,03	5903,1	5915,35
Мала плоца, мм ²	545,608	544,653	543,728	542,835	541,978	541,155
Кут повороту	343	344	345	346	347	348
Велика плоца, мм ²	5927,8	5940,43	5953,2	5966,15	5979,25	5992,5
Мала плоца, мм ²	540,37	539,62	538,91	538,24	537,608	537,018
Кут повороту	349	350	351	352	353	354
Велика плоца, мм ²	6005,9	6019,4	6033,05	6046,8	6060,68	6074,65
Мала плоца, мм ²	536,465	535,958	535,493	535,068	534,688	534,35
Кут повороту	355	356	357	358	359	360

Велика площа, мм ²	6088,73	6102,88	6117,1	6131,43	6145,8	6160,23
Мала площа, мм ²	534,058	533,81	533,608	533,45	533,335	533,268

Додаток Е - Список публікацій та відомості про апробацію результатів дисертації


Публікації по темі дисертації.

1. Vorobyov M., Prokopenko D. Hydraulic pump based on the rolamite mechanism. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2018. Vol. 4, №1.P.105-115.
2. Vorobyov M., Prokopenko D. Elements of the theory of closed-loop mechanisms formed by rolling bodies without kinematic sliding. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. 2019. Vol. 5, №1.P.73-84.
3. Воройбов М.С., Прокопенко Д.П. Сучасне підґрунтя вдосконалення теорії механізмів: монографія.- Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2019. – 145с.
4. Воробйов М.С., Прокопенко Д.П., Специфіка зведення мас до ланки, що рухається плоско-паралельно. East European Scientific Journal. 2020. Vol. 3, №01.P.58-76.
5. Cyclic deformation of separating tape in electromagnetic rolling pump / D Prokopenko, I Shatskyi, M Vorobiov, L Ropyak. // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – №1741. – С. 1–6.

Відомості про апробацію результатів дисертації. Міжнародна науково-технічна конференція “ Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу” (м.Івано-Франківськ,16-17 травня 2016р.), 5-а Міжнародна науково-технічна конференція ”Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій” (Львів, 27-28 жовтня 2016 року), XXXV Міжнародна науково-практична інтернет-конференції “Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії” (Переяслав-Хмельницький, 27-28 лютого 2017 року), V International

scientific conference “Science of the third millennium (Morrisville, Apr 29 2017 року), Міжнародна науково-технічна конференція «Нафтогазова енергетика-2017» (м. Івано-Франківськ, 15-19 травня 2017 року), Міжнародна науково-практична конференція “Сучасні методики, інновації та досвід практичного застосування сфері технічних наук” (м. Люблін, 27-28 грудня 2017 року), науково-практичний семінар „Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи” (м. Івано-Франківськ, 19-21 вересня 2018 року), XXXIII International scientific conference “Innovations of the future” (New York, 8 листопада 2018 року), “Proceedings of XXXXXIV International scientific conference” (New York, 24 травня 2019 року), Міжнародна науково-практична інтернет-конференція “ Інновації XXI століття ” (м. Вінниця, 10 серпня 2020року). У 2016 р та у 2018 друкувався у щорічному каталогу найвагоміших винаходів, корисних моделей і промислових зразків – «Інтелектуальний продукт вчених, винахідників і раціоналізаторів Прикарпаття.

Додаток Є – Залучення до держбюджетної тематики


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

ВИТЯГ З НАКАЗУ
м. Івано-Франківськ

16.01.2020 р. № 1/5

По особовому складу НДІНГЕіЕ

6. ЗАЛУЧИТИ:

6.1. ПРОКОПЕНКА Дениса Петровича – аспіранта ІФНТУНГ – у зв'язку із виробничою необхідністю виконання робіт по держбюджетній тематиці Д-4-19-П “Розробка комплексної технології покращення експлуатаційних властивостей виробів машинобудування методом мікродугового оксидування”, на безоплатній основі з 17.01.2020 р. до закінчення теми.

Підстава: службове подання керівника теми Д-4-19-П та резолюція проректора з наукової роботи.

Ректор Є.І. Крижанівський
Вірно: 