

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ГАВРИЛЕНКО ОЛЕКСІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.225

ДИСЕРТАЦІЯ

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ СИНХРОНІЗАЦІЇ РУХУ
ГІДРАВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

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

_____ О.М.Гавриленко

Науковий керівник -
Кулініч Сергій Павлович,
кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2019

АНОТАЦІЯ

Гавриленко О.М. Вдосконалення процесу синхронізації руху гідравлічних двигунів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневоагрегати» (галузь знань – «Технічні науки»).. – Сумський державний університет МОН України, Суми, 2019.

Дисертаційна робота присвячена створенню наукового та експериментального обґрунтування можливості підвищення точності синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах. Для підвищення точності синхронізації руху гідравлічних двигунів запропонований діляк потоку, в якому додано додатковий зворотний зв'язок по перепаду тиску в міждросельних камерах діляка. Додатковий зворотний зв'язок реалізований за рахунок застосування двощілинного дроселюючого розподільника золотникового типу. У вступі обґрунтовано актуальність проведення досліджень процесу синхронізації руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах. Відзначена необхідність створення повної математичної моделі робочого процесу гідравлічного агрегату з синхронізацією руху гідравлічних двигунів для визначення характеристик гідравлічного агрегату в перехідних режимах роботи з підтвердженням її адекватності експериментальним шляхом. Визначено об'єкт і предмет досліджень, сформульовано мету, завдання дисертаційної роботи та методи дослідження, що застосовані при розв'язанні основних завдань в рамках досліджень. Розкрито наукову новизну і практичне значення отриманих результатів. Подано основні дані про апробацію та впровадження результатів досліджень, а також загальну характеристику роботи.

У першому розділі на основі огляду літературних джерел проаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку напряму забезпечення синхронного руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи. Проведено аналіз робочого процесу гідравлічного приводу для синхронізації швидкості руху двигунів

та розглянуто основні конструктивні рішення для забезпечення синхронізації руху гідравлічних двигунів.

На базі літературного огляду виділено наступні аспекти, які не розглянуті в роботах попередніх авторів:

- питання аналізу точності синхронізації руху гідравлічних циліндрів в перехідних режимах залишилися не вирішеними;

- не виконано аналіз впливу раптової зміни навантаження на гідравлічних двигунах на точність синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів;

- не було розглянуто вплив параметрів гідравлічного дільника потоку на похибку синхронізації руху в перехідних режимах та час стабілізації швидкості руху двигунів при раптовій зміні навантаження;

- є підстави вважати, що відсутність аналізу точності синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах обумовлюють необхідність проведення досліджень в цьому напрямі з пошуком шляхів зменшення похибки синхронізації та аналізом ефективності отриманих результатів.

На базі огляду сформульовано основні перспективи подальшого розвитку робочого процесу синхронізації. Узагальнення та зіставлення окремих результатів попередніх авторів у цій галузі дають можливість визначити перелік факторів, які впливають на похибку синхронізації руху гідравлічних двигунів впливають багато параметрів: величина та характер навантаження; швидкість та прискорення рухів гідравлічних двигунів; час (величина) переміщення; жорсткість вузлів привода та механізму в цілому; відхилення від номінальних значень розмірів робочих органів та двигунів, зумовлених похибками при виготовленні та змінами в процесі експлуатації; витоки робочої рідини в зазорах гідравлічних двигунів та апаратів. У результаті доведено актуальність теми досліджень, визначено мету роботи та поставлено завдання забезпечення допустимих відхилень в узгоджених рухах робочих органів механізмів за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком.

У другому розділі наведено загальну методикку та основні методи досліджень, застосовані в дисертаційній роботі. Математичне моделювання здійсню-

валось на базі класичних положень механіки рідини та технічної гідромеханіки. Розв'язування рівнянь математичної моделі здійснено за допомогою програмного комплексу комп'ютерної алгебри MathCad. Побудову теоретичних залежностей виконано диференціальними методами математичного аналізу та інтегрального обчислення. Натурні експерименти підпорядковано меті зіставлення їх результатів і результатів теоретичних досліджень. Визначення похибки вимірів і результатів розрахунку основних характеристик роботи багатодвигунного гідравлічного агрегату базується на загальноприйнятих методиках та рекомендаціях щодо проведення інженерного експерименту та обробки одержаних даних. Для дослідження роботи гідроагрегата з синхронізацією швидкості руху гідравлічних двигунів дільником потоку з двощілинним дроселюючим розподільником, встановленим замість стандартних нерегульованих дроселів, створено експериментальний стенд, опис якого також представлено у цьому розділі.

У третьому розділі проведено теоретичний опис робочого процесу синхронізації роботи багатодвигунного гідравлічного агрегату за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком.

Робота гідравлічного агрегату описується системою рівнянь, які включають:

- рівняння руху штоків гідроциліндрів та регулюючих елементів гідроапаратів;
- рівняння витрат рідини через регулюючі елементи гідроапаратів;
- рівняння балансу витрат в порожнинах гідроапаратів з урахування переміщення регулюючих елементів та стискальності робочої рідини;
- вплив на роботу гідравлічних двигунів та регулюючих елементів контактного та в'язкого тертя.

Встановлено основні параметри гідравлічного регульованого дроселя, а саме залежність площі дроселюючої щілини дільника потоку від перепаду тисків в міждросельних камерах, що дозволило вдосконалити процес синхронізації гідравлічних двигунів. Розроблено методику розрахунку робочого процесу синхронізації гідравлічних двигунів в гідравлічному агрегаті (багатодвигунній

установці) дільником потоку, з додатковим зворотнім зв'язком по перепаду тиску в міждросельних камерах і визначити характеристики гідравлічних агрегатів в перехідних режимах роботи.

У четвертому розділі подано результати експериментальних випробувань дільника потоку на стенді, що імітує роботу механізму в усталеному режимі та при раптовій зміні навантаження на одному з гідравлічних двигунів.

Експериментальні дослідження мали декілька етапів:

- дослідження роботи пристрою для створення зусилля без застосування розробленого РГД;
- дослідження впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насосу на ступінь рівномірності руху шпильки, що поздовжньо деформується;
- перевірка можливості реалізації синхронізації обертів золотникового елемента дроселя з привідним валом кривошипного однопоршневого насосу, використовуючи запропоноване конструктивне рішення;
- перевірка дієздатності та надійності дросельного елемента у динамічному режимі;
- дослідження роботи пристрою для створення зусилля із застосуванням створеного прототипу РГД та підтвердження підвищення рівномірності руху шпильки;
- підтвердження адекватності математичної моделі роботи пристрою для створення зусилля та дросельного елемента.

Результати теоретичних досліджень мають ряд відхилень від експериментальних. Це можна пояснити тим, що в реальному гідравлічному агрегаті не вдалося миттєво змінити навантаження на шток гідроциліндра. Незважаючи на теоретично миттєву зміну зусилля на штоку гідроциліндра при підйомі вантажу з площадки для створення додаткового навантаження, зусилля змінилося поступово. Тому зміна тиску в міждросельних камерах дільника потоку більш плавна, що зумовило також і меншу амплітуду коливань швидкості. Однак, з результатів досліджень видно, що характер змін тиску та швидкості, отримані в результаті експериментальних досліджень, співпадають з результатами теоре-

тичних досліджень. Можна зробити висновок про адекватність запропонованої моделі роботи гідравлічного агрегату з синхронним переміщенням двох гідравлічних двигунів.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень підтверджено можливість підвищення ефективності процесу синхронізації гідравлічних двигунів в гідравлічному приводі за рахунок застосування регульованих дроселів в ділянці потоку робочої рідини. Застосування двощілинного дроселюючого розподільника, регульованого за перепадом тиску в міждросельній камері, дозволило зменшити похибку в синхронізації швидкості з 0.43 до 0.27, тобто в 1.6 рази, а відносний перепад тиску в міждросельній камері з 1 до 0.53, тобто в 1.9 рази.

У п'ятому розділі проведено аналіз одержаних теоретичних та експериментальних результатів та представлено результати дослідно-промислового впровадження розробленого на базі досліджень ділянки потоку. Отримані результати можуть вважатися за доцільні з практичної точки зору, тому що дозволяють обґрунтовано підходити до вибору конструкції ділянки потоку. З теоретичної точки зору, вони дозволяють стверджувати про можливість зменшення похибки синхронізації швидкості за рахунок застосування в ділянці потоку дроселюючого розподільника, що є перевагами даного дослідження. Однак, необхідно відмітити, що результати дослідження вказують на неоднозначний вплив дроселюючого розподільника на характер перехідного процесу. Це проявляється, в першу чергу, в наявності гармоніки вищого порядку в отриманому графіку перехідного процесу. В перехідному процесі для швидкості і тиску виникли гармоніки вищого порядку, зумовлені рухом золотника двощілинного розподільника. Наявність гармоніки вищого порядку в коливаннях тиску і швидкості несуттєво впливає на роботу гідравлічних двигунів, оскільки амплітуда коливань незначна. Зменшення похибки синхронізації швидкості зумовлено одночасною зміною площі дроселя, який стабілізує перепад тиску та площі регульованого дроселя. На базі математичної моделі, яка представлена у третьому розділі дисертаційної роботи, з уточненням окремих коефіцієнтів на базі даних експери-

ментальних досліджень, наведених у четвертому розділі, створено комп'ютерну програму Flow Divider для розрахунку робочих параметрів процесу синхронізації. У цьому ж розділі наведено результати дослідно-промислового впровадження результатів досліджень. Для хімічних виробництв важливою стадією в загальному технологічному процесі є транспортування і одночасне дозування матеріалів, особливо сипких. Транспортування і одночасне дозування сипких матеріалів є досить складним і енергоємним процесом, і вдосконалити цю стадію представляється можливим за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельній камері. Розроблений дільник потоку встановлений на транспортер подачі гранул в робочий простір гранулятора, транспортер подачі некондиційних гранул в змішувач для приготування розчину (розплаву), транспортер подачі гранул товарної фракції на пакування. Для підтвердження працездатності запропонованого дільника потоку для транспортера ДЗ додатково створений щит (панель) приладів для фіксації значень швидкостей і переміщень гідравлічних циліндрів, а також тисків в міжросельних камерах.

Використання в установці гранулювання на стадії транспортування розробленого дільника потоку має наступні переваги:

- відсутність громіздких редукторів;
- зменшення втрат енергії, які виникають внаслідок неповної завантаженості асинхронних двигунів;
- зменшення маси та габаритів приводу транспортера;
- зменшення ступеню зношеності стрічки транспортера;
- відсутність засобів автоматизації, контролю та управління процесом переміщення стрічки транспортера;
- зменшення маси стріли транспортера;
- вибухозахищеність системи.

У дисертаційній роботі розв'язане науково-практичне завдання, що полягає у визначенні закономірностей процесу синхронізації робочих органів гідравлічних двигунів у перехідних режимах. Це дозволило створити науково обгру-

нтовану методику інженерного розрахунку дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждросельній камері.

Ключові слова: дільник потоку, гідравлічний двигун, золотник, дроселюючий розподільник, синхронізація, перехідний процес.

Список публікацій здобувача

Публікації у наукових і фахових виданнях:

1. Гавриленко О.М., Кулініч С. П. Математична модель гідравлічного приводу для синхронних переміщень: Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109), Ч. 1. – С. 39-43. *Особистий внесок: постановка завдань досліджень, формулювання мети та вибір інструментів математичного моделювання.*

2. Гавриленко О.М., Ігнат'єв О.С., Кулініч С.П. Математична модель багатодвигунного гідравлічного приводу з забезпеченням синхронних переміщень двох двигунів : Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». - 2008 . - № 55. - С. 276-282. *Особистий внесок: розробка загальної математичної моделі робочого процесу в багатодвигунному гідравлічному приводі.*

3. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Багатодвигунний гідравлічний привід з забезпеченням синхронного переміщення двох двигунів: Вісник Сумського національного аграрного університету - 2018 . - № 55. - С. 276-282. *Особистий внесок: розробка математичної моделі приводу, яка враховує двофазність і стисливість робочої рідини, а також нелінійність характеристик елементів приводу.*

4. Gavrylenko A.N, Kulinich S.P. Experimental studies of the hydraulic engines synchronization process in a multi-engine unit: Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (East European Scientific Journal). – Warszawa, Polska. - 2019. – No.7 (47). Volume 1– PP. 4-10. *Особистий внесок: створення експериментального стенду для дослідження дільника потоку з додатковим зворотним*

зв'язком по перепаду тиску в міждросельній камері, планування та проведення експериментальних досліджень, аналіз результатів.

5. Gavrylenko A. Industrial implementation of a multiple engine hydraulic drive with synchronization of engines movement in a unit for the production of granular products: Slovak international scientific journal – Bratislava, Slovakia. - 2019. – #31. Volume 1– PP.19-22. *Особистий внесок: створення зразка дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждросельній камері, його впровадження в технологічну схему отримання гранульованого продукту на стадії транспортування сипких матеріалів.*

6. Artyukhov A.E. , Krmela J. , Gavrylenko O.M. Evaluation of the impact made by the hydrodynamic regime of the granulation equipment operation on the nanoporous structure of N_4HNO_3 granules: Journal of nano – and electronic physics – 2019. – No.11(3) – PP. 03033-1 - 03033-5. *Особистий внесок: участь у створенні дослідно-промислового стенду виробництва гранул з особливими властивостями, зокрема, елементів транспортування сипких матеріалів із застосуванням створеного в рамках дисертаційних досліджень дільника потоку.*

7. Гавриленко О. М., Кулініч С. П. Аналіз похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи: Східно-європейський журнал передових технологій - 2019. - № 4/7 (100). - С. 30-38. *Особистий внесок: проведення розрахунку роботи синхронізованих гідроциліндрів в неусталеному режимі при раптовій зміні навантаження на одному з гідроциліндрів, визначення необхідної залежності зміни площі робочої щілини регульованих дроселів та наведено рекомендації щодо профілізації робочих щілин золотникового дроселя.*

8. Гавриленко О. М. Проблеми синхронізації двигунів у гідравлічному агрегаті: ПРАЦІ Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь - 2019. - Випуск 19 – Т. 2. – С. 103-109. *Особистий внесок: виконано аналіз схем синхронізації гідродвигунів, розглянуто фактори, які впливають на узгодження руху вихідних ланок двигунів (штоків гідроциліндрів, роторів гідромоторів).*

Інші публікації, матеріали конференцій та тези доповідей:

9. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Крмела Я., Артюхов А.Є. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 4356 Україна,. Науковий твір «методика розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів». – опубл. 20.05.2019.

10. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Дослідження процесу синхронізації гідродвигунів в багатодвигунних приводах: аналіз похибок синхронізації в нестационарних режимах: «Прикладні науково-технічні дослідження» : тези доп. III Міжнародної науково-практичної конференції (м. Івано-Франківськ, 3-5 квітня 2019р.) – Івано-Франківськ, 2019. – С. 62.

11. Кулініч С.П., Гавриленко О.М. Застосування гідравлічного приводу для паперорізальних машин: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету / відп. за вип. М.Б.Приходченко. – Суми : СумДУ, 2005. – вип. 7. – с. 170.

12. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація руху гідроциліндрів приводу паперорізальної машини приводі: матеріали тез доповідей УІІ науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 5-6 жовтня 2006) - Київ, 2006. – С.13

13. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Кулініч Т.С. Синхронізація руху двигунів в гідравлічному приводі: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету. – Суми : СумДУ, 2007. – Ч.2. – С. 58.

14. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація переміщень гідравлічних двигунів: матеріали тез доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Промислова гідравліка та пневматика», (м. Суми , 15 - 17 жовтня 2015 р.)- м. Суми 2015 р.

15. Gavrylenko Oleksii. Optimization of the multi-engine hydraulic drives work for synchronous movement of the working tools in the machines: 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation

Exchange (Sumy, june 12-15, 2018) – 2018

16. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами: Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 230.

Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на: науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету СумДУ «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» (м. Суми, 2005, 2007 рр.); XII міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". (м. Луганськ, 2007 р); XI міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". (м. Київ, 2008 р); XVI Міжнародній науково-технічній конференції АС ППП - «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.); III Міжнародної науково-практичної конференції ІФНУНГ «Прикладні науково-технічні дослідження (м. Івано-Франківськ, 2019 р); IX Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2019 р.); II International conference on design, simulation, manufacturing the innovation exchange (м.Луцьк, 2019 р.).

SUMMARY

The thesis research is devoted to the scientific and experimental objectivation of the possibility to reduce the error regarding the motion velocity synchronization of the hydraulic engines in the non-stationary modes. In order to improve the accuracy of hydraulic engines motion synchronization, a flow divider is proposed, in which additional feedback on the pressure drop in the inter-throttle chambers of the divider is added. The additional feedback is carried out through the use of a double-slotted throttling distributor.

The introduction explains the relevance of research regarding the synchronization process of hydraulic engines in the non-stationary modes. The necessity to create a complete mathematical model of hydraulic unit workflow with synchronization of hydraulic engines motions is specified to determine the features of the hydraulic unit in transient modes of operation experimentally confirming its adequacy. The object and subject of the research are defined, the aim, tasks and methods of the thesis research are formed, which are applied in solving the main tasks in the framework of the study. The scientific novelty and practical significance of the obtained results are revealed. The basic data on the testing and implementation of the research results, as well as the general characteristics of the work, are represented.

The first chapter analyzes the current state and prospects regarding the development of the hydraulic engines synchronous motion direction in transient modes, based on the literature review. The hydraulic drive workflow for engine velocity synchronization is analyzed and basic constructive solutions are observed to ensure synchronization of hydraulic engines motion.

On the basis of the literature review, the works of previous authors do not study the following aspects:

- the accuracy of the hydraulic cylinders motion synchronization in transient modes has not been analyzed;
- the effect of the sudden change of hydraulic motors load on the accuracy of hydraulic engines motion velocity synchronization has not been analyzed;
- the influence of the hydraulic flow divider parameters on the motion synchronization error in transient modes and the time of engines motion velocity stabilization at a sudden change of load have not been considered;
- there are reasons to believe that the lack of analysis regarding the accuracy of hydraulic engines motion velocity synchronization in transient modes necessitates conducting research in this direction searching the ways to reduce the synchronization error and to analyze the obtained results efficiency.

Based on the review, the main prospects for further development of the synchronization workflow are outlined. Generalizations and comparisons of previous

authors' results in this field make it possible to define the list of factors that influence the error of hydraulic engines motion velocity synchronization: the size and nature of the load; the velocity and acceleration of hydraulic engines motion; time (size) of motion; rigidity of the drive units and the mechanism as a whole; deviation from the nominal values of the the working bodies and motors size due to the production errors and changes in the operation process; outflow of the working fluid in the gaps of hydraulic engines and device. As a result, the urgency of the research has been proved, the aim of the work has been determined, and the task to ensure the allowed deviations in the agreed motions of the working bodies in the mechanism is defined by applying a flow divider with additional feedback.

The second chapter describes the general methodology and basic methods used in the thesis research. Mathematical modelling is carried out on the basis of classical provisions of flow mechanics and technical hydromechanics. Mathematical model equations are solved with the help of MathCad computer algebra software. The theoretical dependences are constructed by differential methods of mathematical analysis and integral calculation. The natural experiments are subordinated to the comparison of their results and to the theoretical studies results. The determination of the measurement error and the calculation results of the main features of the multi-engine hydraulic unit is based on generally accepted methods and recommendations for conducting an engineering experiment and the obtained data processing. In order to investigate the hydraulic unit operation with the synchronization of the hydraulic engines motion velocity by the flow divider with a double-slotted throttling distributor installed instead of the standard unregulated throttles, an experimental stand is created. It is also described in this chapter.

The third chapter provides a theoretical description of the synchronization workflow of a multi-engine hydraulic unit by applying a flow divider with additional feedback.

The work of the hydraulic unit is described by the system of equations, which include:

- equation of rods motion in hydraulic cylinders and regulating elements of the

hydraulic devices;

- liquid flow equation through control elements of the hydraulic devices;
- equation of the balance of costs in the hydraulic devices, taking into account the motion of control elements and the working fluid compressibility;
- impact on the operation of hydraulic engines and controlling elements of contact and viscous friction.

The basic parameters of the hydraulic regulated throttle are established, namely the dependence of the throttle gap area in the flow divider on the pressure drop in the inter-throttle chambers. It lets improve the hydraulic engines synchronization process. The method for calculation of the hydraulic engines workflow synchronization in a hydraulic unit (multi-engine unit) by a flow divider with additional feedback on the differential pressure in the inter-throttle chambers, and to determine the features of the hydraulic units in the transient modes of operation are investigated.

The fourth chapter presents the results from the experimental tests of a flow divider on the stand that simulates the operation of the mechanism in steady mode and with a sudden change of load on one hydraulic engine.

Experimental studies have several stages:

- to study the operation of the device to create effort without the use of developed adjustable hydraulic throttle;
- to study the impact of uneven supply of single-plunger pump on the degree of rod motion steadiness which is lengthwise deformed;
- to check the possibility to realize the synchronization of the speed of the spool-type element in the throttle with the drive shaft of the crank single-piston pump, using the proposed design solution;
- to check the efficiency and reliability of the throttle element in the dynamic mode;
- to study the device operation to make efforts using the prototype created adjustable hydraulic throttle and confirm the increase of the uniform motion of the rod;

- to confirm the adequacy of the mathematical model regarding the device operation to create the force and the throttle element.

The theoretical studies results have a number of deviations from the experimental ones. It can be explained by the fact that the actual hydraulic unit failed instantly to change the load on the hydraulic-cylinder rod. Despite the theoretically instantaneous change in the force on the hydraulic-cylinder rod when lifting the load from the platform to create an additional load, the effort is gradually changed. Thus, the pressure changes are smoother in the inter-throttle chambers of the flow divider. It causes a smaller amplitude of the velocity fluctuations. However, the studies results show that the nature of changes in pressure and velocity obtained from experimental studies are in line with the results of theoretical studies. It is possible to conclude on the adequacy of the proposed model of the hydraulic unit operation with the simultaneous motion of two hydraulic engines.

According to the results of theoretical and experimental studies, the possibility to increase the efficiency of the hydraulic engines synchronization process in the hydraulic drive using the adjustable throttles in the divider of the working fluid is confirmed. The use of a double-slotted throttling distributor, regulated by the differential pressure in the inter-throttle chamber, allowed to reduce the error in velocity synchronization from 0.43 to 0.27, i.e 1.6 times, and the relative pressure differential in the inter-throttle chamber from 1 to 0.53, i.e 1.9 times.

The fifth chapter analyzes the obtained theoretical and experimental results and presents the results of pilot-industrial implementation of the flow divider investigated on the basis of research. The obtained results may be efficient from the practical point of view, since they let reasonably to choose the flow divider construction. From a theoretical point of view, they suggest the ability to reduce the velocity synchronization error due to the use of the throttle distributor in the divider, which are the advantages of this study. However, it should be noted that the results of the study indicate the ambiguous influence of the throttle distributor on the transition process nature. It is shown, first of all, in the presence of higher-order harmonics in the obtained transition graph. In the transition process for the velocity and pressure of

higher-order harmonics caused by the motion of the spool in the double-throttle distributor. The higher-order harmonics in pressure and velocity oscillations does not significantly affect the hydraulic motors operation, since the amplitude of oscillations is negligible. The reduction of the synchronization error velocity is due to the simultaneous change of the throttle area, which stabilizes the pressure drop and the area of the adjustable throttle. Based on the mathematical model presented in the third chapter of the thesis research, a computer program Flow Divider is created to calculate the operating parameters of the synchronization process, specifying the individual coefficients on the basis of the experimental studies presented in the fourth chapter. In the same chapter, the experimental implementation results of research results are presented. For chemical industries, an important step in the overall process is the transportation and simultaneous dosing of materials, especially bulk materials. Transportation and simultaneous dosing of bulk materials is a rather complicated and energy-intensive process. It is possible to improve this stage by applying a flow divider with additional feedback on the differential pressure in the inter-throttle chamber. The developed flow divider mounted on the conveyor of the seeding agent in the granulator workspace conveyor nonconditioning granules in the mixer to prepare the solution (melt), conveyor granules of commodity fraction for packaging. In order to confirm the efficiency of the proposed flow divider, a shield (panel) of instruments for the conveyor is additionally created to fix the values of velocities and displacements of hydraulic cylinders, as well as the pressure in the inter-throttle chamber.

The developed flow divider use in the granulation installation at the transportation stage has the following advantages:

- lack of bulky gearboxes;
- reduction of energy losses resulting from incomplete loading of induction motors;
- reduction of the conveyor drive weight and dimensions;
- reduction of the ageing degree of the conveyor belt;
- lack of automation, control and regulating means of the conveyor belt motion;

- reduction of the weight of the conveyor boom;
- explosion-proofness system.

The thesis research deals with the scientific and practical problem, which consists in determining the synchronization process regularities of the working bodies of hydraulic engines in transient modes. It enables to create a scientifically sound method of engineering calculation of the flow divider with additional feedback on the pressure drop in the inter-throttle chamber.

Keywords: flow divider, hydraulic engine, spool valve, throttling distributor, synchronization, transient process.

List of publications:

Works in scientific and specialized publications:

1. Havrilenko O.M., Kulinich S.P. Mathematical model of the hydraulic drive for synchronous motions: Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. - 2007. - №3 (109), Part 1. - P. 39-43. *Personal contribution: setting research tasks, formulating goals, and selecting tools for mathematical modelling.*
2. Havrilenko O.M., Ignatiev O.S., Kulinich S.P. Mathematical model of a multi-engine hydraulic drive with the simultaneous motion of two engines : Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". - 2008. - № 55. - P. 276-282. *Personal contribution: development of a common mathematical model of the workflow in a multi-engine hydraulic drive.*
3. Havrilenko O.M., Kulinich S.P. Multi-engine hydraulic drive with synchronous motion of two engines: Bulletin of Sumy National Agrarian University - 2018. - № 55. - P. 276-282. *Personal contribution: development of a mathematical model of the drive that takes into account the two-phase state and compressibility of the working fluid, as well as the nonlinearity of the drive elements features.*
4. Havrylenko O.M., Kulinich S.P. Experimental studies of the hydraulic engines synchronization process in a multi-engine unit: Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (East European Scientific Journal). - Warszawa, Polska. -

2019. - No.7 (47). Volume 1 - PP. 4-10. *Personal contribution: creation of an experimental stand for flow divider research with additional feedback on differential pressure in the chamber, planning and conducting of experimental studies, analysis of results.*

5. Havrylenko O. Industrial implementation of multiple engine hydraulic drive with synchronization of engine movement in a unit for the production of granular products: Slovak international scientific journal - Bratislava, Slovakia. - 2019. - # 31. Volume 1 - PP.19-22. *Personal contribution: creation of a flow divider sample with additional feedback on the pressure drop in the inter-chamber, its introduction in the technological scheme to obtain a granular product at the stage of transportation of bulk materials.*

6. Artyukhov A.E., Krmela J., Gavrylenko O.M. Evaluation of the impact made by the hydrodynamic regime of the granulation equipment operation on the nanoporous structure of N_4HNO_3 granules : Journal of Nano - and Electronic Physics - 2019. - No.11 (3) - PP. 03033-1 - 03033-5. *Personal contribution: participation in the creation of an experimental-industrial stand for the production of granules with special properties, in particular, the elements of bulk materials transportation using the divider created in the thesis research.*

7. Havrilenko O.M. , Kulinich S.P. Analysis of the error of the hydraulic engines motion velocity synchronization in transient modes of operation: Eastern European Journal of Advanced Technologies - 2019. - № 4/7 (100). - P. 30-38. *Personal contribution: to calculate the operation of synchronized hydraulic cylinders in an unsteady mode with a sudden change of load on one of the cylinders, determine the required dependence of the change of the working gap in the adjustable throttles and give recommendations to profile the working gaps of the spool.*

8. Havrilenko O.M. Problems of engines synchronization in a hydraulic unit: Proceedings of the Tavrida State Agrotechnological University - Melitopol - 2019. - Issue 19 - Vol. 2 - P. 103-109. *Personal contribution: the analysis of the schemes of hydraulic engines synchronization is performed, the factors that influence the*

coordination of motion regarding the output units of the engines (rods of hydraulic cylinders, rotors of hydraulic motors) are considered.

Other publications, conference materials and abstracts:

9. Havrilenko O.M., Kulinich S.P., Kremela Y., Artyukhov A.E. Certificate for copyright registration for the work № 4356 Ukraine. Scientific work "Calculation methods of multi-engine hydraulic drive for simultaneous movement of working bodies in machines and mechanisms" . - publ. 20.05.2019
10. Havrilenko OM, Kulinich S.P. Investigation of the hydraulic engines synchronization process in multi-engine drives: analysis of synchronization errors in non-stationary modes: "Applied scientific and technical research": abstracts of supplement. III International Scientific and Practical Conference (Ivano-Frankivsk, April 3-5, 2019) - Ivano-Frankivsk, 2019. - P. 62.
11. Kulinich S.P., Havrilenko O.M. Application of hydraulic drive for paper-cutting machines: Materials of the scientific-technical conference of lecturers, graduate students and students of the Engineering Faculty. rep. for the issue M.B. Prikhodchenko. - Sumy: SSU, 2005. - issue. 7. - p. 170.
12. Havrilenko O.M., Kulinich S.P. Synchronization of hydraulic cylinders motion of a drive in a paper-cutting machine: abstracts of the reports of the YII Scientific and Technical Conference of the AS IHP "Industrial Hydraulics and Pneumatics" (Vinnytsia, October 5-6, 2006) - Kyiv, 2006. - P.13
13. Havrilenko O.M., Kulinich S.P., Kulinich T.S. Synchronization of the engines motion in a hydraulic drive: Materials of the scientific and technical conference of lecturers, graduate students and students of the Faculty of Engineering. - Sumy: SSU, 2007. - Part 2. - P. 58.
14. Havrilenko O.M., Kulinich SP Synchronization of displacements of hydraulic motors: Abstracts of the XVI International Scientific and Technical Conference "Industrial Hydraulics and Pneumatics", (Sumy, October 15 - 17, 2015) - Sumy, 2015.
15. Havrylenko Oleksii. Optimization of multi-engine hydraulic drives for

synchronous movement of working tools in machines: 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange (Sumy, June 12-15, 2018) 2018

16. Havrylenko O.M., Kulinich S.P. Synchronization of hydraulic drive operation with synchronized engines: Complex quality assurance of technological processes and systems (KYATPS - 2019): abstracts of the reports of IX International Scientific and Practical Conference (Chernihiv, May 14-16, 2019): in 2 volumes / Chernihiv National Technological University [and etc.]; resp. for the issue: AM Eroshenko [and others]. - Chernihiv: CNTU, 2019. - Vol. 1. - P. 230

The main provisions and results of the thesis research are reported and discussed at scientific and technical conference of the lecturers, staff, PhD students and students of engineering faculty of SSU "Hydraulic Machines and Hydropneumatic Units" (Sumy, 2005, 2007), 12th Technical conference "Hydroemechanics in Engineering Practice ". (Lugansk, 2007), XI International Scientific and Technical Conference "Hydroaeromechanics in Engineering Practice". (Kyiv, 2008), XVI International Scientific and Technical Conference of ASPPP - "Industrial Hydraulics and Pneumatics" (Sumy, 2015), III International Scientific and Practical Conference IFNUNG "Applied Scientific and Technical Research (Ivano-Frankivsk, 2019), IX International Scientific and Practical Conference "Complex quality assurance of technological processes and systems" (Chernihiv, 2019), II International conference on design, simulation, manufacturing the innovation exchange (Lutsk, 2019).

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ	24
ВСТУП	26
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ (Огляд літера- тури)	33
1.1 Актуальність проблеми забезпечення синхрон- ного руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи	33
1.2 Аналіз робочого процесу гідравлічного приводу для синхронізації швидкості руху двигунів	37
1.3 Синхронізація руху вихідних ланок гідродвигу- нів	42
1.4 Аналіз принципів схемних рішень	46
1.5 Використання електрогідравлічного слідкуючо- го приводу зі зворотним зв'язком «Master-Slave» для синхронізації руху	55
1.6 Аналіз конструкцій дільників потоку робочої рі- дини	61
1.7 Висновки до першого розділу, постановка задачі досліджень	61
РОЗДІЛ 2 ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ	63
2.1 Загальна методика проведення досліджень	63
2.2 Методи і засоби математичного моделювання	63
2.3 Будова експериментальної установки	64
2.4 Методика проведення експериментальних дос- ліджень	69
2.5 Методика обробки результатів експеримента-	71

	льних досліджень. Оцінка впливу похибок за- мірів на результати досліджень	
	2.6 Висновки до другого розділу	73
РОЗДІЛ 3	РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕН- САЦІЇ ПОХИБКИ СИНХРОНІЗАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ ДРОСЕЛЬНИМ ДІЛЬНИКОМ ПОТОКУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ	74
	3.1 Математична модель робочого процесу ГА для синхронізації руху гідравлічних двигунів з дросельним дільником потоку	74
	3.2 Профілювання регульованого дроселя двощі- линного дроселюючого розподільника	82
	3.3 Дослідження динаміки руху гідравлічних ци- ліндрів в ГА з дільником потоку з додатко- вим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждросельних камерах	86
	3.4 Висновки до третього розділу	95
РОЗДІЛ 4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБКИ СИНХРОНІЗАЦІЇ ГІДРА- ВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ ДРОСЕЛЬНИМ ДІЛЬНИКОМ ПОТОКУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ	96
	4.1 Уточнення коефіцієнту витрат регульованого дроселя	96
	4.2 Дослідження динаміки руху гідравлічних ци- ліндрів в ГА з дільником потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжд- росельних камерах	107
	4.3 Висновки до четвертого розділу	110
РОЗДІЛ 5	АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕ- ЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІ-	111

ДЖЕНЬ. ПРОМИСЛОВЕ ВПРОВАДЖЕННЯ ДІЛЬНИК
ПОТОКУ З ДОДАТКОВИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ
ПО ПЕРЕПАДУ ТИСКУ В МІЖДРОСЕЛЬНІЙ КАМЕРІ

5.1	Аналіз результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень	111
5.2	Інженерна методика розрахунку дільника потоку	113
5.3	Застосування розробленої методики у промисловості	120
5.4	Висновки до п'ятого розділу	124
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	126
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	128
	ДОДАТКИ	
	Додаток А	138
	Додаток Б	142
	Додаток В	144
	Додаток Г	145

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

d – діаметр, м;
 E – модуль пружності, Па;
 F – сила, Н;
 l – довжина, м;
 m – маса, кг;
 Q – об’ємна витрата, м³/с;
 r – радіус, м;
 p – тиск, Па;
 s – площа, м²;
 t – час, с;
 x, y – переміщення, м;
 V – об’єм, м³;
 β – коефіцієнт стискуваності;
 v – швидкість, м/с;
 ρ – густина, кг/м³;
 μ – коефіцієнт витрат.

Індекси

$мит$ – миттєве значення;
 $пл$ – плунжер;
 $ср$ – середнє значення;
 $др$ – дросель;
 $н$ – насос;
 δ – динамічне значення;
 $пр$ – пружне значення;
 $г$ – газ;

a – атмосферне;

A – активне;

пол - політропне;

н.ц – напірний циліндр;

p – рідина;

зл – зливне;

ст – стиснення.

Скорочення

ГА – гідравлічний агрегат;

ГД – гідравлічний двигун;

РГД – регульований гідравлічний дросель;

СумДУ – Сумський державний університет;

ККД – коефіцієнт корисної дії.

ВСТУП

Актуальність теми. Рух механізмів широкого спектру машин в машинобудуванні, будівельній галузі, хімічної промисловості здійснюється за допомогою декількох робочих органів, що приводяться в дію багатодвигунними приводами [1,2]. Синхронізація роботи декількох робочих органів для забезпечення точного переміщення одного робочого елемента (застосування багатодвигунних гідравлічних агрегатів) є актуальною проблемою в багатьох галузях промисловості [3-7]: обладнання для пресування і кування, підйомно-транспортні пристрої, пристрої для створення вібрації, землерийні машини тощо. Ефективність використання сучасного технологічного обладнання, яке представляє собою складні автоматизовані комплекси з великою кількістю виконавчих органів, в значній мірі залежить від можливості прогнозування характеристик силових приводів, які в ньому застосовуються. У переважній більшості сучасних технологічних машин для приводу робочих органів застосовуються гідравлічні системи, які розвивають значні зусилля при малих габаритах і масі. Для деяких технологічних процесів необхідно забезпечити синхронізацію рухів кількох робочих органів.

Суворе узгодження в часі переміщення, швидкості або прискорення робочого органу (синхронізація роботи декількох робочих органів для забезпечення точного переміщення одного робочого елемента) є основним завданням, яке повинно бути вирішено на етапі проектування механізму в залежності від умов руху ланок [8,9].

Перспективним напрямом синхронізації є використання гідравлічних двигунів, що забезпечують узгодження вихідних характеристик виконавчих механізмів зі змінним навантаженням на їх вході.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до пріоритетним напрямком розвитку науки і техніки "Енергетика та енергоефективність» на період до 2020 року відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техні-

ки» та пріоритетним напрямком наукової роботи Сумського державного університету «Дослідження робочих процесів насосів і приводів». (номер державної реєстрації 0114U000069).

Одержані наукові результати і практичні рекомендації використані та впроваджені у виробництво під час розроблення обладнання із застосуванням гідравлічних приводів для конвеєрів переміщення сипких матеріалів в рамках виконання госпдоговірних науково-дослідних робіт за темами «Створення гідравлічного приводу з синхронним переміщенням робочих органів для установки транспортування сипких матеріалів» (замовник - ТОВ «Харбор Протект») і «Створення гідравлічного приводу з синхронним переміщенням робочих органів для установки одержання аміачної селітри із застосуванням вихрового гранулятора (замовник - ТОВ «СЕНСІ»), наукового гранту від Cultural and Educational Grant Agency of the Slovak Republic (KEGA), номер KEGA 002TnUAD-4/2019 та в рамках державного фінансування проекту «Малогабаритні енергозберігаючі модулі із застосуванням багатофункціональних апаратів з інтенсивною гідродинамікою для виробництва, модифікації та капсулювання гранул» (номер державної реєстрації 0119U100834).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є наукове і експериментальне обґрунтування можливості зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах.

Для досягнення поставленої мети необхідно послідовно розв'язати такі завдання:

- розробка повної математичної моделі робочого процесу гідравлічних агрегатів з синхронізацією руху гідравлічних двигунів для визначення характеристик гідравлічного агрегату в перехідних режимах роботи;

- обґрунтування можливості зменшення похибки синхронізації швидкості руху вихідних ланок гідравлічних двигунів шляхом введення додаткового зворотного зв'язку по перепаду тиску в міждросельних камерах дільника потоку;

- визначення параметрів регульованого гідравлічного дроселя;

– уточнення математичної моделі робочого процесу гідравлічних агрегатів з синхронізацією руху гідравлічних двигунів дільником потоку, з додатковою зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжроссельних камерах і визначити характеристики гідравлічних агрегатів в перехідних режимах роботи;

– проведення експериментальних досліджень гідравлічних агрегатів з дільником потоку з додатковою зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжроссельній камерах з метою підтвердження запропонованої концепції зменшення похибки синхронізації швидкості руху вихідних ланок гідравлічних двигунів і адекватності розробленої математичної моделі робочого процесу;

– розробка методики і рекомендацій щодо застосування запропонованої концепції в промисловості і визначення параметрів дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком;

– дослідно-промислове впровадження розробленої на підставі результатів дослідження автоматизованої системи синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів.

Об'єктом дослідження є гідродинамічні процеси в об'ємному гідравлічному агрегаті з синхронізацією руху гідравлічних двигунів.

Предмет дослідження – характеристики гідродинамічних процесів об'ємних гідравлічних двигунів з синхронізацією руху у складі гідравлічного агрегату.

Методи дослідження. Математичне моделювання здійснювалося на базі класичних рівнянь механіки рідини та гідродинаміки. Фізичний експеримент проведено із застосуванням математичного апарату планування експерименту та математичної статистики. Експериментальні дослідження проводилися з використанням контрольно-вимірювальної апаратури. Побудову теоретичних залежностей виконано диференціальними методами математичного аналізу та інтегрального обчислення.

Обґрунтованість та достовірність отриманих результатів, висновків, положень. Адекватність отриманих розрахункових залежностей для процесу, що досліджувався, обумовлена застосуванням математичних моделей, які ба-

зуються на фундаментальних положеннях механіки рідини та газу, а також зіставленням розрахункових даних з відомими та особисто отриманими результатами експерименту. Достовірність отриманих результатів експериментальних досліджень визначається оцінюванням похибок та довірчих інтервалів при верифікації результатів.

Наукова новизна одержаних результатів. На базі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень отримані такі наукові результати:

- вперше запропонована концепція зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів застосуванням дільника потоку з додатковою зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах;

- уточнена фізична і розроблена математична модель робочого процесу гідроагрегату з синхронізацією швидкості руху гідравлічних двигунів застосуванням дільника потоку з додатковою зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах, з урахуванням нелінійної сили тертя, нестационарних гідромеханічних процесів, стисливості і двухфазності рідини, змінного навантаження вихідної ланки гідравлічного двигуна;

- виявлено особливості та закономірності робочих процесів, які відбуваються в гідроапараті, і підвищують точність математичної моделі, а саме: вплив на характеристики руху вихідної ланки гідравлічного двигуна змінного навантаження;

- вперше теоретичними і експериментальними дослідженнями доведена можливість зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в гідравлічному апараті в перехідних режимах роботи за рахунок застосування додаткового зворотного зв'язку по перепаду тиску в міжросельних камерах дільника потоку.

Практичне значення одержаних результатів.

- визначені параметри дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах, при яких можливо забезпечити зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в гідравлічному апараті в перехідних режимах роботи;

- розроблена методика розрахунку робочого процесу синхронізації гідравлічного двигуна в гідравлічному агрегаті;
- розроблені рекомендації з можливості застосування в промисловості запропонованої концепції забезпечення зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи;
- запропоновані заходи щодо вдосконалення технологічної установки виробництва гранульованих продуктів, зокрема, стадії транспортування сипучих матеріалів між ділянками технологічної лінії;
- створена методика розрахунку робочого процесу синхронізації гідравлічних двигунів установці з декількома двигунами, яка захищена авторським свідоцтвом.

Особистий внесок здобувача. Особистий внесок здобувача полягає у: проведенні математичного моделювання з метою визначення показників робочого режиму синхронізації руху робочих органів багатодвигунних гідравлічних агрегатів; аналізі класичних рівнянь і положень гідрогазодинаміки з подальшою адаптацією їх для одержання розрахункових залежностей; підборі та вдосконаленні методик проведення експерименту; розробленні та конструюванні натурального стенда для проведення експерименту; аналізі результатів та розробленні інженерної методики розрахунку багатодвигунних гідравлічних агрегатів із синхронізацією руху робочих органів. Поставлення завдання та формулювання висновків проводилися під керівництвом наукового керівника кандидата технічних наук, доцента Кулініча С.П. Здобувач брав участь на всіх стадіях науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт із виготовлення й авторського нагляду, а також упродовж експлуатації експериментального та дослідно-промислового зразків гідроприводів з синхронізацією руху робочих органів.

Усі результати, що складають основний зміст дисертаційної роботи, обговорювалися на конференціях різного рівня, де здобувач особисто доповідав результати роботи [9,39,75,77,81,82,84,85].

У статтях, які написані особисто та у співавторстві та опубліковані у фахових виданнях переліку МОН України, у наукових періодичних видань інших

держав та виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз [44,73,74,78-80,89,90], особистий внесок здобувача полягає в наступному:

- у роботі [44] здійснено постановку завдань досліджень, формулювання мети та вибір інструментів математичного моделювання;
- у роботі [73] розроблено загальну математичну модель робочого процесу в багатодвигунному гідравлічному приводі;
- у роботі [74] розроблено математичну модель приводу, яка враховує двофазність і стисливість робочої рідини, а також нелінійність характеристик елементів приводу;
- у роботі [78] описано експериментальний стенд для дослідження дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждросельній камері, проведено планування та реалізацію експериментальних досліджень, здійснено аналіз їх результатів;
- у роботі [79] проведено розрахунок роботи синхронізованих гідроциліндрів в неусталеному режимі при раптовій зміні навантаження на одному з гідроциліндрів, визначено необхідну залежність зміни площі робочої щілини регульованих дроселів та наведено рекомендації щодо профілізації робочих щілин золотникового дроселя;
- у роботі [80] виконано аналіз схем синхронізації гідродвигунів, розглянуто фактори, які впливають на узгодження руху вихідних ланок двигунів (штоків гідроциліндрів, роторів гідромоторів);
- у роботі [89] описано зразок дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждросельній камері, подані деталі його впровадження в технологічну схему отримання гранульованого продукту на стадії транспортування сипких матеріалів;
- у роботі [90] подано опис дослідно-промислового стенду виробництва гранул з особливими властивостями, зокрема, елементів транспортування сипких матеріалів із застосуванням створеного в рамках дисертаційних досліджень дільника потоку.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати ди-

сертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на: науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету СумДУ «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» (м. Суми, 2005, 2007 рр.); XII міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м. Луганськ, 2007 р); XI міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м. Київ, 2008 р), XVI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП - «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.), III Міжнародної науково-практичної конференції ІФНУНГ «Прикладні науково-технічні дослідження (м. Івано-Франківськ, 2019 р); IX Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2019 р.); II International conference on design, simulation, manufacturing the innovation exchange (м. Луцьк, 2019 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 17 наукових праць, зокрема: 3 статті у спеціалізованих виданнях, затверджених положенням МОН України; 2 статті у журналах, що індексуються базою даних Scopus; 3 статті у закордонних виданнях; 7 тез доповідей на науково-технічних конференціях; 1 авторське свідоцтво на твір (методика розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів).

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 145 сторінок. Дисертаційна робота містить 58 рисунків, 5 з яких – на окремих аркушах, 6 таблиць по тексту, 4 додатки на 8 сторінках, список використаних літературних джерел із 101 найменувань на 10 сторінках.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.
ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ
(Огляд літератури)

1.1 Актуальність проблеми забезпечення синхронного руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи.

Вирішення проблеми синхронізації переміщення робочих органів машини присвячена велика кількість наукових та конструкторських робіт. Методи та конструктивні рішення, які забезпечують синхронний рух механізмів, залежать від умов роботи механізму, завдань, поставлених перед ним [1].

Для механізмів, привід яких забезпечується гідравлічними двигунами, пропорційність швидкостей руху робочих органів означає пропорційність витрат робочої рідини в гідродвигунах

$$Q_1 = kQ_2, \quad (1.1)$$

де Q_1, Q_2 – витрати робочої рідини в гідродвигунах.

Так, в роботі [11] розглядається вібраційний механізм з чотирма незбалансованими масами, які приводилися в рух чотирма синхронізованими гідравлічними двигунами. Синхронізація по частоті обертання валів гідромоторів здійснюється за рахунок застосування чотирьох ідентичних насосів, що індивідуально живлять кожен двигун. Автори вважають, що подібна схема забезпечує синхронність обертання валів гідромоторів і розглядають тільки динаміку власне вібраційного механізму, не враховуючи похибки синхронізації частоти обертання валів гідравлічних двигунів та вплив навантаження на точність синхронізації.

В [12] розглядаються критерії синхронізації двох гідромоторів в ексцентрової ротаційної вібраційної машині. Автори вважають, що витрата робочої

рідини в гідромоторах однакова і враховують тільки вплив витоків рідини в зазорах між поршнями і отворами в блоці циліндрів аксіально-поршневого гідромотора. Залишилося невирішеним питання забезпечення однакової витрати рідини, що надходить до гідромоторів.

В роботі [13] досліджено вплив силових характеристик на ефективність гідроагрегата автори розробили макет експериментальної установки гідроагрегата з удосконаленою системою керування, яка базується на використанні гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром і введенні гідравлічного зворотного зв'язку по тиску.

В роботі [14] проведено дослідження часу стабілізації в процесі експлуатації гідравлічного приводу системи синхронної роботи двох швидкодіючих гідравлічних двигунів. Але залишилися не вирішеними питання точності синхронізації в перехідному режимі.

В [15] виконано огляд синхронних гідравлічних приводів для підйому важких будівельних конструкцій та запропоновано критерії їх вибору виходячи з вантажопідйомності і величини переміщення, не враховуючи похибки синхронізації швидкості руху.

В [16] автори проаналізували схемні та конструктивні рішення, які впливають на енергоефективність сучасного промислового устаткування та машин. Наведено схемну реалізацію перспективного електрогідравлічного мехатронного модуля руху та встановлено його структуру. Доведено, що енергоефективність електрогідравлічного мехатронного модуля руху значною мірою залежить від робочих та конструктивних параметрів його виконавчого механізму, а саме гідроциліндра. Розроблена методика оцінки енергоефективності гідроциліндра електрогідравлічного мехатронного модуля руху з різними конструктивними та робочими параметрами, яка може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв.

В роботі [17] запропоновано універсальний комплексний критерій для оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв, який дозволяє їх оцінити залежно від конструктивних і експлуатаційних

показників, базуючись на єдиних методологічних принципах. Запропонований критерій не потребує застосування суб'єктивних експертних оцінок, отриманий у вигляді простого алгебраїчного виразу та дозволяє визначити технічний рівень гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв за їх каталожними даними або за технічним завданням на стадії проектування, провести оцінку їх енергетичної ефективності.

В роботі [18] досліджено вплив силових характеристик на ефективність гідроагрегата. Автори розробили макет експериментальної установки гідроагрегата з удосконаленою системою керування, яка базується на використанні гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром і введенні гідравлічного зворотного зв'язку по тиску.

В роботах [19-22] представлені методики проектування гідравлічних приводів для забезпечення більшої енергоефективності.

В [23] наведені результати дослідження роботи приводу з двома гідравлічними двигунами, що працюють на загальне навантаження з синхронізацією по тиску в порожнинах двигунів. Розглянуто взаємовплив гідравлічних двигунів на узгодженість переміщення вихідних ланок двигунів. В той же час не наведені результати аналізу впливу несиметричності навантаження на роботу двигунів в усталеному режимі.

В роботі [24] розглянута система рекуперації енергії при паралельній роботі гідравлічних двигунів екскаватора.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень синхронізації руху гідродвигунів в гідроприводах з використанням дросельного дільника потоку, приведені в [25]. Автори розглядають вплив витоків робочої рідини на точність синхронізації швидкості руху гідродвигунів.

В [26] наведені рекомендації по керуванню синхронізацією двомоторного крана в усталеному режимі.

В [27] запропоновано керування синхронізацією руху двох гідравлічних циліндрів, які використовуються для коливання важкої форми машини безперервного лиття заготовок, контролером нечіткої логіки. Представлений привід, в

якому для керування кожного гідроциліндра використовується окремий контур керування з об'єднанням їх в одну систему контролером.

Перехідні режими роботи гідравлічних двигунів згадуються тільки в роботах [21, 26-29], але відсутній детальний аналіз таких режимів. Так, в [27] виконано аналіз впливу параметрів системи керування на роботу синхронізованих гідравлічних циліндрів при гармонічному вхідному сигналі. Так, в [29] наведені результати моделювання тиску в порожнинах синхронізованих гідравлічних циліндрів гальма з живленням від насоса з регульованою подачею. Але залишилося невирішеним питання впливу несиметричності навантаження на точність синхронізації руху гідравлічних циліндрів.

В розглянутих джерелах зазвичай приділяється увага роботі гідравлічних двигунів в усталеному режимі, коли навантаження на їх вихідні ланки незмінні, рух відбувається зі сталою швидкістю. При цьому визначається залежність похибки синхронізації швидкості руху від несиметричності навантаження $\Delta v = f(\Delta F)$ і пропонуються методи мінімізації цієї похибки [22, 24-26, 28, 29].

Питання аналізу точності синхронізації руху гідравлічних циліндрів в перехідних режимах залишилися не вирішеними. Не виконано аналіз впливу раптової зміни навантаження на гідравлічних двигунах на точність синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів. Не було розглянуто вплив параметрів гідравлічного дільника потоку на похибку синхронізації руху в перехідних режимах та час стабілізації швидкості руху двигунів при раптовій зміні навантаження. Тому є підстави вважати, що відсутність аналізу точності синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах, обумовлюють необхідність проведення досліджень в цьому напрямку. Наступним кроком є пошук шляхів зменшення похибки синхронізації та аналіз ефективності отриманих результатів.

Незважаючи на достатньо велику кількість робіт, які описують закономірності роботи гідравлічних моторів, у тому числі і багатодвигунних систем, відкритим залишається питання створення надійної математичної моделі прогнозування синхронного переміщення ланок гідродвигуна. Розглянуті вище відомі

методи подібних приводів враховують конкретний процес та не відрізняються універсальністю. Відсутність універсального підходу до опису робочого процесу синхронного переміщення робочого елемента на даному етапі призводить до необхідності компіляції даних теоретичних і експериментальних досліджень подібних процесів в декількох галузях. Запропонований підхід не завжди є прийнятним (знайти конкретні експериментальні дані для вузького застосування не завжди є можливим) та може стати причиною появи помилок в проектуванні.

Паралельно зі створенням математичної моделі роботи багатодвигунних гідравлічних агрегатів для синхронізації руху робочого органу машини повинна бути розглянута проблема забезпечення енергетичної ефективності здійснення цього процесу. Деякі підходи в оцінці (в тому числі і енергетичної) роботи гідравлічних приводів розглянута в [30-37]. Як видно з наведеного списку публікацій (який, звичайно, не є вичерпним), цій тематиці приділяється особлива увага в світлі зміни світогляду проєктувальників, відмови від енергозбереження на користь енергетичної ефективності, у тому числі і за рахунок енергії стиснених середовищ [38].

1.2. Аналіз робочого процесу гідравлічного приводу для синхронізації швидкості руху двигунів.

Синхронізація рухів робочих органів механізмів полягає в забезпеченні узгоджених у часі їх переміщень, швидкостей, прискорень [39].

Умова синхронізації – це пропорційність переміщень, швидкостей, прискорень механізмів. Для двох робочих органів умови синхронізації мають вигляд

$$\begin{cases} y_1 = ky_2 \\ \frac{dy_1}{dt} = k \frac{dy_2}{dt} \\ \frac{d^2 y_1}{dt^2} = k \frac{d^2 y_2}{dt^2}, \\ \frac{d^n y_1}{dt^n} = k \frac{d^n y_2}{dt^n} \end{cases} \quad (1.1)$$

де y_1, y_2 – переміщення робочих органів (лінійні або кутові), рух яких необхідно синхронізувати;

k – коефіцієнт пропорційності.

Будь який реальний привід для синхронних переміщень забезпечує реалізацію однієї з рівностей ряду рівнянь (1.1). Це може бути пропорційність переміщень y_i , швидкостей $\frac{dy_i}{dt}$ чи прискорень $\frac{d^2 y_i}{dt^2}$ вихідної ланки гідравлічного двигуна [40].

Привід, який забезпечує виконання першої рівності називається синхронним за переміщенням або синфазним.

Ця рівність в реальному механізмі може бути реалізована з певною похибкою

$$y_1 = ky_2 \pm \delta y, \quad (1.2)$$

де δy – різниця переміщень (положень) синхронізованих робочих органів механізму.

В усталеному режимі похибка δy за положенням синхронізованих робочих органів механізму буде сталою. Величина похибки залежить від конструкції системи синхронізації

$$\delta y = |y_1 - ky_2| = const. \quad (1.3)$$

Продиференціювавши рівність (1.3) встановлюємо, що у такого приводу всі наступні рівності ряду рівнянь (1.1) реалізуються абсолютно точно

$$\begin{cases} \delta \frac{dy}{dt} = 0 \\ \delta \frac{d^2 y}{dt^2} = 0 \end{cases} \quad (1.4)$$

Тобто, приводи, синхронні за переміщенням характеризуються постійною похибкою за положенням і нульовими похибками за швидкістю та прискоренням.

Привід, який забезпечує виконання другої рівності рівняння (1.4) називається синхронним за швидкістю.

В реальному механізмі ця рівність реалізується також з певною похибкою

$$\frac{dy_1}{dt} = k \frac{dy_2}{dt} \pm \delta v, \quad (1.5)$$

де δv – різниця швидкостей синхронізованих робочих органів механізму.

В усталеному режимі похибка δv за швидкістю руху синхронізованих робочих органів механізму буде сталою. Величина похибки залежить від конструкції системи синхронізації

$$\delta v = \left| \frac{dy_1}{dt} - k \frac{dy_2}{dt} \right| = const. \quad (1.6)$$

Продиференціювавши рівність (1.6) встановлюємо, що у такого приводу наступні рівності ряду рівнянь (1.1) реалізуються абсолютно точно

$$\delta \frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \quad (1.7)$$

Проінтегрувавши рівність (1.5)

$$\delta y = \int_0^t \delta v dt, \quad (1.8)$$

де t – час руху механізму,
отримаємо

$$\delta y = \delta v t + \delta y_0, \quad (1.9)$$

де δy_0 – похибка синхронізації початкового положення механізму.

З (1.9) видно, що для механізмів, у яких синхронізація рухів робочих органів виконана за швидкістю, протягом усього часу переміщення накопичується похибка за положенням δy . Похибка за положенням у таких механізмах пропорційна часу руху (переміщенню) синхронізованих робочих органів.

Привід, у якого синхронізація руху робочих органів механізму забезпечується виконанням третьої рівності ряду рівнянь (1.1) називається синхронним за прискоренням. У такому механізмі зі сталою похибкою реалізується третя рівність ряду рівнянь (1.1):

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = k \frac{d^2 y_2}{dt^2} \pm \delta a, \quad (1.10)$$

де δa – різниця прискорень синхронізованих робочих органів механізму.

В усталеному режимі похибка δa за прискоренням синхронізованих робочих органів механізму буде сталою. Величина похибки залежить від

конструкції системи синхронізації

$$\delta a = \left| \frac{d^2 y_1}{dt^2} - k \frac{d^2 y_2}{dt^2} \right| = \text{const}. \quad (1.11)$$

Проінтегрувавши рівність (1.11)

$$\delta v = \int_0^t \delta a dt, \quad (1.12)$$

отримаємо

$$\delta v = \delta a t + \delta v_0, \quad (1.13)$$

де δv_0 – похибка синхронізації початкових швидкостей руху робочих органів механізму.

Проінтегрувавши рівність (1.13)

$$\delta y = \int_0^t (\delta a t + \delta v_0) dt, \quad (1.14)$$

отримаємо залежність похиби за положенням робочих органів механізму від часу руху

$$\delta y = \frac{\delta a t^2}{2} + \delta v_0 t + \delta y_0, \quad (1.15)$$

З (1.13) видно, що для механізмів, у яких синхронізація рухів робочих органів виконана за прискоренням, протягом усього часу переміщення накопичується похибка за швидкістю δv . Похибка за швидкістю у таких механізмах про-

порційна часу руху (переміщенню) синхронізованих робочих органів. Похибка положенням δu у таких приводах пропорційна квадрату часу переміщення робочих органів (1.15).

Реалізувавши будь-яку рівність з (1.1) теоретично можна створити привід з синхронізацією руху робочих органів за будь-якою похідною від положення виконавчого елемента механізму. Але реалізація в синхронізації руху робочих органів механізмів за похідними від їх положення вище другого порядку практичного застосування не має.

Класифікація приводів з синхронізацією руху робочих органів за характером зміни статичних похибок приведена в табл. 1.1 (за даними аналізу [41-43]).

Таблиця 1.1

Класифікація приводів з синхронізацією руху робочих органів

Приводи	Статичні похибки		
	за положенням	за швидкістю	за прискоренням
Синфазні	<i>Const</i>	0	0
Синхронні за швидкістю	$f(t)$	<i>Const</i>	0
Синхронні за прискоренням	$f(t^2)$	$f(t)$	<i>Const</i>

1.3. Синхронізація руху вихідних ланок гідродвигунів.

У механізмах, для забезпечення роботи яких застосовується гідравлічний привід, синхронізація руху робочих органів полягає в забезпеченні синхронізації гідравлічних двигунів.

На похибку синхронізації руху гідравлічних двигунів впливають такі параметри [44]:

- величина та характер навантаження;
- швидкість та прискорення рухів гідравлічних двигунів;
- час (величина) переміщення;

- жорсткість вузлів привода та механізму в цілому;
- відхилення від номінальних значень розмірів робочих органів та двигунів, зумовлених похибками при виготовленні та змінами в процесі експлуатації;
- витоки робочої рідини в зазорах гідравлічних двигунів та апаратів.

Задачею синхронізації гідравлічних двигунів є забезпечення допустимих відхилень в узгоджених рухах робочих органів механізмів.

При синхронізації швидкості руху за допомогою встановлених у зливній лінії регульованих дроселів, швидкість руху поршнів гідроциліндрів залежить від витрат робочої рідини через дроселі

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_2}, \quad (1.16)$$

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} \quad (1.17)$$

де v_1, v_2 – швидкості руху штоків гідроциліндрів; Q_1, Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндрів, S_2 – площа поршня зливної порожнини.

Витрати рідини через дроселі

$$Q_1 = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}, \quad (1.18)$$

$$Q_2 = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}, \quad (1.19)$$

де μ – коефіцієнт витрат дроселів; $S_{др}$ – площа дроселя; $\Delta p_1, \Delta p_2$ – перепади тиску на дроселях; ρ – густина рідини.

Перепади тиску на дроселях за умови відсутності втрат тиску в трубопроводах та направляючих розподільниках

$$\Delta p_1 = p_H \frac{S_1}{S_2} - \frac{F_1}{S_2}, \quad (1.20)$$

$$\Delta p_2 = p_H \frac{S_1}{S_2} - \frac{F_2}{S_2}, \quad (1.21)$$

де p_H – тиск на виході з насосу; S_1 – площа поршня напірної порожнини; F_1, F_2 – зусилля на штоках.

Максимальне відношення швидкостей руху штоків в гідроциліндрах

$$\left(\frac{v_1}{v_2} \right)_{\max} = \sqrt{1 + \frac{(F_1 - F_2)_{\max}}{S_2 \Delta p_{2\min}}}, \quad (1.22)$$

Витрати рідини в порожнинах гідроциліндрів визначаються за формулами (вважається, що навантаження несиметричне, зусилля $F_1 > F_2$, тобто гідромашина 1 працює в режимі насоса, а гідромашина 2 – в режимі гідромотора)

$$Q_1 = V_{0.1} n_1 \eta_{01}, \quad (1.23)$$

$$Q_2 = \frac{V_{0.2} n_2}{\eta_{02}}, \quad (1.24)$$

де $V_{0.1}, V_{0.2}$ – робочі об'єми гідромашин; n_1, n_2 – частоти обертання валів гідромашин; η_{01}, η_{02} – об'ємні коефіцієнти корисної дії гідромашин.

Відношення швидкостей руху штоків гідроциліндрів

$$\left(\frac{v_1}{v_2} \right)_{\max} = \eta_{oi} \eta_{o2}, \quad (1.25)$$

Якщо прийняти, що

$$\eta_{oi} = 1 - (1 - \eta_{o.ном}) \frac{\Delta p}{\Delta p_{ном}}, \quad (1.26)$$

та

$$\Delta p = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2S_1}, \quad (1.27)$$

$$\Delta p_{ном} = \frac{F_{\max}}{S_1} \quad (1.28)$$

де $\eta_{o.ном}$ – номінальний об'ємний коефіцієнт корисної дії гідромашини; $\Delta p_{ном}$ – номінальний перепад тиску гідромашини

Таким чином

$$\left(\frac{v_1}{v_2} \right)_{\max} = \left[1 - (1 - \eta_{o.ном}) \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2F_{\max}} \right]^2, \quad (1.29)$$

З формул (1.22), (1.29) видно, що різниця швидкостей в усталеному режимі роботи залежить від несиметричності навантаження.

1.4. Аналіз принципів схемних рішень.

На даний час, для контролю параметрів гідравлічної системи, зокрема, синхронізації роботи багатодвигунних гідравлічних агрегатів створено ряд спеціальних пристроїв та розроблено схеми їх включення [45]. Необхідний (і успішний) контроль процесу функціонування гідравлічної системи можливий за рахунок застосування пристроїв, що змінюють тиск та/або витрату робочої рідини та використовуються як окремо, так і комбінованим способом. Для контролю напрямку руху та завдання закону руху вихідної ланки, і, як наслідок, синхронізації руху гідродвигунів використовуються дросельні й об'ємні пристрої [27,46-48]. При об'ємному регулюванні змінюється об'ємна подача насоса, в такому разі вся рідина надходить до гідравлічного двигуна. При дросельному регулюванні частина рідини, що подається насосом, відводиться з лінії, інша частина живить гідравлічний двигун [49].

Об'ємні дільники потоку (рис. 1.1) мають більшу точність синхронізації, менш чутливі до несиметричності навантажень на гідравлічних двигунах.

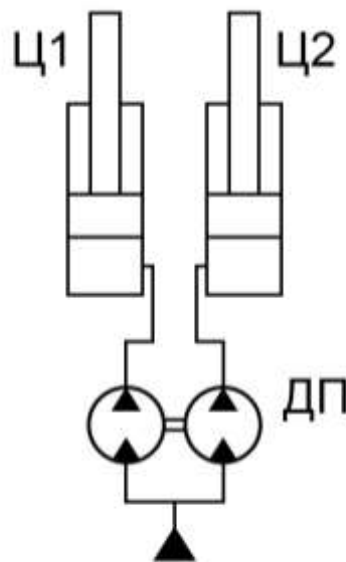


Рисунок 1.1 – Об'ємний дільник потоку

Робоча рідина від насоса поступає до дозатора обертання – два насосомотора посаджені на спільний вал. Відношення витрат робочої рідини в гідро-

лініях залежить від співвідношення робочих об'ємів насос-моторів. При номінальних навантаженнях на гідравлічних двигунах тиски в напірних лініях однакові, насос-мотори дозатора працюють у рівних умовах і витрати робочої рідини в лініях однакові. При несиметричному навантаженні одна з машин працює в режимі насоса, а інша – в режимі гідромотора. Внаслідок цього співвідношення витрат рідини в лініях буде відрізнятися від номінального.

Для зменшення похибок регулювання співвідношення витрат робочої рідини інколи паралельно дозаторам можуть включатись дроселі [20].

Схема синхронізації руху гідравлічних двигунів, встановленням незалежних регульованих дроселів [20], приведена на рис.1.2. Синхронізація швидкості руху штоків гідроциліндрів Ц1, Ц2 забезпечується регулюванням витрат робочої рідини через дроселі ДР1 та ДР2. Регулюванням площі робочих вікон дроселів можна отримати задане відношення витрат через них, а, значить, і задане відношення швидкостей руху. Недоліком даної схеми синхронізації є залежність витрат через дроселі від перепаду тиску на них, а перепад тиску в свою чергу залежить від навантаження гідравлічних двигунів.

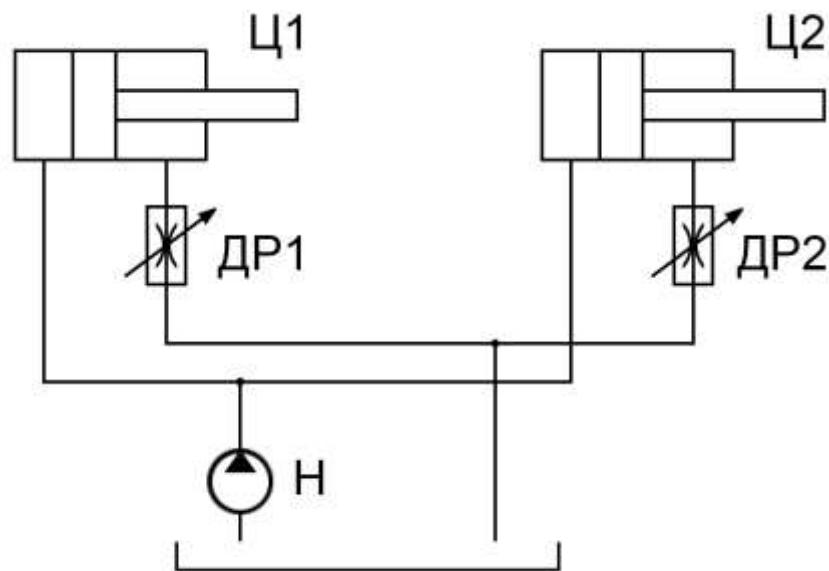


Рисунок 1.2 – Синхронізація швидкості руху штоків гідроциліндрів встановленням дроселів.

Для зменшення похибки синхронізації замість регульованих дроселів можна встановити регулятори потоку рідини (рис.1.3). Регулятори потоку менш чу-

тливі до зміни перепаду тиску, тому точність синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів буде вищою.

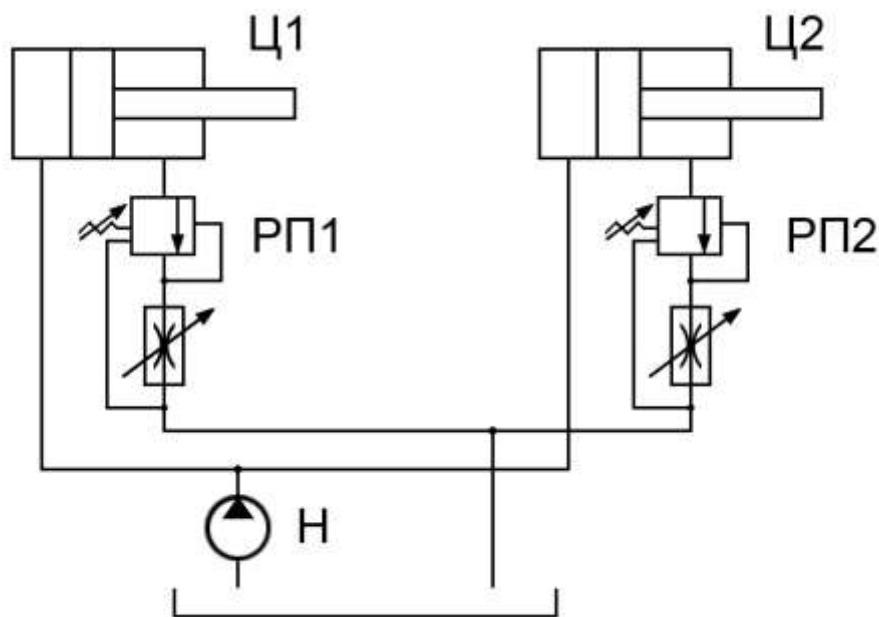


Рисунок 1.3 – Синхронізація швидкості руху штоків гідроциліндрів встановленням регуляторів потоку

Рис. 1.4. демонструє схеми включення дроселя. Вибір схеми включення дроселя залежить від необхідної швидкості та величини переміщення робочого органу гідравлічного двигуна.

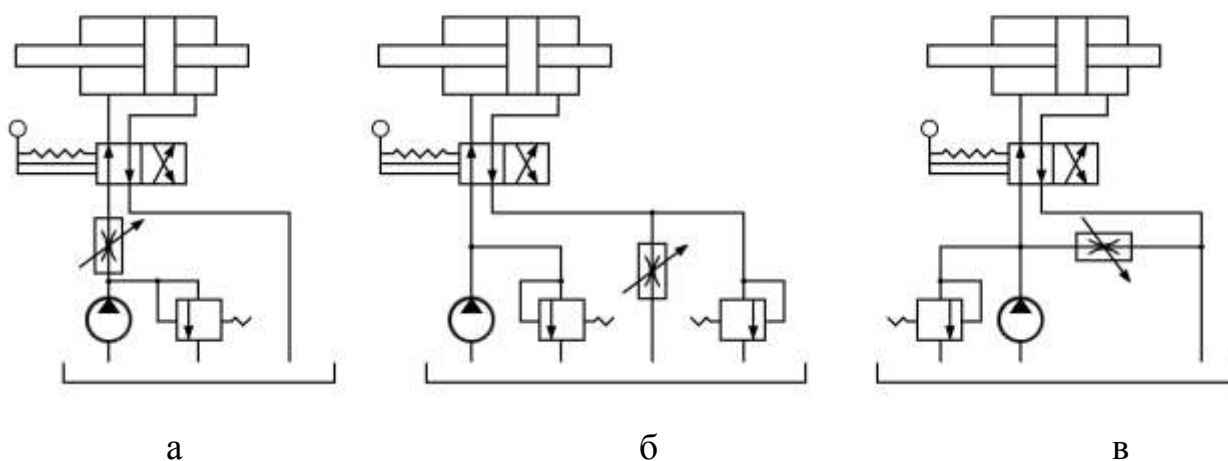


Рисунок 1.4 – Схеми включення дроселя: а – дросель встановлений послідовно у напірній лінії; б – дросель встановлений послідовно у зливній лінії; в – дросель встановлений паралельно гідравлічному двигуну.

Для синхронізації руху гідравлічних двигунів застосовують також спеціальні гідравлічні апарати – дільники та суматори потоку рідини. Вони ділять потік рідини на дві частини в потрібному співвідношенні.

Робоча рідина від джерела живлення через розподільник поступає на вхід дільника потоку (рис 1.5,а). Далі - через нерегульовані дроселі ДР1 та ДР3 - у торцеві камери золотникового розподільника. З торцевих камер через регульовані дроселі ДР2 та ДР4 до об'ємних гідродвигунів (рис. 1.5,б). Золотник знаходиться у стані рівноваги тільки за умови рівності тисків p_1 та p_2 . За цієї умови, перепад тисків на нерегульованих дроселях буде однаковим, тому й витрати робочої рідини через них будуть однаковими.

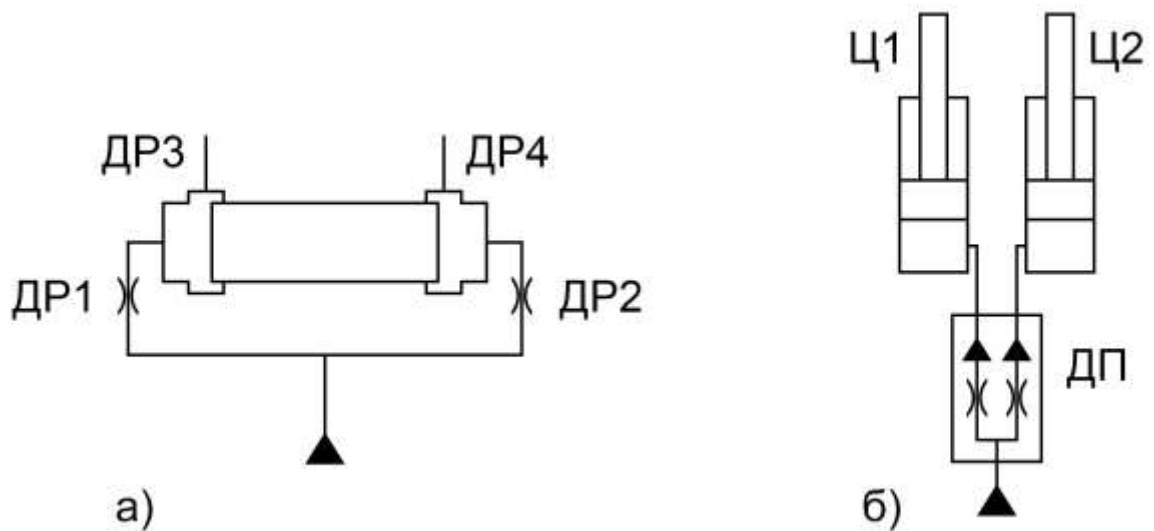


Рисунок 1.5 – Синхронізація швидкості руху штоків гідроциліндрів встановленням дільника потоку

В якості дільників потоку в промисловості застосовуються об'ємні та дросельні пристрої [20]. Нижче наведено короткий огляд конструкцій цих пристроїв, проведений на основі даних [20].

Найбільш розповсюдженим є шестеренний дільник потоку, конструкція якого представлена на рис. 1.6.

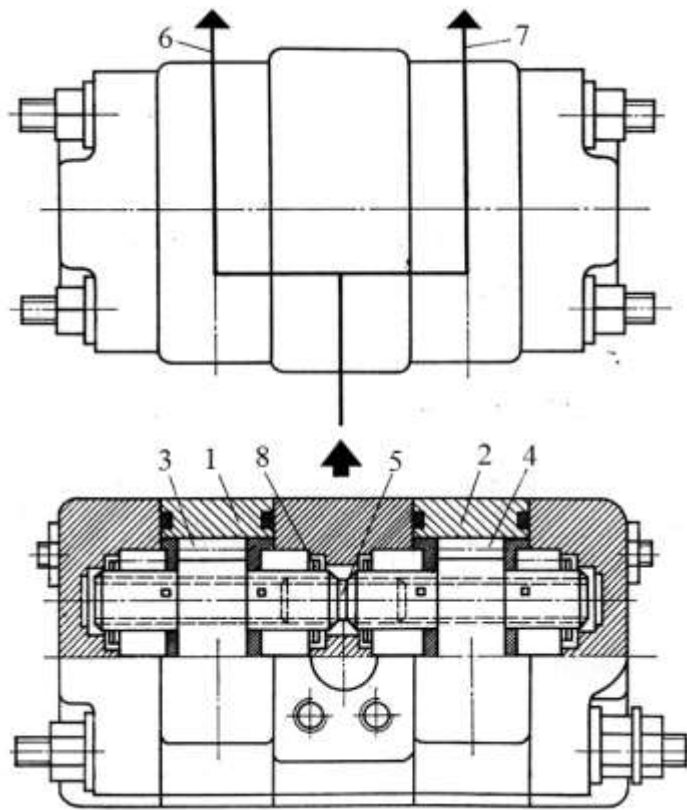


Рисунок 1.6 – Шестеренний дільник потоку: 1,2 – шестеренні універсальні гід-ромашини (секції); 3,4,6,7 – ведучі ротори; 5 – з'єднувальний вал; 8 – нагнітальний канал (загальна магістраль)

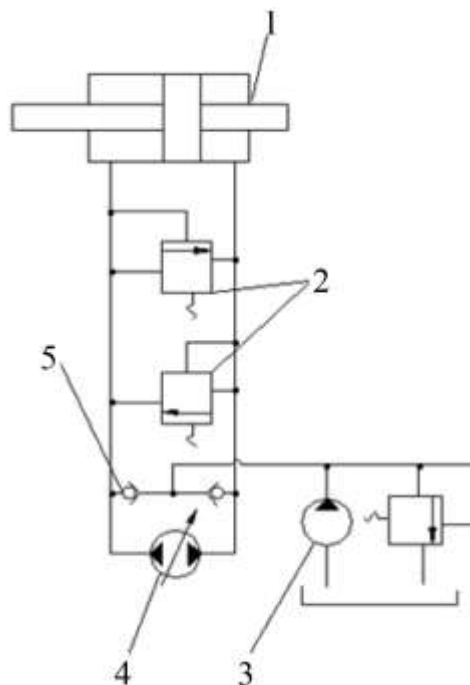


Рисунок 1.7 – Принципова схема функціонування зворотно-поступальної гідравлічної машини: 1 – гідроциліндр; 2 – запобіжний клапан; 3 – допоміжний насос; 4 – регульований насос; 5 – зворотний клапан

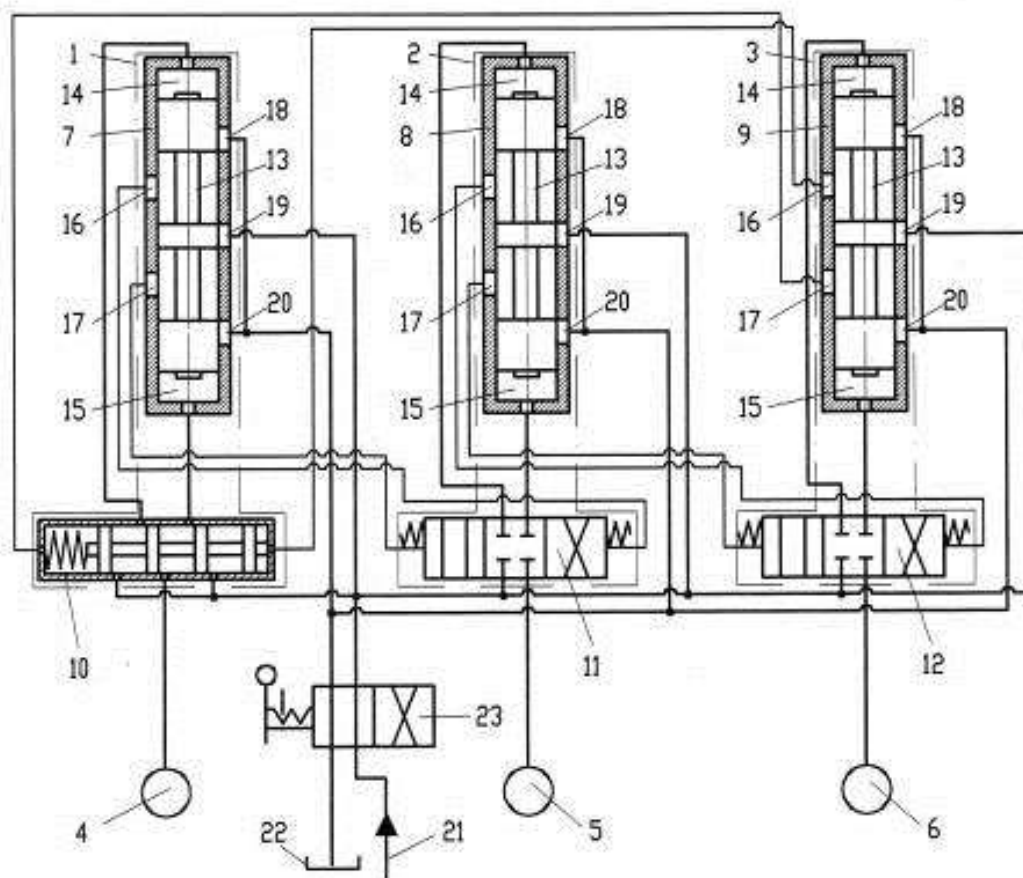


Рисунок 1.8 – Модульна дозуюча система:

1,2,3 – двоагрегатний модуль; 4,5,6 – контур споживача;
 7,8,9 – модуль дозування; 10,11,12 – гідророзподільник управління; 13 – плунжер;
 14,15 – торцеві робочі порожнини; 16,17,18,19,20 – канали; 21 – напірна магістраль;
 22 – бак; 23 – гідророзподільник перемикання.

Аналіз функціонування зворотно-поступальних гідравлічних машин показує, що їх також можливо застосовувати в якості об'ємних дільників потоку (дозуючих систем). Принципова схема такого способу наведена на рис. 1.7, приклад модульної дозуючої системи – на рис. 1.8.

В об'ємних дільниках робоча рідина від насосу поступає до дозатора обертання – два насос-мотора посаджені на спільний вал. Відношення витрат робочої рідини в гідролініях залежить від співвідношення робочих об'ємів насос-моторів. При номінальних навантаженнях на гідравлічних двигунах тиски в напірних лініях однакові, насос-мотори дозатора працюють у рівних умовах і витрати робочої рідини в лініях однакові. При несиметричному навантаженні

одна з машин працює в режимі насоса, а інша – в режимі гідромотора. Внаслідок цього співвідношення витрат рідини в лініях буде відрізнятися від номінального.

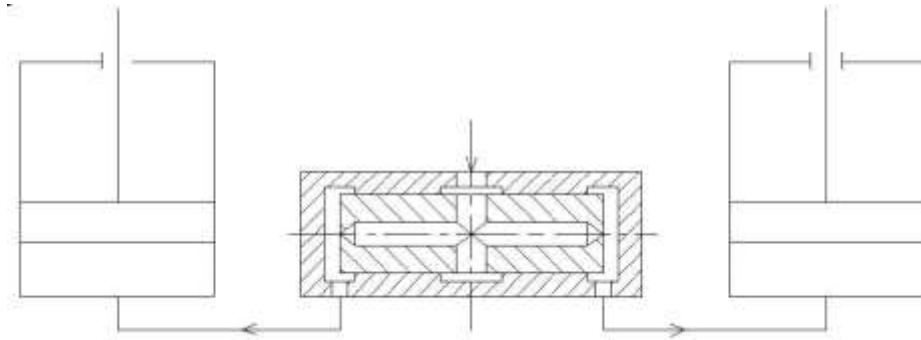


Рисунок 1.9 – Схема роботи дросельного дільника із забезпеченням співвідношення витрат

Принципова схема дроселів золотникового типу наведена на рис. 1.10.

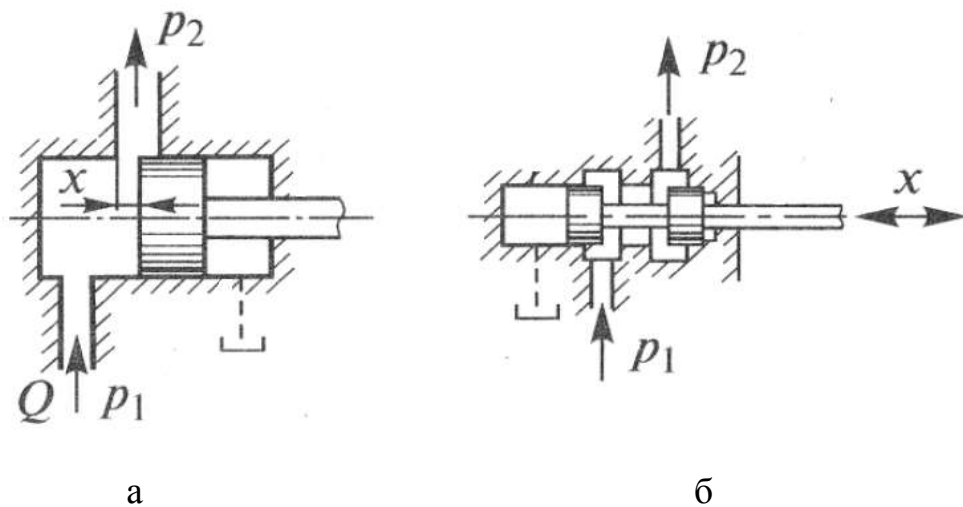


Рисунок 1.10 – Дроселі золотникового типу:

а – з однією щілиною; б – з декількома щілинами, з розвантаженням

В даний час здійснюються спроби переходу від дільників потоку золотникового типу до дільників, в конструкції яких золотниковий елемент відсутній. Приклади таких дільників потоку наведені на рис. 1.11.-1.14. Незважаючи на спрощення конструкції беззолотникові дільники потоку, внаслідок недостатньої розробки теоретичних основ розрахунку, не проходили випробування в установках з наявністю перехідних режимів роботи.

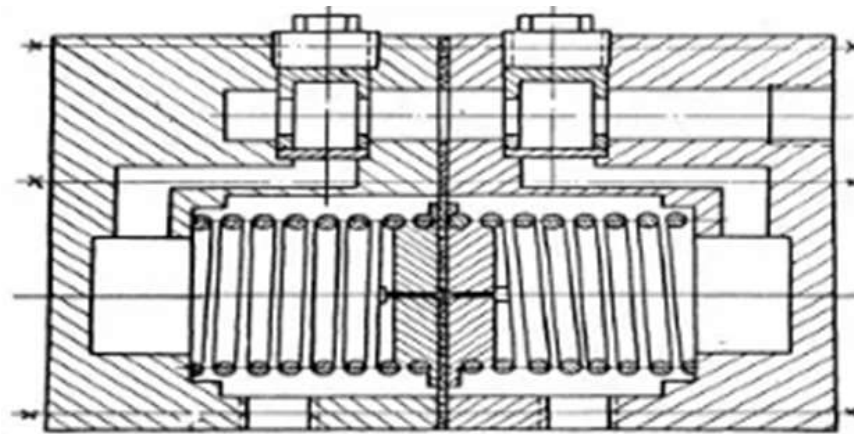


Рисунок 1.11 – Беззолотниковий дросельний дільник потоку,
пружинного типу.

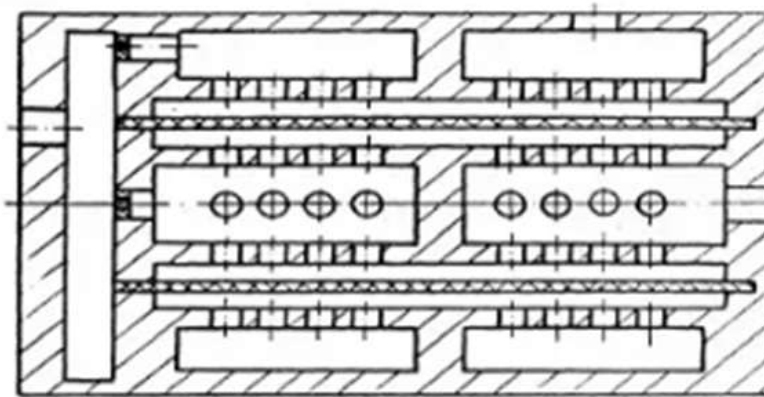


Рисунок 1.12 – Беззолотниковий дросельний дільник потоку,
з циліндричною мембраною.

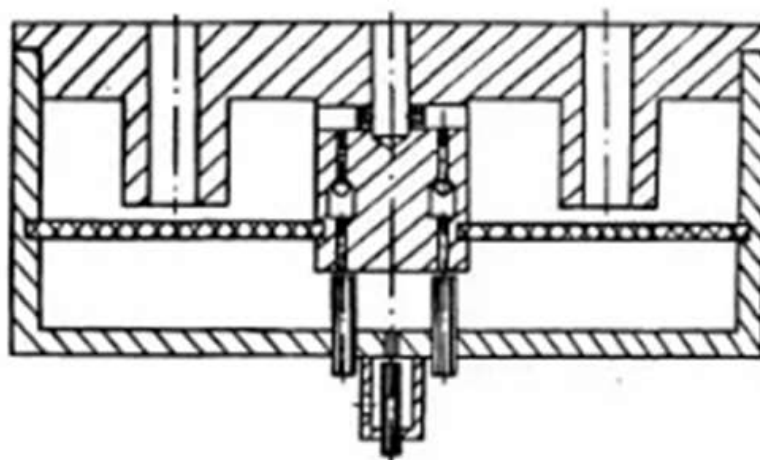


Рисунок 1.13 – Беззолотниковий дросельний дільник потоку,
мембранного типу з гідравлічним блокуванням

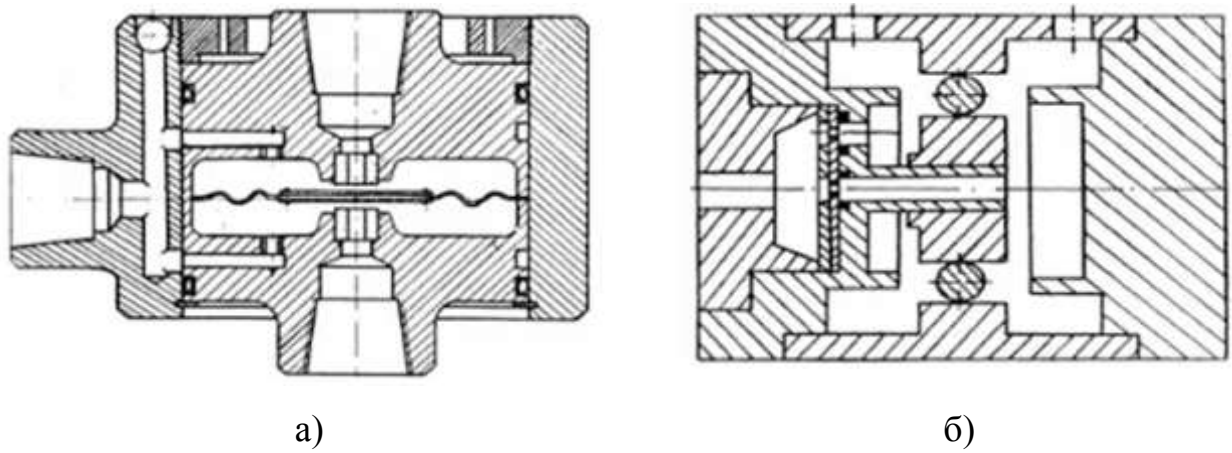


Рисунок 1.14 – Беззолотниковий дросельний дільник потоку,
а - з регулятором; б – з регулятором у вигляді пружного кільця.

Дільники кавітаційного типу (наприклад, струменеві-кавітаційного дільника з кавітаційними елементами у вигляді струменевих елементів типу «сопло-сопло», який представлений на рис. 1.15) як варіант розвитку конструкції дільників золотникового типу на даний описуються в окремих охоронних документах, однак їх використання обмежене недосконалими аналітичними методиками розрахунку, які не дозволяють виконати розрахунок гідравлічних характеристик при тиску вище 0,1 МПа.

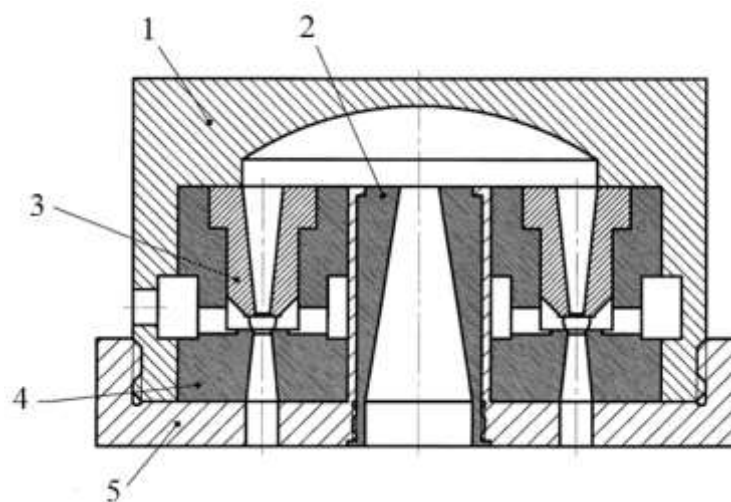


Рисунок 1.15 – Дільник кавітаційного типу з кавітаційними елементами у вигляді струменевих елементів типу «сопло-сопло» (сопло Вентурі):

1 – корпус; 2 – конфуз орне сопло; 3 – струменеві трубка; 4 – дифузоре
не приймальне сопло; 5 – кришка

Для зменшення похибок регулювання співвідношення витрат робочої рідини інколи паралельно дозаторам можуть включатись дроселі [20].

Таким чином, на базі аналізу літературних джерел в якості перспективної пропонується конструкція дільника потоку з додатковим зворотнім зв'язком по перепаду тиску в міждросельних камерах, теоретичне підґрунтя для розрахунку робочого процесу та експериментальні дані з роботи в перехідних режимах наведено в наступних розділах дисертаційної роботи.

1.5. Використання електрогідравлічного слідкуючого приводу зі зворотним зв'язком «Master-Slave» для синхронізації руху.

На сьогодні, найбільш поширеним рішенням завдання синхронізації гідравлічних двигунів є використання електрогідравлічного слідкуючого приводу зі зворотним зв'язком «Master-Slave» (рис. 1.16, 1.17).

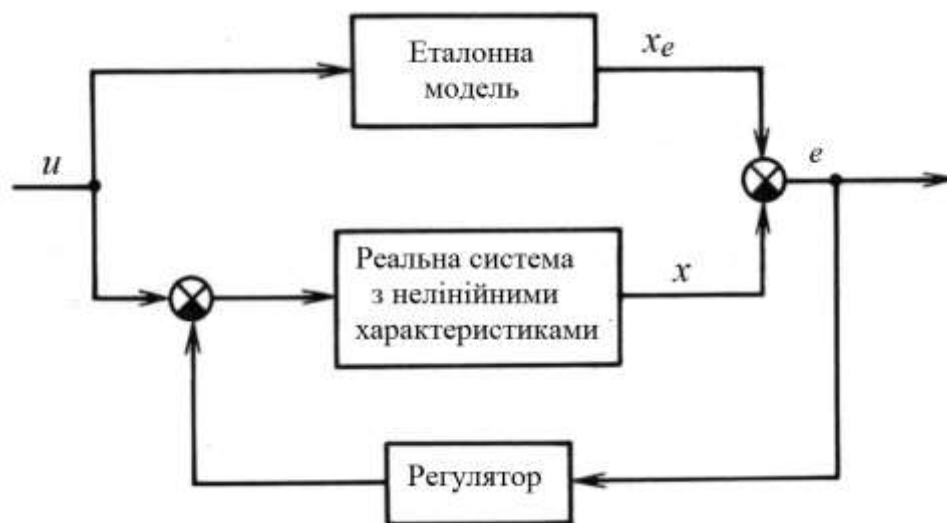


Рисунок 1.16 – Структурна схема нелінійного електрогідравлічного слідкуючого приводу з еталонною моделлю і регулятором

Даний метод синхронізації отримав широку популярність завдяки простоті конструкції і високим показникам точності синхронізації роботи обладнання.

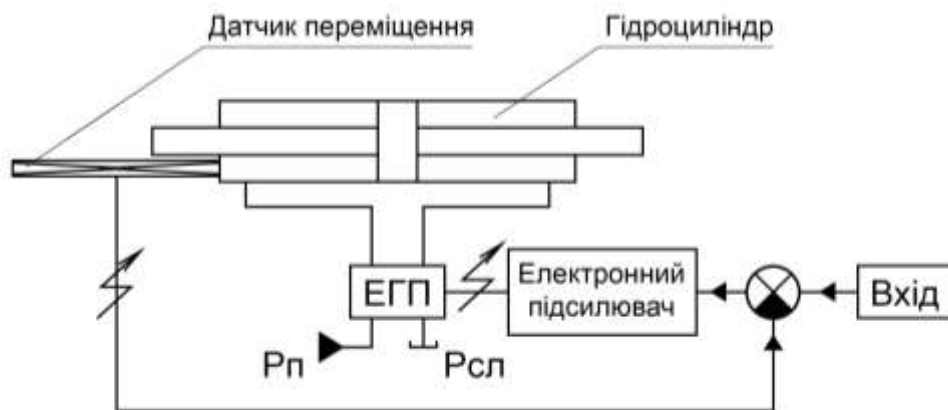


Рисунок 1.17 – Схема електрогідравлічного слідуючого приводу зі зворотним зв'язком по переміщенню штока гідроциліндра [50]

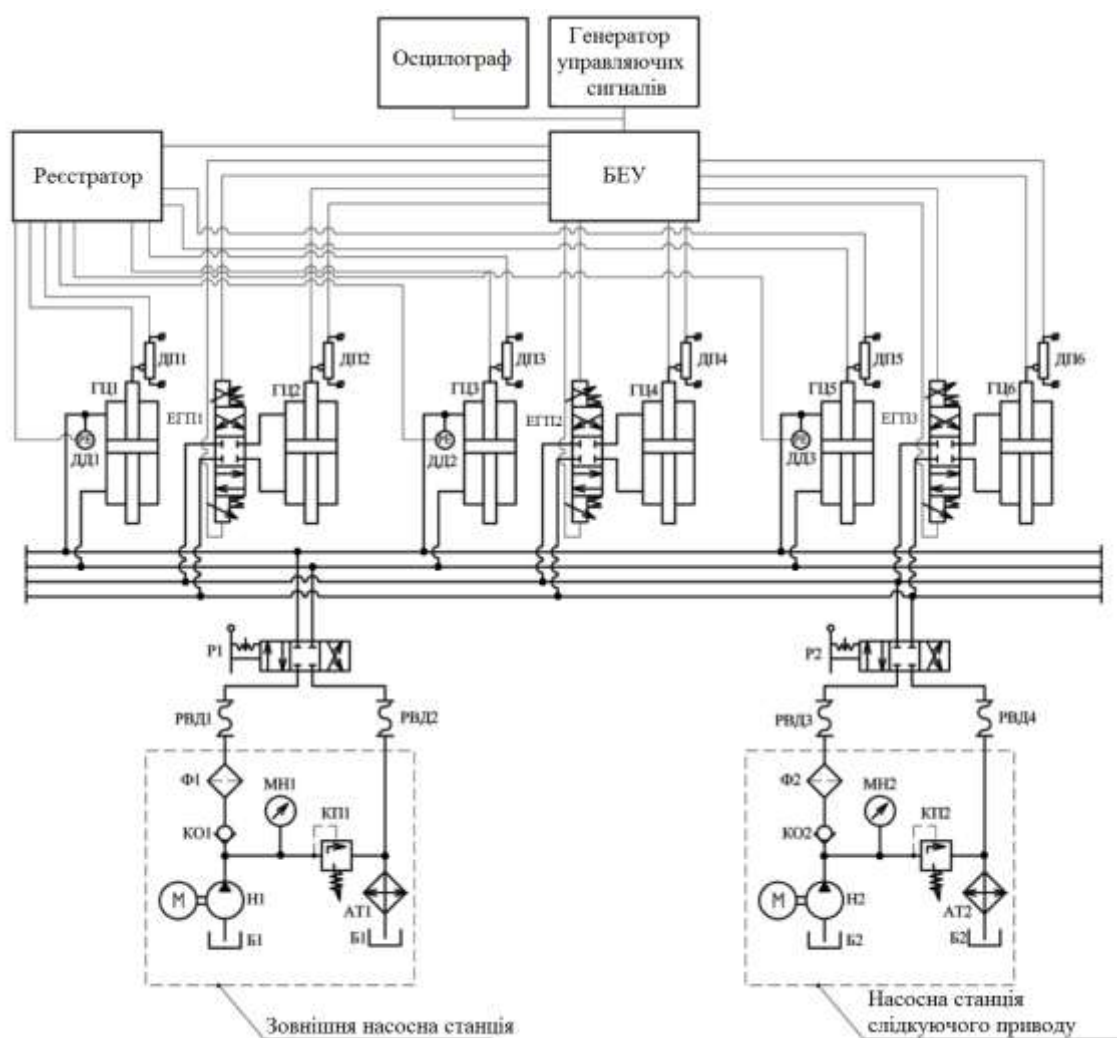


Рисунок 1.18 – Принципова електрогідравлічна схема експериментальної установки [54]

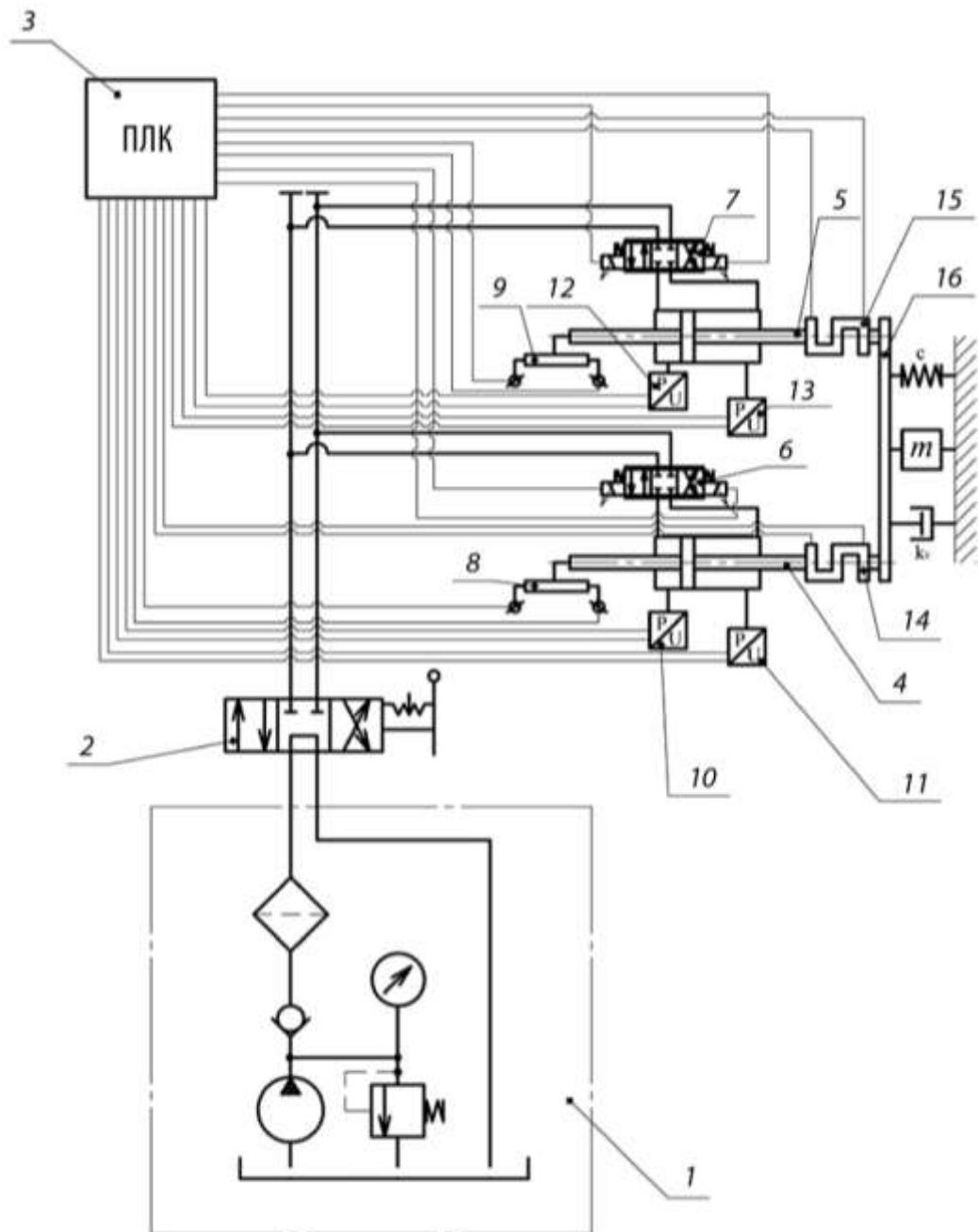


Рисунок 1.19.- Електрогідравлічна схема приводу [53]: 1 - насосна станція; 2 - розподільник гідравлічний; 3 - програмний логічний контролер; 4, 5 - гідравлічні циліндри; 6, 7 - електрогідравлічні підсилювачі; 8, 9 - датчики положення поршня; 10, 11, 12, 13 - датчики тиску; 14, 15 - датчики зусилля; 16 - загальне навантаження

Сучасні роботи [51.52], присвячені питанням синхронізації гідроприводів і проблематики перехідних режимів, аналізують даний процес тільки за умови

використання слідкуючого приводу за принципом «ведений - ведучий».

З іншого боку, забезпечення синхронізації руху гідравлічних двигунів гідросистем за допомогою електрогідравлічних приводів слідкуючої дії зі зворотним зв'язком, призводить до суттєвого ускладнення загальної системи і збільшення кількості контрольно-вимірювальних приладів (рис. 1.18, 1.19) [53,54].

В роботі [50] доведено, що оптимальною з точки зору робастності електрогідравлічний слідкуючий привід щодо навантаження на вихідній ланка є структурна схема лінійної моделі, в якій передбачені зворотні зв'язки по трьом змінним стану: переміщення, швидкості і прискорення штока гідроциліндра. Більш того, використання додаткових контрольно-вимірювальних приладів і програматорів або контролерів не тільки зменшує загальну надійність, але і не завжди припустимо до експлуатації в особливих умовах. В умовах підвищеної запиленості та вологості, використання датчик руху і швидкості може призводити до додаткових помилок і аварій системи в цілому.

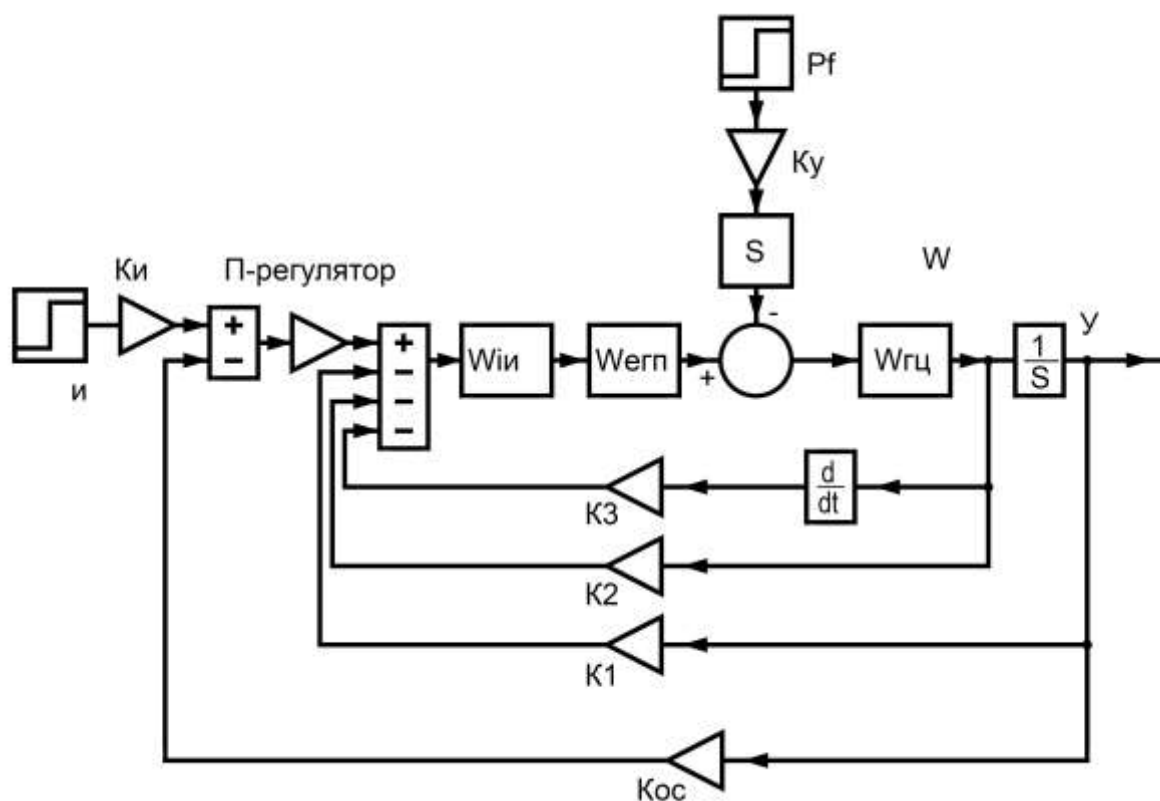


Рисунок 1.20 – Структурна схема електрогідравлічного слідкуючого приводу, зі зворотнім зв'язком по переміщенню штока гідроциліндра.

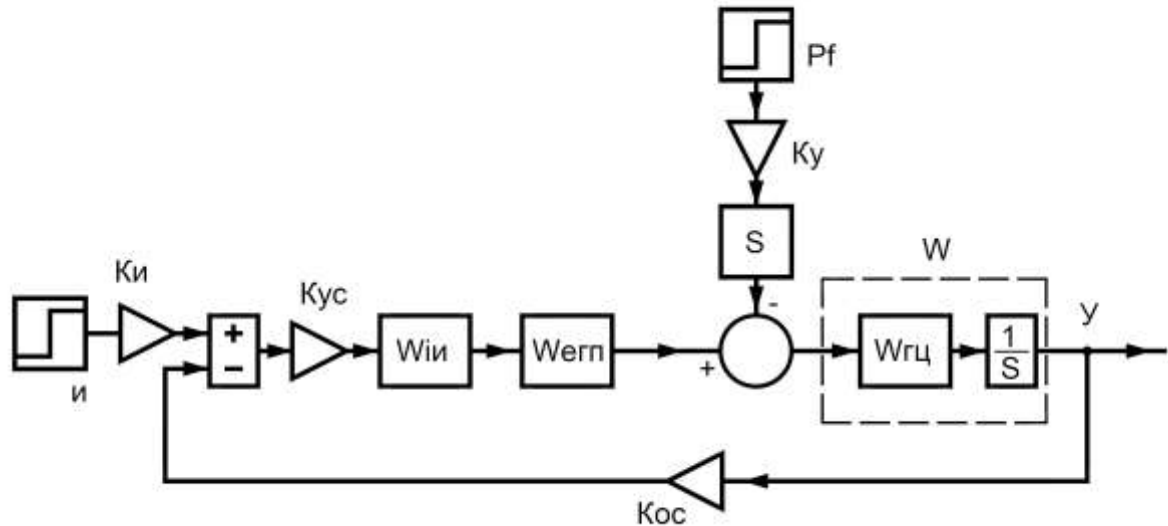


Рисунок 1.21 – Структурна схема електрогідравлічного слідкуючого приводу, зі зворотнім зв'язком по змінним стану

Одним із сучасних прикладів виконання гідравлічних систем, синхронізованих за допомогою контрольно-вимірювальної апаратури та контролера, є піднімальні системи компанії Larzer Hydraulics серії HAS Series [50] (рис. 1.22).

Підіймальна система має в комплекті насосну станцію, розподілювачі потоку, чотири гідравлічні циліндри SM01005 та систему контролю і керування, що дозволяє незалежно або одночасно рухати циліндри.

Програмний логічний контролер автоматично регулює витрату насоса, щоб забезпечити постійну швидкість роботи кожного циліндра. Система дозволяє піднімати до 64 циліндрів одночасно одним насосом.

Робота синхронізованих гідравлічних циліндрів (піднімання або опускання), відбувається рівномірно, з урахуванням компенсації навантаження, оскільки кожен циліндр отримує однакову кількість масла.

Контроль руху циліндрів відбувається за допомогою датчиків ультразвукового типу вимірювання, кабельного перетворювача або внутрішнього детектора ходу.



Рисунок 1.22 – Підіймальна система з синхронізованими гідравлічними циліндрами Larzer Hydraulics серії HAS Series.

Керування здійснюється за допомогою програмного логічного контролера через сенсорний екран або ноутбука з рідкокристалічним дисплеєм та включає можливість запису даних: хід і тиск кожного циліндра протягом тривалих періодів часу; показ графіки руху; з можливістю експорту даних до електронної таблиці. Він може бути запрограмований на підйом, спуск, поштовх або витягнення до заданої висоти або відстані.

1.6. Аналіз конструкцій дільників потоку робочої рідини.

Для синхронізації руху гідродвигунів можна використати дросельні й об'ємні дільники потоку [56-60]. Об'ємні дільники потоку мають більшу точність синхронізації, менш чутливі до несиметричності навантажень на гідравлічних двигунах. Дросельні дільники більше чутливі до несиметричності навантажень, забезпечують меншу точність синхронізації. Однак вони мають меншу вартість, у порівнянні з об'ємними, що спричиняється їхнє широке застосування для синхронізації переміщень гідравлічних двигунів.

Живлення всіх гідравлічних двигунів в гідравлічному приводі зазвичай здійснюється від одного насоса. Час включення, величина ходу (кут повороту), тривалість роботи додаткового гідродвигуна (гідродвигунів) не є постійною величиною. При цьому виникає основна проблема: забезпечення незалежності роботи синхронізованих гідродвигунів від включення (вимикання) додаткових гідравлічних пристроїв.

1.7 Висновки до першого розділу, постановка задачі досліджень.

В процесі роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами виникають додаткові проблеми, пов'язані з нестационарними режимами. Такі нестационарні режими роботи обумовлені наступними причинами:

- включенням (або виключенням) гідравлічних двигунів групового приводу, в результаті чого тиск на вході в дільник потоку різко змінюється;
- раптовою зміною навантаження на одному з гідравлічних двигунів.

Таким чином, на базі літературного огляду можна виділити наступні аспекти:

- питання аналізу точності синхронізації руху гідравлічних циліндрів в перехідних режимах залишилися не вирішеними;
- не виконано аналіз впливу раптової зміни навантаження на гідравлічних двигунах на точність синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів;

- не було розглянуто вплив параметрів гідравлічного дільника потоку на похибку синхронізації руху в перехідних режимах та час стабілізації швидкості руху двигунів при раптовій зміні навантаження;

- підстави вважати, що відсутність аналізу точності синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах, обумовлюють необхідність проведення досліджень в цьому напрямі з пошуком шляхів зменшення похибки синхронізації та аналізом ефективності отриманих результатів.

Метою дослідження є зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи гідравлічного агрегату.

Для досягнення мети були поставлені такі задачі:

– визначити похибку синхронізації дільником потоку швидкості руху штоків гідроциліндрів в перехідних режимах роботи;

– обґрунтувати можливість зменшення похибки синхронізації при застосуванні в дільнику потоку двощілинного дроселюючого розподільника та визначити параметри регульованого дроселя;

– експериментально підтвердити зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком.

Основні завдання досліджень опубліковані в [9,39,44].

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Загальна методика проведення досліджень

Для досягнення поставленої мети дисертаційної роботи проведено математичне моделювання робочого процесу в гідравлічному приводі з двощілинним дроселюючим розподільником. Натурні експерименти підпорядковано меті зіставлення їх результатів та теоретичних досліджень. Експериментальними дослідженнями проведено оцінку адекватності розробленої математичної моделі. Проведено аналіз отриманих експериментальних результатів та розроблено методику інженерного розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів.

2.2. Методи і засоби математичного моделювання

Математичне моделювання гідродинаміки потоків здійснювалося на базі класичних положень механіки рідини та газу і технічної гідромеханіки [61-63]. Розв'язання рівнянь математичної моделі здійснено за допомогою системи комп'ютерної математики MathCad [64,65] та авторської комп'ютерної програми Flow Divider. MathCad містить перевірені, надійні та ефективні символічні і чисельні алгоритми для вирішення широкого спектру математичних завдань, включаючи широко відомі бібліотечні чисельні алгоритми компанії NAG (Numeric Algorithm Group).

MathCad 15 дозволяє виконувати складні алгебраїчні перетворення та спрощення над полем комплексних чисел, знаходити кінцеві й нескінченні суми, добутки, межі та інтеграли, вирішувати в символічному вигляді та чисельно алгебраїчні (у тому числі трансцендентні) системи рівнянь і нерівностей, знаходити всі корені многочленів, вирішувати аналітично і чисельно системи звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь в окремих похідних.

2.3. Будова експериментальної установки

Для перевірки роботи гідроагрегата з синхронізацією швидкості руху гідравлічних двигунів ділянком потоку з двощільним дроселюючим розподільником, встановленим замість стандартних нерегульованих дроселів, створено експериментальний стенд, схема якого приведена на рис. 2.1.

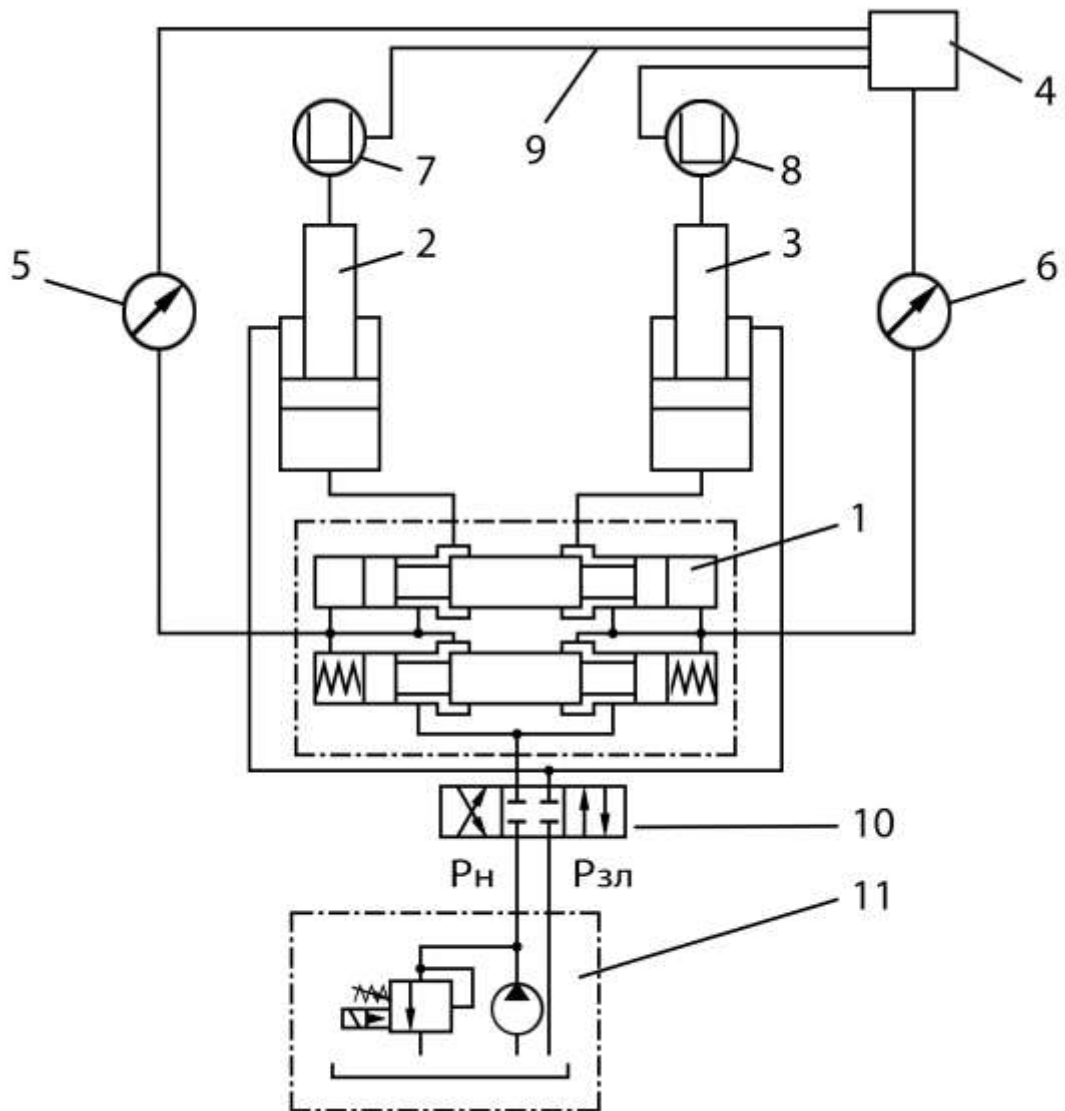


Рисунок 2.1 – Експериментальний стенд: 1 – діляник потоку;
2, 3 – гідроциліндри; 4 – комп'ютер; 5, 6 – датчики тиску; 7, 8 – датчики лінійного переміщення; 9 – кабелі; 10 – розподільник; 11 – насосна станція

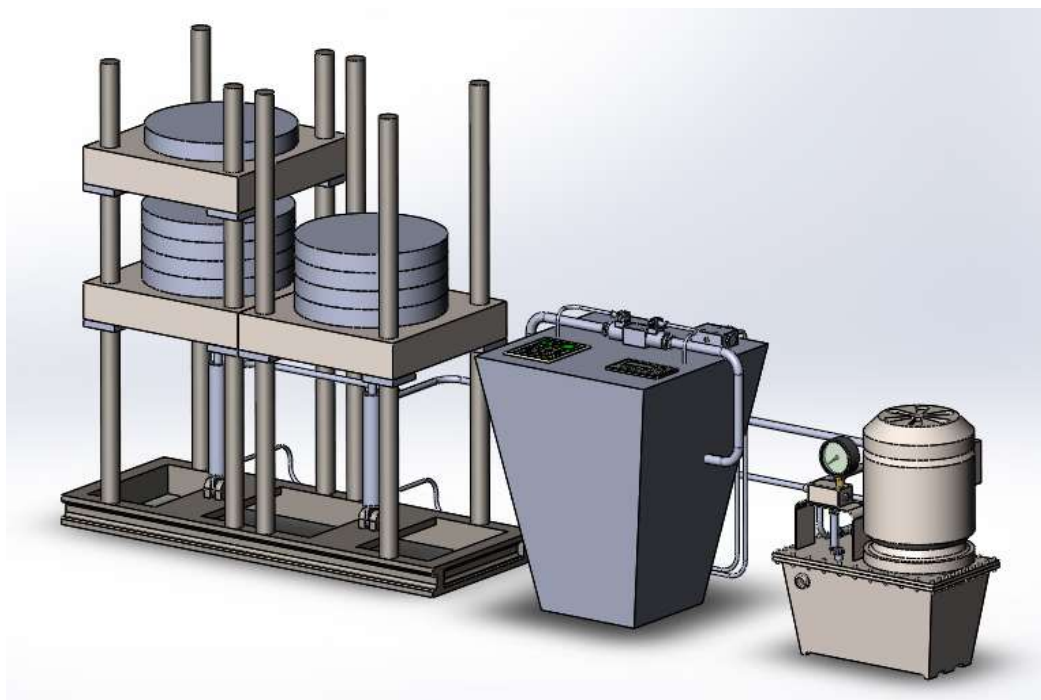


Рисунок 2.2 – Модель експериментальної установки



Рисунок 2.3 – Елементи експериментальної установки

Стенд складається з насосної станції 11, двох гідроциліндрів 2 і 3, встановлених вертикально, дільника потоку 1 з регульованими золотниковими дроселями. Для контролю тиску в міждросельній камері дільника потоку встановлені датчики тиску 5 і 6, переміщення штоків контролюється датчиками лінійних переміщень 7 і 8.

Зусилля на штоках гідравлічних циліндрів регулюється вантажем. Для миттєвої зміни зусилля одного з гідроциліндрів на спеціальній площадці встановлено додатковий вантаж.

Інформація про тиски в міждросельних камерах дільника потоку та переміщення штоків гідроциліндрів від датчиків по кабелях 9 передається на комп'ютер 4.

Комплектація стенду:

- два гідроциліндра (діаметр поршня 25 мм, діаметр штока 16 мм, хід 125 мм);
- розподільник з електричним керуванням;
- насосна станція (подача 6 л / хв, тиск 25 МПа);
- дільник потоку;
- датчики лінійного переміщення;
- манометри для вимірювання тиску на виході з насосної станції.

Гідроциліндри розташовані вертикально, переміщують вантаж 500 кг (5000 Н) На половині шляху один з гідроциліндрів навантажується додатковим вантажем вагою 100 кг (1000 Н).

В ході експерименту вимірюється швидкість руху штоків. Вимірювання здійснюється в місці додаткового навантаження гідроциліндра, довжина шляху, на якому здійснюється вимір 5 мм + (2-3 мм до початку додаткового навантаження). Також вимірюється тиск в міждросельних камерах дільника (вимірювання проводиться одночасно з вимірюванням швидкості) тиск 8-16 МПа, максимальна похибка датчика - 1%.

У загальному вигляді функціональна блок-схема вимірювань і графіків за результатами цих вимірів наведена на рис. 2.4.

У лабораторному стенді реалізація наведеного вище регулятора виконана на базі контролера LOGO 8-го покоління фірми Siemens, який є перевіреним часом промисловим рішенням в області автоматизації малих об'єктів. Контролер має в своєму складі входи і виходи для дискретних і аналогових сигналів що робить його універсальним в застосуванні і дозволяє підключати датчики зі стандартним виходом струму або напруги.

Програмування контролера виконується на мові логічних діаграм (рис. 2.4) або релейно-контактних схем. Крім того, середовище для розробки програмного забезпечення - LOGO Soft Comfort - дозволяє проводити емуляцію роботи контролера, а також в режимі on-line відслідкувати його стан.

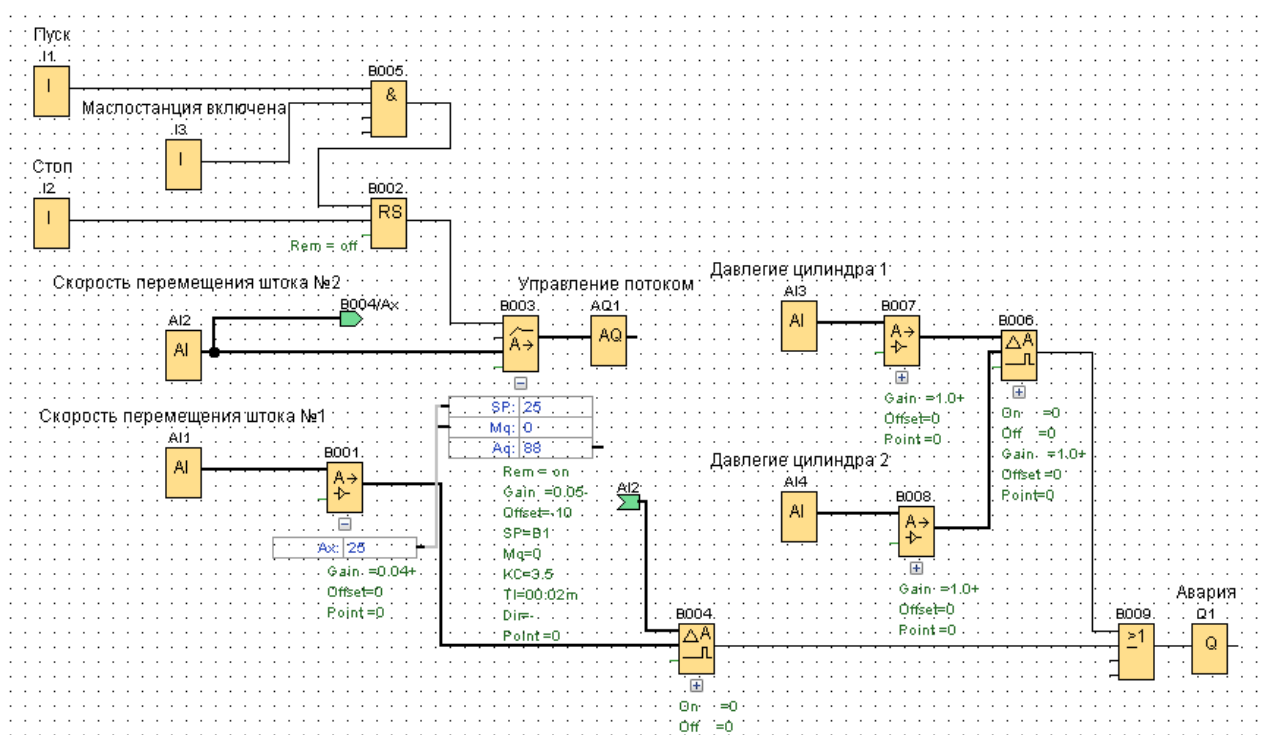


Рисунок 2.4 – Приклад програми контролера випробувального стенда.

На рис. 2.5 наведено приклад програми контролера випробувального стенду. На дискретні входи I1, I2 підключені кнопки «Пуск» і «Стоп» відповідно для управління роботою стенду. На вхід I3 подається сигнал про включення маслостанції. На аналогові входи AI1 і AI2 підключені сигнали з датчиків швидкості переміщення штоків. До аналоговим входам AI2 і AI3 підключені датчи-

ки тиску масла в циліндрах. Якщо тиск масла перевищить задане значення, контролер видасть сигнал аварії. Аварійною ситуацією також буде надмірна різниця в швидкості переміщення штоків гідроциліндрів.

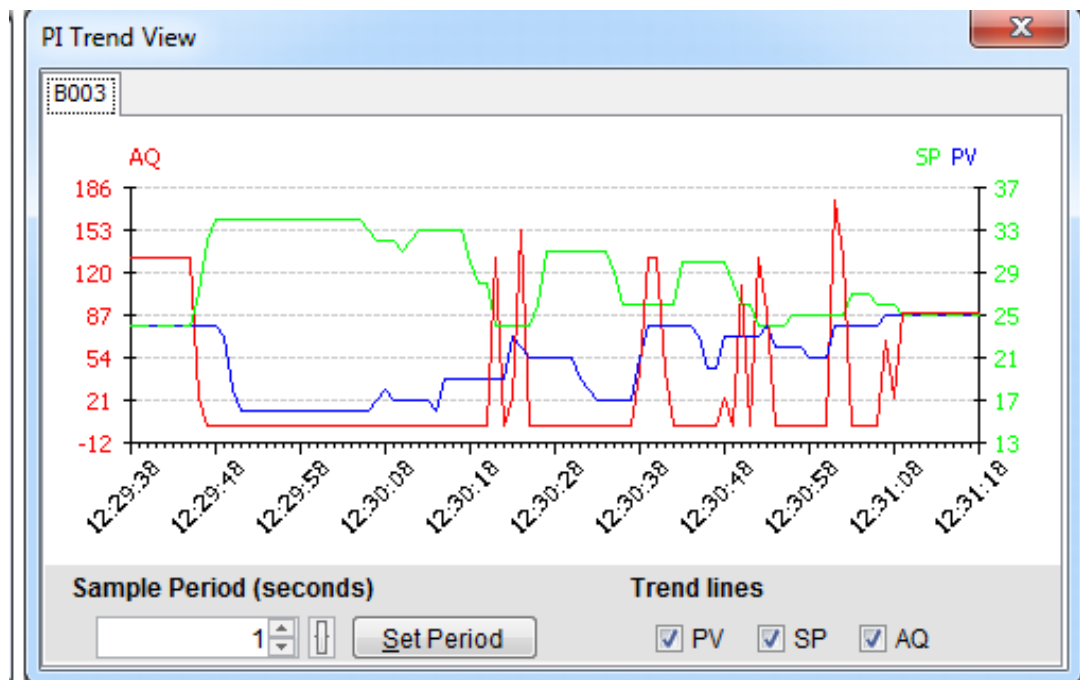
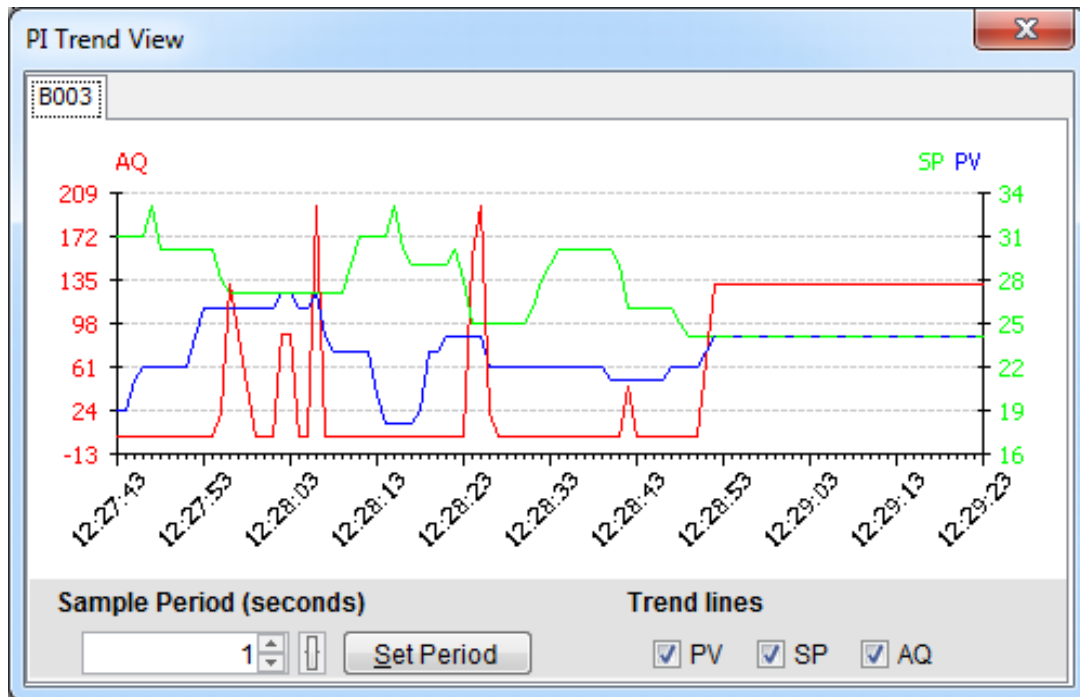


Рисунок 2.5 – Графіки роботи ПІД-регулятора. Швидкість переміщення штока №1 є сигналом завдання ПІД регулятора, вихідний сигнал якого підключений до AQ1.

На графіках (рис. 2.4) представлені криві, що ілюструють роботу регулятора, отримані в режимі емуляції.

Виміри проводилися за допомогою датчиків лінійного переміщення типу 8740 компанії Burster, діапазон виміру - 0 ... 100мм, точність - 0,25%. Шафа управління гідравлічним приводом представлений на рис.2.6.

При роботі стенду використовувалося масло класу HLP. Температура масла протягом усіх серій експерименту підтримувалася в межах 50-55°C. Тиск зливу дорівнював атмосферному. Всі електронні елементи приєднувались згідно вказаних інструкцій правил з експлуатації.

Шафа управління експериментальним гідравлічним приводом наведено на рис. 2.6.



Рисунок 2.6 – Шафа управління експериментальним гідравлічним приводом для синхронних переміщень робочих органів машин

2.4. Методика проведення експериментальних досліджень

Теоретичні дослідження, які були проведені у розділі 3, дозволили розпочати етап експериментальних випробувань виготовленого прототипу дресе-

льного дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком за перепадом тиску в міждросельних камерах в вкладі гідравлічного агрегату. До цього часу даних про математичні моделі, що описують динаміку руху синхронізованих гідравлічних двигунів та експериментальні дослідження у відкритих джерелах не висвітлено. Також, у відкритих джерелах відсутні широкі дані про теоретичне та практичне дослідження двощілинних дроселюючих розподільників, подібних до вказаної конструкції. Очевидно, що питання функціонування ГА для синхронних переміщень робочих органів механізму, питання визначення похибки швидкості руху вихідних ланок ГД для забезпечення потребують попереднього теоретичного вирішення з наступною експериментальною перевіркою. Отже, випробування дільника потоку виконувалося на спеціально створеному стенді, що імітує роботу механізму в усталеному режимі та при раптовій зміні навантаження на одному з гідравлічних двигунів. Експерименти реалізовувалися на базі СумДУ та ТОВ «Е.М.А.» (ліцензований постачальник автоматизованих систем керування на базі гідравлічних та пневматичних елементів).

Експериментальні дослідження мали декілька етапів:

- дослідження роботи пристрою для створення зусилля без застосування розробленого РГД;
- дослідження впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насосу на ступінь рівномірності руху шпильки, що поздовжньо деформується;
- перевірка можливості реалізації синхронізації обертів золотникового елемента дроселя з привідним валом кривошипного однопоршневого насосу, використовуючи запропоноване конструктивне рішення;
- перевірка дієздатності та надійності дросельного елемента у динамічному режимі;
- дослідження роботи пристрою для створення зусилля із застосуванням створеного прототипу РГД та підтвердження підвищення рівномірності руху шпильки;
- підтвердження адекватності математичної моделі роботи пристрою для створення зусилля та дросельного елемента.

2.5. Методика обробки результатів експериментальних досліджень.

Оцінка впливу похибок замірів на результати досліджень

Визначення похибки вимірів та результатів розрахунку основних характеристик експериментального зразка багатодвигунного гідравлічного привода базується на відпрацьованих методиках та рекомендаціях [66-68] щодо проведення інженерного експерименту в гідроаеромеханіці та основних методів обробки отриманих експериментальних даних. Спрощений алгоритм визначення похибки вимірів та результатів розрахунку детально описаний в роботі [69] та наводиться нижче. Детальний алгоритм подано в розділі 4.1 дисертаційної роботи.

Для визначення оптимальної кількості дослідів та досягнення найвищого ступеня точності й достовірності отриманих результатів, а також обробки цих результатів використано методи математичної статистики [70-72].

У ході проведення експерименту існує вірогідність виникнення двох родів помилок – випадкової та систематичної [70,71].

Випадкова помилка зменшує точність результатів експерименту. Аналіз такого роду помилки можливий за умов використання середньоквадратичного відхилення σ , що обчислюється за формулою [69]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n - 1}}, \quad (2.1)$$

де \bar{x} – середнє арифметичне значення; x – значення одиничного параметра; n – число вимірів.

Найбільша можлива помилка окремого виміру визначається за правилом трьох сигм [71]

$$\Delta = 3\sigma. \quad (2.2)$$

Двосторонній довірчий інтервал середнього арифметичного значення ε визначали за залежністю [71] за умови ймовірності його потрапляння в довірчий інтервал 95%

$$\varepsilon = t_p \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (2.3)$$

де t_p – критерій Стьюдента [70].

Середньоквадратична похибка непрямих вимірів [72]

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \Delta \cdot x_i \right)^2}. \quad (2.4)$$

де $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$.

Точність отриманих рівнянь регресії визначена за методикою найменших квадратів [71].

Систематична помилка зміщає однаковою мірою всі показники величин, які контролюються в ході проведення експерименту. Для виключення помилки такого роду всі прилади, що використані в ході дослідження, пройшли тарування за допомогою зразкових приладів в умовах проходження експерименту. Зв'язок приладів вимірювання з приладами на щиті контролю забезпечено з максимальною похибкою обробки сигналів у межах 1,5%.

2.6 Висновки до другого розділу

1. Представлено загальну методику проведення досліджень.
2. Визначено методи і засоби математичного моделювання.
3. Проведено опис експериментальної установки для проведення досліджень.
4. Розроблено та обґрунтовано методику експериментального дослідження.
5. Представлено методику обробки результатів досліджень та оцінювання адекватності запропонованої математичної моделі.

РОЗДІЛ 3
РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ
ПОХИБКИ СИНХРОНІЗАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ
ДРОСЕЛЬНИМ ДІЛЬНИКОМ ПОТОКУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ
РОБОТИ

3.1 Математична модель робочого процесу ГА для синхронізації руху
гідролічних двигунів з дросельним діляником потоку

Розрахункова схема гідравлічного агрегату для дослідження руху синхронізованих гідравлічних двигунів з дросельним діляником потоку приведена на рис. 3.1.

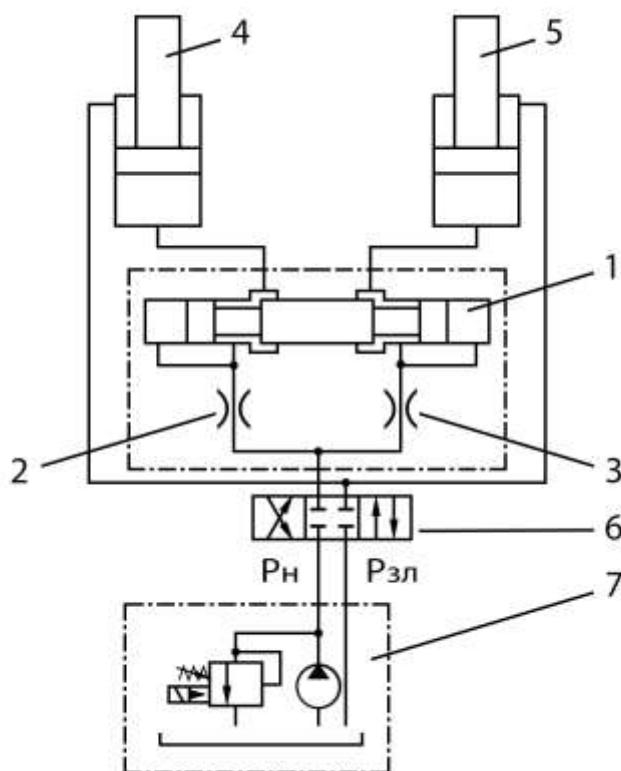


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема гідравлічного приводу для синхронних переміщень: 1 – золотник; 2, 3 – нерегульовані дроселі; 4, 5 – гідроциліндри; 6 – розподільник; 7 – насосна станція

Привід складається з двох гідроциліндрів 4 та 5, переміщення яких необхідно синхронізувати, дільника потоку дросельного типу, розподільника 6, та насосної станції 7. Рідина від насосної станції 7 через розподільник 6 поступає до дільника потоку. В дільнику рідина розділяється на дві частини, які через нерегульовані дроселі 2 і 3 та робочі щілини золотникового розподільника 1 поступають в камери гідравлічних двигунів 4, 5. Незалежно від навантаження на штоках гідроциліндрів на нерегульованих дроселях підтримується однаковий перепад тиску, за рахунок чого витрати через них будуть пропорційними площі дроселів. Але це твердження справедливе тільки для усталеної роботи гідравлічного приводу, коли навантаження не змінюються. В перехідних режимах золотник, внаслідок інерційності, не встигає забезпечити однакові перепади тиску на нерегульованих дроселях, тому виникає відхилення в швидкостях руху штоків гідроциліндрів.

Для аналізу нерівномірності руху розроблена математична модель, яка описує процеси, що відбуваються в елементах гідравлічного агрегату в перехідних режимах [73,74].

При складанні рівнянь динаміки руху гідравлічних двигунів використані припущення, які зазвичай застосовуються при аналітичних дослідженнях динамічних характеристик гідравлічних систем [20]:

- нестационарну течію робочої рідини в трубопроводах та дроселях вважаємо квазістационарною. Миттєві значення витрат через дроселі в перехідних режимах течії робочої рідини приймаємо такими ж, як і при усталеному режимі при тому ж перепаді тиску;
- довжина трубопроводів незначна, тому реальна робоча рідина з розподіленими параметрами заміняється наближеною моделлю з зосередженими параметрами. Параметри рідини (тиск, витрати) змінюються миттєво по всьому об'єму, обмеженому стінками порожнин, трубопроводів та елементами РГД;
- діаметри трубопроводів однакові. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від тиску РР, а їх пружні властивості враховуються приведеним об'ємним модулем

пружності;

– довжина трубопроводів та каналів значно перевищує їх діаметр, тому початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Вважаємо, що у ГА резонанс та гідравлічний удар відсутні;

– кавітація в трубопроводах та елементах ГА відсутня, немає розриву робочої рідини; швидкість звуку в робочій рідині з урахуванням пружних властивостей трубопроводів є сталою та значно більшою за швидкість руху робочої рідини. Вважаємо робочу рідину ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

– температура й в'язкість робочої рідини є сталими і дорівнюють їх середнім значенням за час роботи ГА.

Робота гідравлічного агрегату описується системою рівнянь, які включають [20,75]:

– рівняння руху штоків гідроциліндрів та регулюючих елементів гідроапаратів;

– рівняння витрат рідини через регулюючі елементи гідроапаратів;

– рівняння балансу витрат в порожнинах гідроапаратів з урахування переміщення регулюючих елементів та стискальності робочої рідини;

– вплив на роботу гідравлічних двигунів та регулюючих елементів контактного та в'язкого тертя.

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \sum F_i, \quad (3.1)$$

де m_i – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму;

y_i – переміщення поршня;

$\sum F_i$ – сума сил, прикладених до штоку.

$$\sum F_i = F_{pi} - F_{mi} - F_{fi}, \quad (3.2)$$

де F_{pi} – сила, зумовлена тиском робочої рідини на поршень;

F_{mi} – сила на робочому органі механізму, приведена до штоку;

F_{fi} – сила, що виникає внаслідок тертя.

$$F_{pi} = s_1 p_{1i} - s_2 p_2, \quad (3.3)$$

де s_1, s_2 – площі поршня поршневої та штокової порожнин гідروциліндра;

p_1, p_2 – тиск у порожнинах гідроциліндра.

$$\frac{d p_{1i}}{d t} = \frac{1}{\beta_{1i}} \left(Q_{2i} - s_1 \frac{d y_i}{d t} \right), \quad (3.4)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{1}{\beta_2} \left[s_2 \left(\frac{d y_1}{d t} + \frac{d y_2}{d t} \right) - Q_{2v} \right], \quad (3.5)$$

де β_{1i}, β_2 – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин;

Q_{2i} – витрати рідини через робочі щілини дільника потоку;

Q_{2v} – витрати рідини через робочу щілину розподільника.

$$\beta_{1i} = \frac{V_{l.i}}{E_l} + \frac{V_{e.i}}{E_{e.i}} + \frac{V_{g.i}}{n p_i}, \quad (3.6)$$

де V_{li} – об'єм робочої рідини,

V_{ei} – об'єм порожнини з пружними стінками;

V_{gi} – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;

E_i – модуль об'ємної пружності рідини;

E_{ei} – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;

n – коефіцієнт політропи.

$$V_{l,i} = V_{c,i} + s_1 y_i, \quad (3.7)$$

$$V_{l,2} = V_{c,2} + s_2 (2l - y_1 - y_2), \quad (3.8)$$

де V_{li} , V_{l2} – об'єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях,
 l – хід штоку.

$$Q_{11} = \mu_1 b_1 (x_0 + x_1) \sqrt{\frac{2|p_{t,1} - p_{11}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{t,1} - p_{11}), \quad (3.9)$$

$$Q_{12} = \mu_1 b_1 (x_0 - x_1) \sqrt{\frac{2|p_{t,2} - p_{12}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{t,2} - p_{12}), \quad (3.10)$$

$$Q_{ii} = \mu_t s_t \sqrt{\frac{2|p_{v,1} - p_{t,i}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{v,1} - p_{t,i}), \quad (3.11)$$

$$Q_{ii} = Q_{li}, \quad (3.12)$$

$$Q_{v,1} = \mu_v s_v \sqrt{\frac{2|p_p - p_{v,1}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_p - p_{v,1}) \quad (3.13)$$

$$Q_{v,2} = \mu_v s_v \sqrt{\frac{2|p_2 - p_d|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_2 - p_d), \quad (3.14)$$

$$Q_{v,1} = Q_{t,1} + Q_{t,2}, \quad (3.15)$$

$$Q_p = Q_{v,1} + Q_{vo} + Q_{hm}, \quad (3.16)$$

$$Q_{vo} = \begin{cases} 0 & \text{при } p_p < p_n \\ k_v \frac{p_p - p_n}{\Delta p_{v.n}} & \text{при } p_p > p_n \text{ та } Q_{vo} < Q_p \\ Q_p & \text{при } p_p > p_n \text{ та } Q_{vo} > Q_p \end{cases} \quad (3.17)$$

де μ_l – коефіцієнт витрат робочих щілин дільника потоку;

b_l – ширина робочої щілини дільника потоку;

x_0 – початковий зазор між золотником і гільзою дільника потоку;

x_l – зміщення золотника дільника потоку з нейтрального положення;

μ_v – коефіцієнт витрат робочих щілин розподільника;

s_v – площа робочих щілин розподільника;

p_2 – тиск на вході в дроселюючий елемент;

p_d – тиск на виході з дроселюючого елемента;

Q_p – подача насоса;

Q_w – витрати через переливний клапан;

Q_{lm} – витрата рідини в напірній лінії насоса, зумовлена роботою інших гідравлічних двигунів.

$$F_{f.i} = F_{fv.i} + F_{fk.i}, \quad (3.18)$$

$$F_{f.v.i} = k_{v.i} \frac{d y_i}{d t}, \quad (3.19)$$

$$F_{f.k} = \begin{cases} |F_{fd}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ F_a & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{fps}| > |F_a|, \\ |F_{fps}| \operatorname{sgn}(F_a) & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{fps}| < |F_a| \end{cases} \quad (3.20)$$

де F_{fvi} – сила в'язкого в тертя;

F_{fki} – сила контактної тертя;

k_{vi} – коефіцієнт в'язкого тертя;

F_{fd} – сила тертя при русі механізму;

F_{fps} – сила тертя при зупинці механізму;

v – швидкість руху штока;

F_a – сума активних сил, що діють на шток.

До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає в результаті роботи механізму.

Результати розрахунку швидкості руху штоків гідроциліндрів при рапто- вому збільшенню навантаження на гідроциліндрі 5 на $\Delta F_m = 0,2F_{m,0}$ приведені на рис. 3.2. Для зручності результати надано у безрозмірному вигляді. За еталон для приведення до безрозмірного виду прийнята швидкість руху штоків в уста- леному режимі при симетричному навантаженні v_0 :

$$\bar{v}_1 = \frac{v_1}{v_0}, \quad \bar{v}_2 = \frac{v_2}{v_0}, \quad \delta v = \frac{v_1 - v_2}{v_0},$$

де v_1, v_2 – швидкості руху штоків.

Відхилення швидкості руху від номінальної зумовлюється тим, що золо- тник діляника потоку не може миттєво змінити площу регульованого дроселя. Для того, щоб перепад тиску на нерегульованих дроселях встановився однако- вий перепад тиску потрібен деякий час (рис. 3.2).

До безрозмірного виду тиски приводилися за наступними залежностями:

$$\bar{p}_{t1} = \frac{P_{t1}}{P_{t0}}, \quad \bar{p}_{t2} = \frac{P_{t2}}{P_{t0}}, \quad \delta p_t = \frac{P_{t2} - P_{t1}}{P_{t0}},$$

З рис. 3.3 видно, що швидкість руху штоків гідроциліндрів та тиск в мі- ждросельних камерах діляника потоку змінюються за аналогічними залежно- стями.

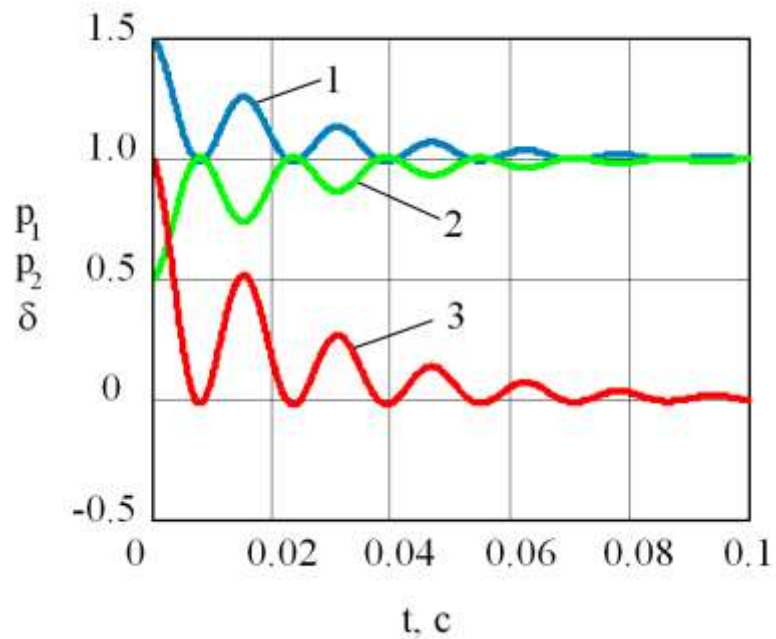


Рисунок 3.2 – Тиски в міжросельних камерах ділянки потоку при раптовій зміні навантаження: 1 – \bar{p}_{t1} ; 2 – \bar{p}_{t2} ; 3 – δp

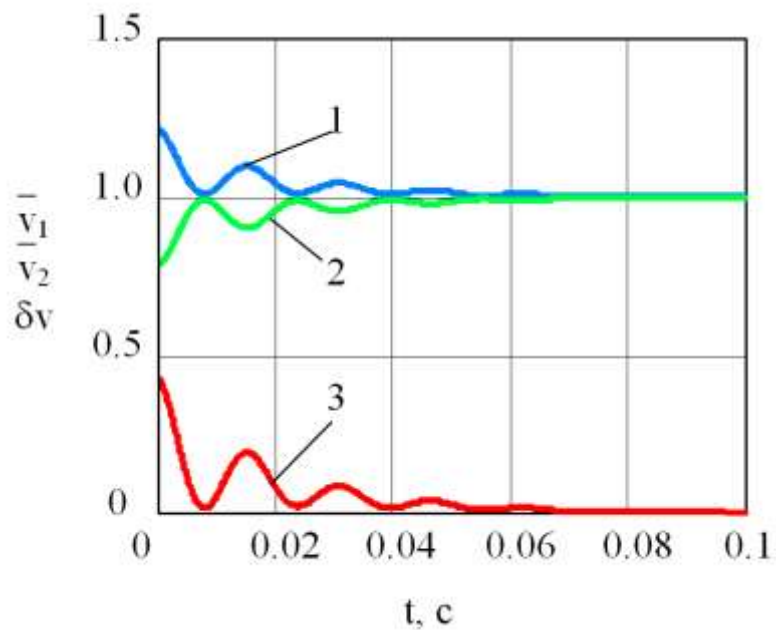


Рисунок 3.3 – Швидкості руху штоків гідроциліндрів при раптовій зміні навантаження: 1 – \bar{v}_1 ; 2 – \bar{v}_2 ; 3 – δv

Такий результат пояснюється тим, що швидкість залежить від витрат через дроселі ділянки потоку, а витрати в свою чергу, залежать від перепаду тиску на нерегульованому дроселі.

3.2. Профілювання регульованого дроселя двоцілинного дроселюючого розподільника

Оскільки витрати через дросель визначаються залежністю (3.11), то напрошується рішення замість нерегульованих дроселів поставити двоцілинний дроселюючий розподільник (рис. 3.4). Положення золотника 4 в розподільнику залежить від перепаду тисків в міждросельних камерах та жорсткості пружин 2, 3.

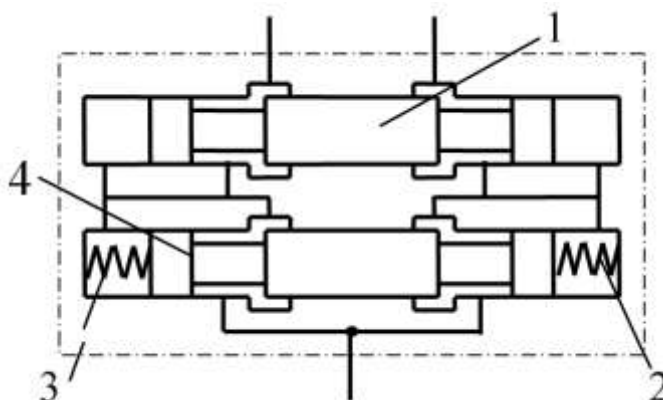


Рисунок 3.4 – Дільник потоку з двоцілинним дроселюючим розподільником: 1, 4 – золотник, 2, 3 – центруючі пружини

Робоча рідина поступає в дільник потоку і, розділяючись, через робочі щілини золотникового розподільника 4 поступає у торцеві камери золотника 1 та золотника 4. Якщо навантаження на гідродвигунах однакові, то тиски на виході з дільника потоку будуть однаковими, золотник 1 та 4 знаходяться в нейтральному положенні. При зміні навантаження на гідродвигунах, тиски в гідролініях зміняться, що призведе до зміни тиску в міждросельних камерах дільника потоку. При цьому золотники 1 та 4 переміщуються таким чином, що робочі щілини в менш навантаженій лінії зменшуються, а в більш навантаженій – збільшуються. Коли тиски в міждросельних камерах зрівняються, золотник 1 залишиться в новому положенні, а золотник 4 за рахунок центруючих пружин 2, 3 повернеться в нейтральне положення. Переміщення золотника 1 забезпечує

однакові опори гідроліній, однаковий перепад тиску на робочих щілинах золотника 4. Оскільки площа робочих щілин золотника 4 в нейтральному положенні однакова, то і витрати в гідролініях будуть однаковими, що забезпечує синхронізацію руху гідравлічних двигунів.

З (3.11), враховуючи що $Q_{ti} = v_0 s_1$, отримуємо залежність площі робочих щілин золотника 4 від тисків в міждросельних камерах, виходячи з умови $Q_{ti} = const$

$$s_{t.i} = \frac{v_0 s_1}{\mu_t \sqrt{\frac{2|p_{v.1} - p_{t.i}}{\rho}}}. \quad (3.21)$$

Залежність площі робочих щілин золотника 4, віднесеної до площі робочих щілин при нейтральному положенні, від перепаду тиску в міждросельних камерах приведена на рис. 3.5.

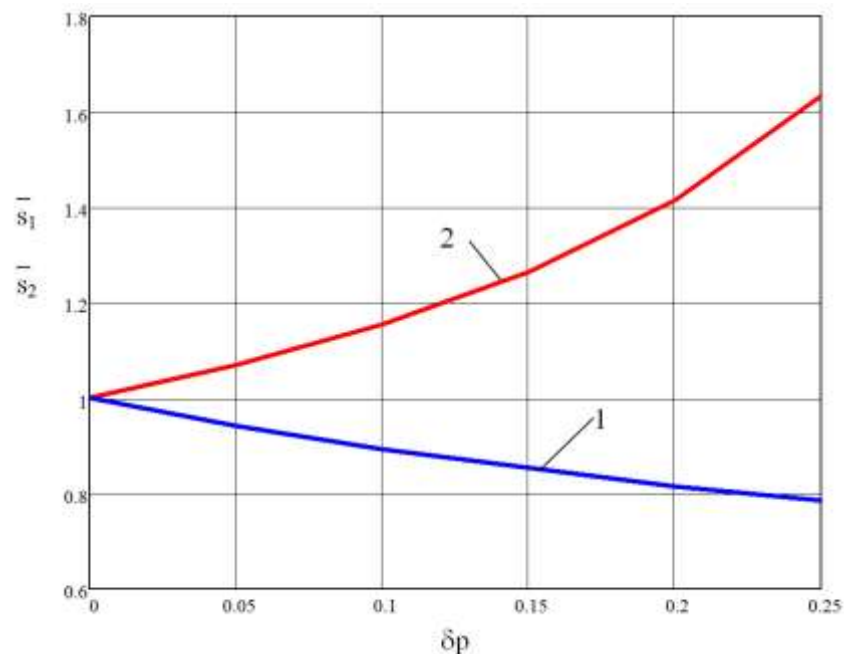


Рисунок 3.5 – Залежність площі дроселюючої щілини дільника потоку від перепаду тисків в міждросельних камерах: 1 – \bar{s}_1 ; 2 – \bar{s}_2

Мінімальна площа дроселюючої щілини золотника виходячи з (3.21) при $\delta p = 0,25$ $\bar{s}_1 = 0,784$, максимальна – $\bar{s}_2 = 1,633$

З розрахункової схеми ділянка потоку (рис. 3.4) видно, що зміщення золотника 4 пропорційне перепаду тисків в міждросельній камері. Тому залежність (рис. 3.5) дозволяє виконати профілювання робочих щілин золотника 4.

Зміщення золотника в двощілинному дроселюючому розподільнику визначається за формулою

$$x_3 = \frac{\pi d_3^2 \Delta p}{4k_{np}} \quad (3.22)$$

де d_3 – діаметр золотника;

k_{np} – коефіцієнт жорсткості центруючих пружин;

Δp - перепад тиску в міждросельних камерах ділянка потоку.

Максимальне зміщення

$$x_{3\max} = \frac{\pi d_3^2 \Delta p_{\max}}{4k_{np}} \quad (3.23)$$

де $x_{3\max}$ – максимальне зміщення золотника;

Δp_{\max} – максимальний перепад тиску.

Відносне зміщення $\bar{x}_3 = \frac{x_3}{x_{3\max}}$

$$\bar{x}_3 = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\max}} \quad (3.24)$$

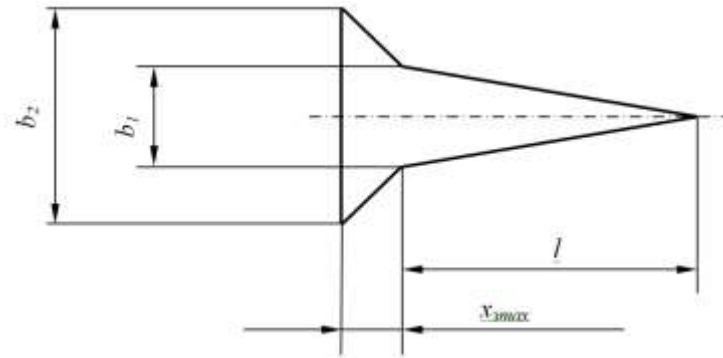


Рисунок 3.6 – Профіль робочої щілини регульованого дроселя двоцілинного дроселюючого розподільника

Площа дроселюючої щілини визначається за формулою

$$s_3 = \begin{cases} \frac{b_1(l+x)^2}{2l} & \text{при } x < 0 \\ \left[b_1 + \frac{(b_2-b_1)x}{x_{3\max}} \right] x + \frac{b_1 l}{2} & \text{при } x > 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

На рис. 3.7 приведено порівняння теоретично необхідної площі регульованого дроселя і площі дроселя, спрофільованого згідно рис. 3.6.

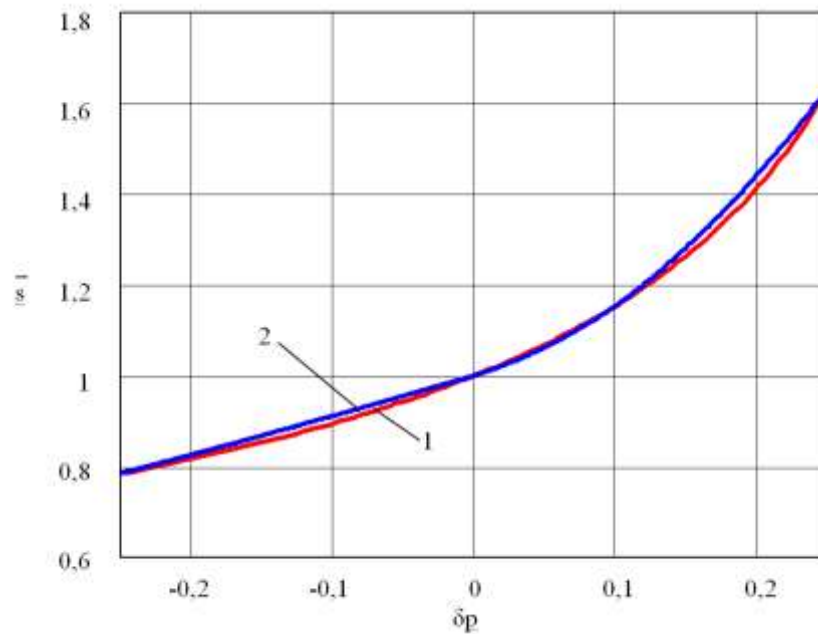


Рисунок 3.7 – Площі робочої щілини регульованого дроселя двоцілинного дроселюючого розподільника 1 – теоретична; 2 – профільована

3.3. Дослідження динаміки руху гідравлічних циліндрів в ГА з дільником потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах

Розрахункова схема гідравлічного агрегату для дослідження руху синхронізованих гідравлічних двигунів з дільником потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах приведена на рис. 3.13.

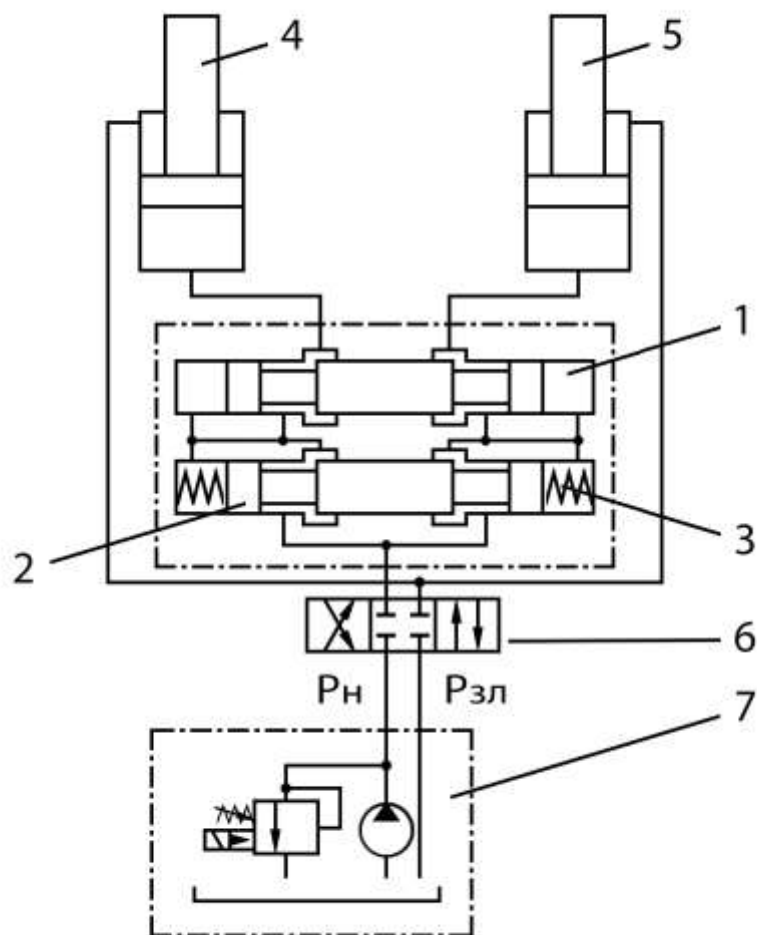


Рисунок 3.13 – Розрахункова схема гідравлічного агрегату для синхронізованих переміщень з дільником потоку з додатковим зворотним зв'язком за перепадом тиску в міжросельній камері: 1 – золотник; 2 – золотник двощілинного дроселюючого розподільника, 3 – центруючі пружини; 4, 5 – гідроциліндри; 6 – розподільник; 7 – насосна станція

Робота гідравлічного агрегату описується системою рівнянь, які включають:

- рівняння руху штоків гідроциліндрів;
- рівняння руху золотника двоцілинного дроселюючого розподільника;
- рівняння руху золотника дільника потоку;
- рівняння витрат рідини через золотникові дроселі;
- рівняння балансу витрат в порожнинах гідроапаратів з урахування переміщення регулюючих елементів та стискальності робочої рідини;
- вплив на роботу гідравлічних двигунів та регулюючих елементів контактного та в'язкого тертя.

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{d t^2} = \sum F_1, \quad (3.27)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{d t^2} = \sum F_2, \quad (3.28)$$

$$m_{31} \frac{d^2 x_{31}}{d t^2} = \sum F_{31}, \quad (3.29)$$

$$m_{32} \frac{d^2 x_{32}}{d t^2} = \sum F_{32}, \quad (3.30)$$

де m_1, m_2 – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму;

y_1, y_2 – переміщення штоку;

$\sum F_1, \sum F_2$ – сума сил, прикладених до штоку;

m_{31} , – приведена маса золотника двоцілинного дроселюючого розподільника;

x_{31} – переміщення золотника двоцілинного дроселюючого розподільника;

$\sum F_{31}$ – сума сил, прикладених до золотника двоцілинного дроселюючого розподільника;

m_{32} – приведена маса золотника дільника потоку;

x_{32} – переміщення золотника дільника потоку;

$\sum F_{32}$ – сума сил, прикладених до золотника дільника потоку.

$$\sum F_1 = F_{p1} - F_{m1} - F_{f1}, \quad (3.31)$$

$$\sum F_2 = F_{p2} - F_{m2} - F_{f2}, \quad (3.32)$$

$$\sum F_{31} = F_{p31} - F_{np} - F_{f31}, \quad (3.33)$$

$$\sum F_{33} = F_{p32} - F_{f32}, \quad (3.34)$$

де F_{p1}, F_{p2} – сили, зумовлені тиском робочої рідини на поршень відповідного гідрравлічного двигуна;

F_{m1}, F_{m2} – сили на робочому органі механізмі, приведені до штоку відповідного гідрравлічного двигуна;

F_{f1}, F_{f2} – сили, що виникають внаслідок тертя на штоку відповідного гідрравлічного двигуна;

F_{p1} – сила, зумовлена тиском робочої рідини на торці золотника двоцілінного дроселюючого розподільника;

F_{np} – сила, зумовлена стисненням пружин двоцілінного дроселюючого розподільника;

F_{f31} – сила, що виникає внаслідок тертя на золотнику двоцілінного дроселюючого розподільника;

F_{p2} – сила, зумовлена тиском робочої рідини на торці золотника дільника потоку;

F_{f32} – сила, що виникає внаслідок тертя на золотнику дільника потоку.

$$F_{p1} = s_1 p_{11} - s_2 p_2, \quad (3.35)$$

$$F_{p2} = s_1 p_{21} - s_2 p_2, \quad (3.36)$$

$$F_{p31} = s_{31} (p_{\delta 1} - p_{\delta 2}), \quad (3.37)$$

$$F_{p32} = s_{32} (p_{\delta 1} - p_{\delta 2}), \quad (3.38)$$

де s_1, s_2 – площі поршня поршневої та штокової порожнин гідроциліндра;

p_{11}, p_{12}, p_2 – тиски у порожнинах гідроциліндра;

s_{31} – площа торця золотника двоцілінного дроселюючого розподільника;

$p_{\partial 1}, p_{\partial 2}$ – тиск у міждросельних камерах дільника потоку;

s_{32} – площа торця золотника дільника потоку.

$$\frac{d p_{11}}{d t} = \frac{1}{\beta_{11}} \left(Q_{21} - s_1 \frac{d y_1}{d t} \right), \quad (3.39)$$

$$\frac{d p_{21}}{d t} = \frac{1}{\beta_{21}} \left(Q_{22} - s_1 \frac{d y_2}{d t} \right), \quad (3.40)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{1}{\beta_2} \left[s_2 \left(\frac{d y_1}{d t} + \frac{d y_2}{d t} \right) - Q_{2v} \right], \quad (3.41)$$

$$\frac{d p_{\partial 1}}{d t} = \frac{1}{\beta_{\partial 1}} (Q_{11} - Q_{21}), \quad (3.42)$$

$$\frac{d p_{\partial 2}}{d t} = \frac{1}{\beta_{\partial 2}} (Q_{12} - Q_{22}), \quad (3.43)$$

$$\frac{d p_{1v}}{d t} = \frac{1}{\beta_{v1}} (Q_{1v} - Q_{11} - Q_{12}), \quad (3.44)$$

$$\frac{d p_p}{d t} = \frac{1}{\beta_p} (Q_p - Q_w - Q_m), \quad (3.45)$$

де $\beta_{11}, \beta_{21}, \beta_2$ – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин гідравлічних двигунів;

$\beta_{\partial 1}, \beta_{\partial 2}$ – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин міждросельних камер;

p_{1v} – тиск на вході в дільник потоку;

β_{v1} – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнини між розподільником та дільником потоку;

- p_p – тиск в напірній лінії насосу;
- β_p – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнини напірної лінії від насоса до розподільника;
- Q_{21}, Q_{22} – витрати рідини через робочі щілини діляника потоку;
- Q_{2v} – витрати рідини через робочу щілину розподільника;
- Q_{11}, Q_{12} – витрати рідини через робочі щілини двощілинного дроселюючого розподільника;
- Q_p – подача насоса;
- Q_w – витрати через переливний клапан;
- Q_{1m} – витрата рідини в напірній лінії насоса, зумовлена роботою інших гідровлічних двигунів.

$$\beta_{11} = \frac{V_{11}}{E_p} + \frac{V_{e.11}}{E_{e.11}} + \frac{V_{g.11}}{n p_{11}}, \quad (3.46)$$

$$\beta_{21} = \frac{V_{21}}{E_p} + \frac{V_{e.21}}{E_{e.21}} + \frac{V_{g21}}{n p_{21}}, \quad (3.47)$$

$$\beta_2 = \frac{V_2}{E_p} + \frac{V_{e.2}}{E_{e.3}} + \frac{V_{g2}}{n p_2}, \quad (3.48)$$

$$\beta_{\partial 1} = \frac{V_{\partial 1}}{E_p} + \frac{V_{e.\partial 1}}{E_{e.\partial 1}} + \frac{V_{g\partial 1}}{n p_{\partial 1}}, \quad (3.49)$$

$$\beta_{\partial 2} = \frac{V_{\partial 2}}{E_{p2}} + \frac{V_{e.\partial 2}}{E_{e.\partial 2}} + \frac{V_{g\partial 2}}{n p_{\partial 2}}, \quad (3.50)$$

$$\beta_{v1} = \frac{V_{v1}}{E_p} + \frac{V_{e.v1}}{E_{e.v1}} + \frac{V_{gv1}}{n p_{v1}}, \quad (3.51)$$

$$\beta_p = \frac{V_p}{E_p} + \frac{V_{e.p}}{E_{e.p}} + \frac{V_{gp}}{n p_p}, \quad (3.52)$$

де V_{11} , V_{21} , V_2 – об'єм робочої рідини в порожнинах гідродвигунів;

V_{e11} , V_{e21} , V_{e2} – об'єм порожнин гідродвигунів з пружними стінками;

V_{g11} , V_{g21} , V_{g2} – об'єм нерозчинених газів у робочих порожнинах гідродвигунів;

E_p – модуль об'ємної пружності рідини;

E_{e11} , E_{e21} , E_{e2} – модуль об'ємної пружності стінок порожнини гідродвигунів;

n – коефіцієнт політропи;

$V_{\partial 1}$, $V_{\partial 2}$ – об'єм робочої рідини в міждросельних камерах дільника потоку;

$V_{\partial 1}$, $V_{\partial 2}$ – об'єм міждросельних камер дільника потоку з пружними стінками;

V_{g11} , V_{g21} , V_{g2} – об'єм нерозчинених газів у міждросельних камерах дільника потоку;

$E_{\partial 1}$, $E_{\partial 2}$ – модуль об'ємної пружності стінок міждросельних камер дільника потоку;

V_{v1} – об'єм камери між розподільником і дільником потоку;

V_{ev1} – об'єм камери між розподільником і дільником потоку з пружними стінками;

V_{gv1} – об'єм нерозчинених газів у камері між розподільником і дільником потоку з пружними стінками;

E_{v1} – модуль об'ємної пружності стінок камери між розподільником і дільником потоку.

$$V_{11} = V_{c.11} + s_1 y_1 \quad (3.53)$$

$$V_{21} = V_{c.21} + s_1 y_2 \quad (3.54)$$

$$V_2 = V_{c.2} + s_2 (2l - y_1 - y_2) \quad (3.55)$$

де V_{c11} , V_{c21} , V_{c2} – об'єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях;

l – хід штоку.

$$Q_{11} = \mu_1 s_{11} \sqrt{\frac{2|p_{v1} - p_{\delta 1}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{v1} - p_{\delta 1}), \quad (3.56)$$

$$Q_{12} = \mu_1 s_{12} \sqrt{\frac{2|p_{v1} - p_{\delta 2}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{v1} - p_{\delta 2}), \quad (3.57)$$

$$Q_{21} = \mu_2 b_2 (x_{02} + x_2) \sqrt{\frac{2|p_{\delta 1} - p_{11}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{\delta 1} - p_{11}), \quad (3.58)$$

$$Q_{22} = \mu_2 b_2 (x_{02} - x_2) \sqrt{\frac{2|p_{\delta 2} - p_{12}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{\delta 2} - p_{12}) \quad (3.59)$$

$$Q_{v.1} = \mu_v s_v \sqrt{\frac{2|p_p - p_{v.1}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_p - p_{v.1}), \quad (3.60)$$

$$Q_{v.2} = \mu_v s_v \sqrt{\frac{2|p_2 - p_d|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_2 - p_d), \quad (3.61)$$

$$Q_p = Q_{v.1} + Q_{vo} + Q_{hm} \quad (3.62)$$

$$Q_{vo} = \begin{cases} 0 & \text{npu } p_p < p_n \\ k_v \frac{p_p - p_n}{\Delta p_{v.n}} & \text{npu } p_p > p_n \text{ ma } Q_{vo} < Q_p \\ Q_p & \text{npu } p_p > p_n \text{ ma } Q_{vo} > Q_p \end{cases} \quad (3.63)$$

$$s_{11} = \begin{cases} \frac{b_1(l+x_1)^2}{2l} & \text{при } x_1 < 0 \\ \left[b_1 + \frac{(b_2-b_1)x_1}{x_{1\max}} \right] x_1 + \frac{b_1 l}{2} & \text{при } x_1 > 0 \end{cases} \quad (3.64)$$

$$s_{12} = \begin{cases} \frac{b_1(l+x_1)^2}{2l} & \text{при } x_1 > 0 \\ \left[b_1 + \frac{(b_2-b_1)x_1}{x_{1\max}} \right] x_1 + \frac{b_1 l}{2} & \text{при } x_1 < 0 \end{cases} \quad (3.65)$$

$$F_{f,i} = F_{fv,i} + F_{fk,i} \quad (3.66)$$

$$F_{f.v,i} = k_{v,i} \frac{d y_i}{d t} \quad (3.67)$$

$$F_{f,k} = \begin{cases} |F_{fd}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ F_a & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{fps}| > |F_a| \\ |F_{fps}| \operatorname{sgn}(F_a) & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{fps}| < |F_a| \end{cases} \quad (3.68)$$

де $F_{fv,i}$ – сила в'язкого в тертя;

F_{fki} – сила контактного тертя;

$k_{v,i}$ – коефіцієнт в'язкого тертя;

F_{fd} – сила тертя при русі механізму;

F_{fps} – сила тертя при зупинці механізму;

v – швидкість руху штока;

F_a – сума активних сил, що діють на шток.

Результати дослідження динаміки руху синхронізованих гідравлічних циліндрів при тому ж збуренні, що і для дільника потоку з нерегульованими дроселями, отримані за (3.27 – 3.65) приведені на рис. 3.14, 3.15.

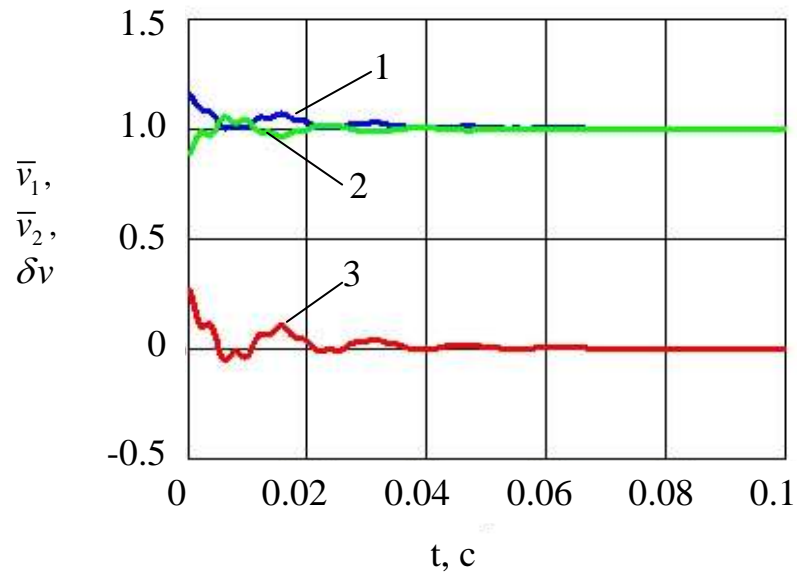


Рисунок 3.14 – Швидкості руху штоків гідроциліндрів при раптовому збільшенню навантаження для ділянка потоку з регульованими дроселями: 1 – \bar{v}_1 , 2 – \bar{v}_2 , 3 – δv

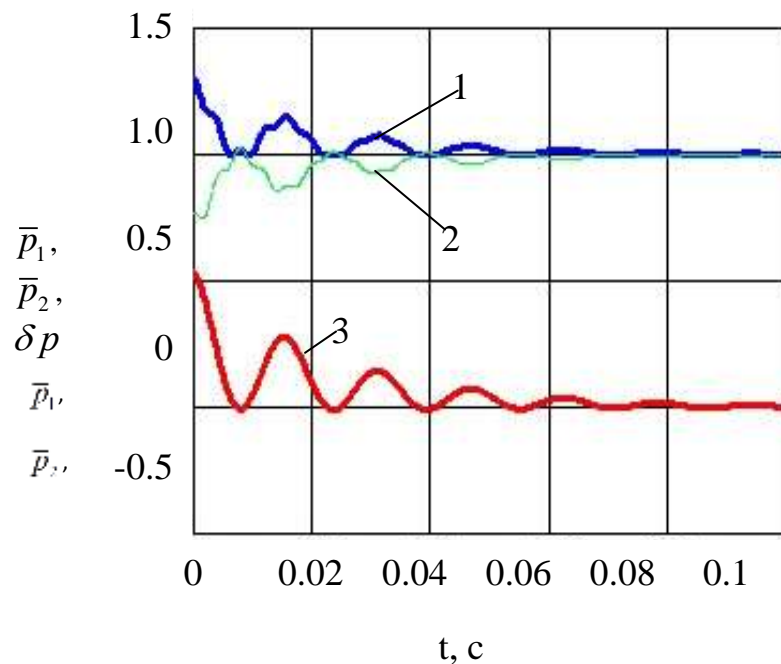


Рисунок 3.15 – Тиски в міждросельних камерах при раптовому збільшенню навантаження для ділянка потоку з регульованими дроселями: 1 – \bar{p}_1 , 2 – \bar{p}_2 , 3 – δp

З рис. 3.14, 3.15 видно, що тиски в міждросельних камерах та швидкості руху гідравлічних двигунів при зміні навантаження мають відхилення від установлених значень.

3.4 Висновки до третього розділу

1. Вдосконалено математична модель робочого процесу гідравлічного агрегату з синхронізацією руху гідравлічних двигунів для визначення характеристик гідравлічного агрегату в перехідних режимах роботи.

2. Встановлено, що при раптовій зміні навантаження на одному з гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи виникає різниця в швидкостях руху вихідних ланок ГД

3. З метою зменшення різниці в швидкостях руху вихідних ланок синхронізованих ГД запропоновано застосувати діляник потоку з додатковим зворотнім зв'язком за перепадом тиску в міждросельних камерах.

4. Розроблено методику розрахунку робочого процесу синхронізації гідравлічних двигунів в гідравлічному агрегаті (багатодвигунній установці) діляником потоку, з додатковим зворотнім зв'язком по перепаду тиску в міждросельних камерах і визначити характеристики гідравлічних агрегатів в перехідних режимах роботи;

5. За математичною моделлю ГА визначено необхідну залежність зміни площі дроселюючих щілин двощілинного дроселюючого розподільника від перепаду тисків в міждросельних камерах, при якій виконується умова синхронізації. На основі отриманих розрахункових значень створено прототип дроселюючого розподільника та діляника потоку.

6. Створена математична модель потребує експериментального підтвердження з метою оцінки її адекватності.

Основні результати, наведені в цьому розділі, опубліковані в роботах [73,74,77].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБКИ СИНХРОНІЗАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ ДРОСЕЛЬНИМ ДІЛЬНИКОМ ПОТОКУ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

4.1 Уточнення коефіцієнту витрат регульованого дроселя

Для математичної моделі синхронізації руху робочих органів гідравлічного двигуна в перехідних режимах необхідно уточнити фактичне значення коефіцієнту витрат регульованого золотникового дроселя μ_3 . Коефіцієнт витрат визначається експериментально [78].

Умовно роботу системи можна описати схемою, зображеною на рис. 4.1.

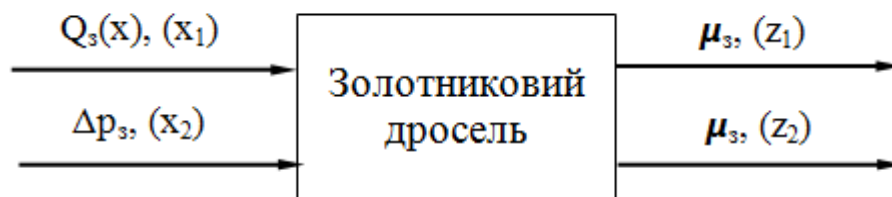


Рисунок 4.1 – Схема експерименту

Перед початком проведення експерименту визначено:

- об'єкт дослідження – робочий процес регульованого золотникового дроселя,
- параметр оптимізації – коефіцієнт витрат регульованого золотникового дроселя μ_3 ;
- фактори, що впливають на коефіцієнт витрат: перепад тиску на дроселі Δp_3 та зміщення золотника для формування необхідної площі дроселюючої щілини x_3 .

Аналізуючи графік зміни площі дроселюючої щілини (рис. 3.7) адекватна кількість рівнів факторів x_3 (x_1) буде дорівнювати двом. Для фактора Δp_3 (x_2) також достатньо два рівні.

Спираючись на наведену модель, була підтверджена вимога відтворюваності експерименту. Підтверджена можливість керування факторами на різних рівнях, як основна вимога при проведенні активного експерименту.

Для виконання операційної вимоги при проведенні експерименту встановлено манометри для визначення перепаду тиску, перед золотниковим дроселем та за ним. Для виконання операційної вимоги відносно переміщення золотника дроселя використовувався електронний мікрометр.

Експериментальні дослідження проводилися на спеціально створеному стенді, схема якого показана на рис. 4.2.

План експерименту приведено на рис. 4.3.

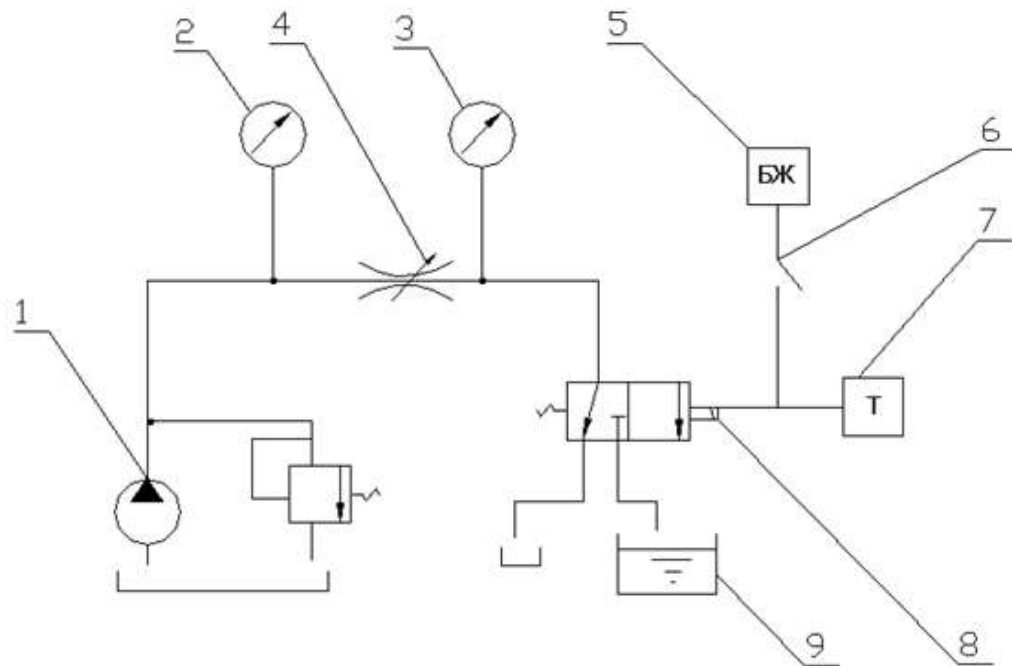


Рисунок 4.2 – Схема стенду для визначення коефіцієнту витрат регульованого золотникового дроселя: 1 – насосна станція; 2,3 – манометри; 4 – регульований золотниковий дросель; 5 – блок живлення; 6 – вимикач; 7 – таймер; 8 – розподільник 9 – мірна ємність

Стенд складається з насосної станції 1, що подає рідину до регульованого дроселя 4. Для визначення перепаду тисків на дроселі встановлені манометри 2 та 3, перед дроселем та після нього відповідно. Для керування потоком рідини

та виміру параметрів системи, встановлено двопозиційний гідравлічний розподільник 8. Розподільник включає в себе соленоїд, який живиться блоком живлення 5 через вимикач 6. Вимикач дозволяє синхронізувати подачу живлення до розподільника та таймеру 7, який відраховує час наповнення мірної ємності 9. За результатами наповнення ємності 9 та часом на таймері 7 визначаються витрати через дросель.

Таблиця 4.1.

Прилади використані на стенді

Прилад	Діапазон вимірювання	Похибка
зразковий манометр	0 – 2,5МПа	0,5%;
термометр ручний	0 – 80° С	1° С
барометр ручний	610 – 790 мм рт. ст	0,8 мм рт. ст
таймер електронний	0 – 60 хв.	0,1 секунди
мікрометр електронний	0 – 12,7мм.	0,001 мм.
мірний бак	0 – 5000 мл.	0,01·10 ⁻³ м ³ /мм

Похибки вимірювання U розраховувались за наступними залежностями [76,77]:

$$U = \sqrt{U_{\text{прил}}^2 + \sigma_{\text{вип}}^2}, \quad (4.1)$$

де $U_{\text{прил}}$ – систематична похибка приладу;

$\sigma_{\text{вип}}$ – випадкова похибка.

Систематична похибка приладу визначалась за формулою:

$$U_{\text{прил}} = \sqrt{U_{\text{вим.прил}}^2 + \sigma_{\text{чит.прил}}^2}, \quad (4.2)$$

де $U_{\text{вим.прил}}^2$ - квадрат похибки вимірювального приладу;

– $\sigma_{\text{чит.прил}}^2$ - квадрат похибки читання показань приладів.

План експерименту представлено у вигляді квадрату на рис. 4.3.

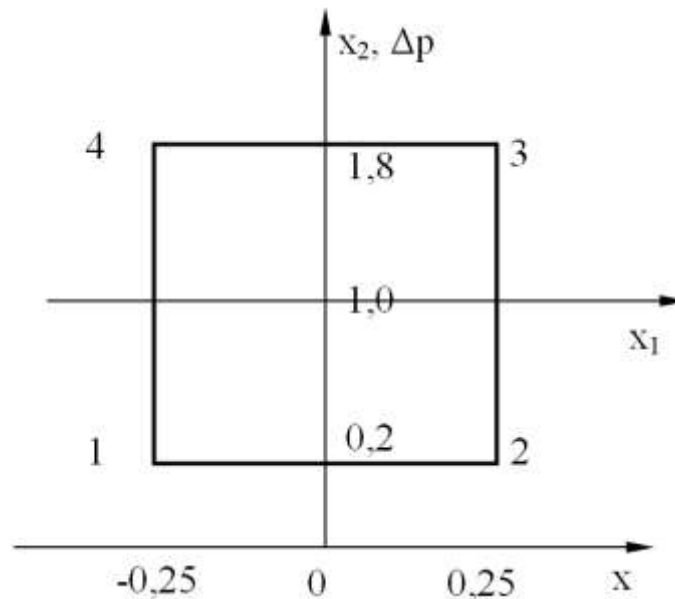


Рисунок 4.3 – Побудова плану експерименту

Довірчий інтервал ΔA

$$|\Delta A| = J_{CT} U, \quad (4.3)$$

де J_{CT} - поправка Стюдента.

Облік вимірювань фіксувався у журналі експерименту у вигляді $A = \bar{A} \pm \Delta A$.

- Для всіх проведених дослідів довірна ймовірність приймалась постійною та дорівнювала 0,95.
- Для оцінки діапазону випадкових величин відносно середнього значення використовували дисперсію, що представляє собою математичне очікування квадрату відхилення випадкової величини від її середнього значення:

$$D(x) = M(x - a)^2 = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \cdot \frac{1}{n}, \quad (4.4)$$

де x_i - випадкова величина;

\bar{x} – середнє значення випадкової величини;

n - кількість дослідів.

Середнє квадратичне відхилення визначалося як:

$$S = \sqrt{D(x)}. \quad (4.5)$$

Відповідна характеристика виборки, оцінка дисперсії S^2 :

$$s^2 = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2, \quad (4.6)$$

де $k = n - 1$ при ($0 < n < 50$).

Об'єм вибірки даних не перевищує $n \leq 25$, це означає, що можливо використовувати метод обрахунку максимального відносного відхилення [70]:

$$|x_i - \bar{x}| / S \leq J_{CT}, \quad (4.7)$$

де x_i - екстремальний (найбільший або найменший) елемент виборки;

S – середнє квадратичне відхилення;

\bar{x} - середнє значення величини;

J_{CT} - коефіцієнт Ст'юдента.

Всі отримані дані, для яких виконувалась умова $J_{CT} \leq J = |x_i - \bar{X}| / S$, відсіювались.

Обрахування опосередкованих похибок здійснювали за наступною залежністю [3.3]:

$$\Delta A_{on} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln(\Phi)}{\partial A_i} \Delta A_i \right)^2}, \quad (4.8)$$

де $\bar{\Delta A}_{on}$ - опосередкований параметр;

Φ - функція параметру вимірювання;

A_i - величини опосередкованих вимірювань, що належать Φ ;

ΔA_i - похибки вимірювання величин.

Додаткова перевірка коректності проведення експерименту виконана за параметром значущості паралельних дослідів та критерія Ст'юдента:

$$J_{CT} = \frac{\bar{z}_i + \bar{z}_{i+1}}{S \sqrt{\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_{i+1}}}}, \quad (4.9)$$

де \bar{z}_i та \bar{z}_{i+1} - середні значення виходу у сусідніх дослідах;

S – відхилення;

n_i - кількість спостережень в досліді.

Для 4 ступенів свободи та довірчої вірогідності 0,95 значення по даним [71] дорівнює 2,7764. Найбільше експериментальне значення дорівнює 2,03, що менше табличного. Отже підтверджена рівнозначність всіх проведених дослідів.

Середнє значення результатів вимірювання обраховували як середнє арифметичне:

$$\bar{z} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} z}{n}. \quad (4.10)$$

Позначимо натуральний фактор через a_j . Той же фактор в безрозмірному вигляді x_j . Рівні a_j^{\max} и a_j^{\min} представляють верхній та нижній рівні варіювання j -го фактора.

Для кожного фактору визначаємо:

$$a_j^0 = (a_j^{\max} + a_j^{\min})/2, \quad (4.11)$$

$$\Delta a_j = (a_j^{\max} - a_j^{\min})/2. \quad (4.12)$$

Точка з координатами (a_1^0, a_2^0) є нульовим рівнем, Δa_j – шагом варіювання фактора a_j .

Перехід до безрозмірних факторів відбувається за наступною формулою [71]:

$$x_j = \frac{a_j - a_j^0}{\Delta a_j}, \quad (4.13)$$

$$x_j = 1 - 2 \frac{a_j^{\max} - a_j}{a_j^{\max} - a_j^{\min}} \quad (4.14)$$

Для регресійного аналізу необхідно отримати рівняння виду:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k b_{ij} x_i x_j, \quad (4.15)$$

де b_0, b_i, b_{ij} – коефіцієнти регресії;

k – кількість факторів.

Для визначення коефіцієнтів використовуються формули:

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_0 \bar{y}_u, \quad (4.16)$$

$$b_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u, \quad (4.17)$$

$$b_{ij} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u. \quad (4.18)$$

Прийmemo для фактору $x_1 - x_3$ та для $x_2 - \Delta p$. Кількість зміщень золотника має два значення: $x_3 = -0,25 \text{ мм}$ та $x_3 = 0,25 \text{ мм}$, а перепад тиску на дресе-

лі $\Delta p = 0,2$ МПа та $\Delta p = 1,8$ МПа. Кількість вимірювань при однакових значеннях зміщення золотника та перепаду тиску $n = 3$.

Таблиця 4.2.

**Результати визначення витрат через регульований дросель.
Час виміру $t=40$ с.**

№ досл.	x , мм	Δp , МПа	V , дм ³			Q , дм ³ /с		
			1-й повтор	2-й повтор	3-й повтор	1-й повтор	2-й повтор	3-й повтор
1	-0,25	0,2	0,317	0,318	0,320	0,00794	0,00796	0,00800
2	0,25		0,656	0,648	0,652	0,0164	0,0162	0,0163
3	-0,25	1,8	0,956	0,949	0,952	0,0239	0,0237	0,0238
4	0,25		1,948	1,860	1,952	0,0487	0,0490	0,0488

При однакових $x_3 = -0,25$ мм та $\Delta p = 0,2$ МПа (дослід №1, таблиця 4.2) три повторних вимірювання дозволили визначити μ : перше вимірювання – $\mu = 0,671$, друге вимірювання – $\mu = 0,672$, третє вимірювання – $\mu = 0,675$.

Середнє значення μ в цьому досліді дорівнює:

$$\mu = \frac{0,672 + 0,671 + 0,675}{3} = 0,6726.$$

Оцінка дисперсії μ :

$$s_{\mu}^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (\mu_i - \bar{\mu})^2}{m - 1}$$

$$s_{\mu}^2 = \frac{(0,671 - 0,6726)^2 + (0,672 - 0,6726)^2 + (0,675 - 0,6726)^2}{3 - 1} = 4,34 \cdot 10^{-6}$$

Середнє квадратичне відхилення:

$$s_{\mu} = \sqrt{s_{\mu}^2}$$

$$s_{\mu} = \sqrt{4,34 \cdot 10^{-6}} = 2,08 \cdot 10^{-3}.$$

Таблиця 4.3.

Результати експерименту

№ ДОСЛ.	Фактори: безрозмірні (розмірні)		z (μ)			Середнє	
	x ₁ (x)	x ₂ (Δp)	1-й повтор	2-й повтор	3-й повтор	знач. $\bar{\mu}$	кв. відх. \bar{s}_{μ}
1	-1 x = -0,25мм	-1 Δp = 0,2МПа	0,671	0,672	0,675	0,673	2,08 · 10 ⁻³
2	+1 x = 0,25мм	-1 Δp = 0,2МПа	0,674	0,670	0,672	0,672	1,41 · 10 ⁻³
3	-1 x = -0,25мм	+1 Δp = 1,8МПа	0,672	0,668	0,671	0,670	2,98 · 10 ⁻³
4	+1 x = 0,25мм	+1 Δp = 1,8МПа	0,669	0,672	0,670	0,670	2,24 · 10 ⁻³

За даними таблиці невідомі коефіцієнти моделі:

$$b_0 = \frac{1 \cdot 0,673 + 1 \cdot 0,672 + 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670}{4} = 0,671,$$

$$b_1 = \frac{-1 \cdot 0,673 + 1 \cdot 0,672 + -1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670}{4} = -0,00025,$$

$$b_2 = \frac{-1 \cdot 0,673 - 1 \cdot 0,672 + 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670}{4} = -0,00125$$

$$b_{12} = \frac{-1 \cdot (-1) \cdot 0,673 + 1 \cdot (-1) \cdot 0,672 - 1 \cdot 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 1 \cdot 0,670}{4} = 0,00025$$

Рівняння у безрозмірних факторах має вигляд:

$$z = 0,671 - 0,00025x_1 - 0,0125x_2 + 0,00025x_1x_2$$

Рівняння у натуральних величинах:

$$\begin{aligned} \mu &= 0,671 - 0,00025 \left(1 - 2 \frac{x_{max} - x}{x_{max} - x_{min}} \right) - 0,0125 \left(1 - 2 \frac{\Delta p_{max} - \Delta p}{\Delta p_{max} - \Delta p_{min}} \right) + \\ &+ 0,00025 \left(1 - 2 \frac{x_{max} - x}{x_{max} - x_{min}} \right) \left(1 - 2 \frac{\Delta p_{max} - \Delta p}{\Delta p_{max} - \Delta p_{min}} \right) \\ \mu &= 0,671 - 0,00025 \left(1 - 2 \frac{0,25 - x}{0,25 - (-0,25)} \right) - 0,0125 \left(1 - 2 \frac{1,8 - \Delta p}{1,8 - 0,2} \right) p + \\ &+ 0,00025 \left(1 - 2 \frac{0,25 - x}{0,25 - (-0,25)} \right) \left(1 - 2 \frac{1,8 - \Delta p}{1,8 - 0,2} \right) \end{aligned}$$

Після перетворення отримуємо:

$$\mu = 0,687 - 0,00025x - 0,0156\Delta p + 0,00125x \cdot \Delta p \quad (4.19)$$

В (4.19) зміщення золотника x підставляється в мм, перепад тиску Δp в МПа.

Залежність коефіцієнта витрат від перепаду тиску на регульованому золотниковому дроселі приведена на рис. 4.4, від зміщення золотника – на рис. 4.5.

З рис. 4.4, 4.5 видно, що коефіцієнт витрат практично не залежить від зміщення золотника. Перепад тиску більше впливає на коефіцієнт витрат. В межах зміни параметрів в процесі роботи діляника потоку коефіцієнт витрат змінюється від $\mu_3=0,684$ при зміщенні золотника $x=-0,25$ мм та перепаду тиску $\Delta p=0,2$ МПа до $\mu=0,659$ при зміщенні золотника $x=0,25$ мм та перепаду тиску

$\Delta p = 1,8$ МПа. Максимальне відхилення коефіцієнту витрат від середнього значення $\mu_3 = 0,67$ становить 2,1%, тому при розрахунках перехідних режимів роботи можна прийняти $\mu_3 = 0,67$.

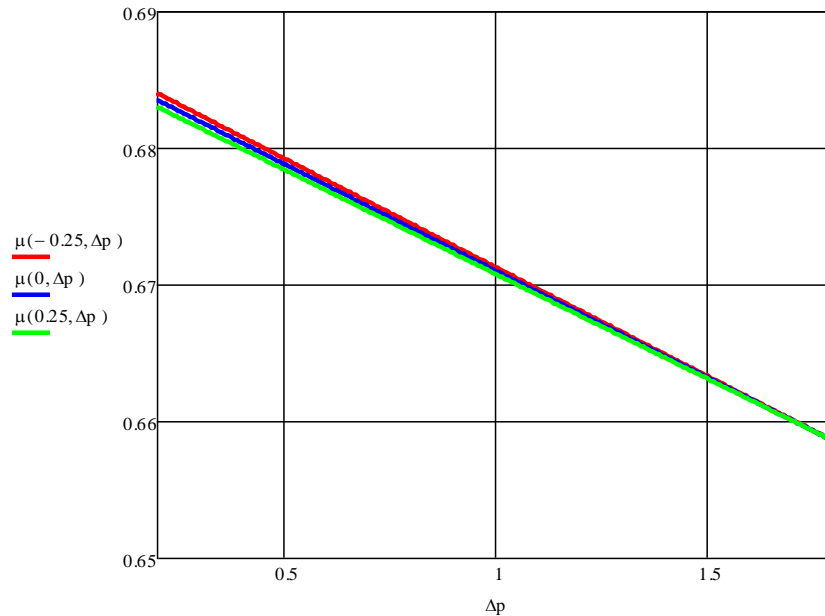


Рисунок 4.4 – Залежність коефіцієнту витрат через регульований золотниковий дросель від перепаду тиску

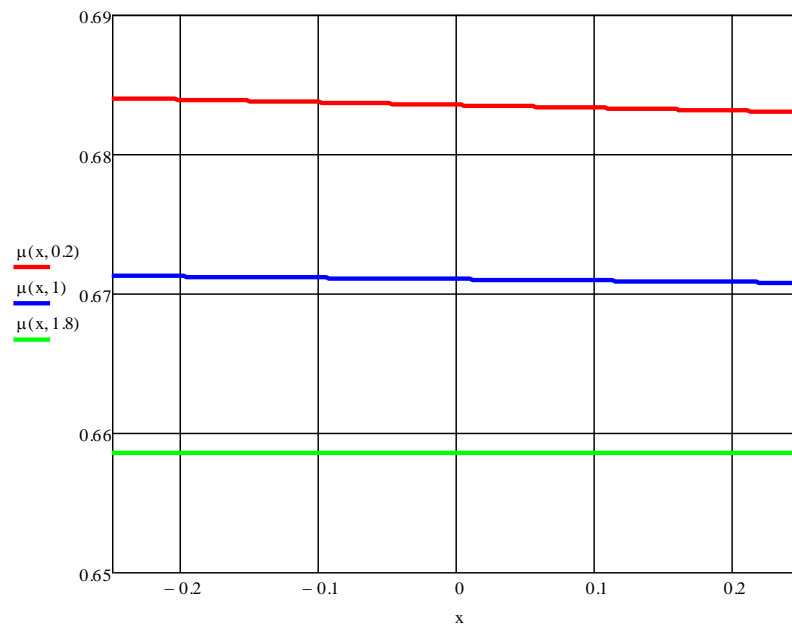


Рисунок 4.5 – Залежність коефіцієнту витрат через регульований золотниковий дросель від зміщення золотника

4.2 Дослідження динаміки руху гідравлічних циліндрів в ГА з дільником потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міждрозельних камерах

Результати експериментальних досліджень руху робочих органів гідравлічного агрегату та тиску в гідроциліндрах представлені на рис. 4.6, 4.7 [79,80].

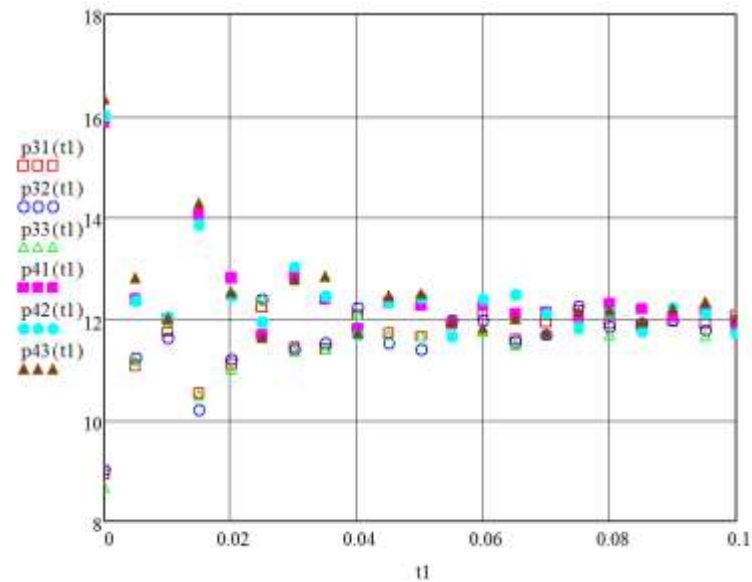


Рисунок 4.6 – Експериментальні осереднені (3 – перший циліндр, 4 – другий циліндр) дані по визначенню тиску в гідроциліндрах (МПа)

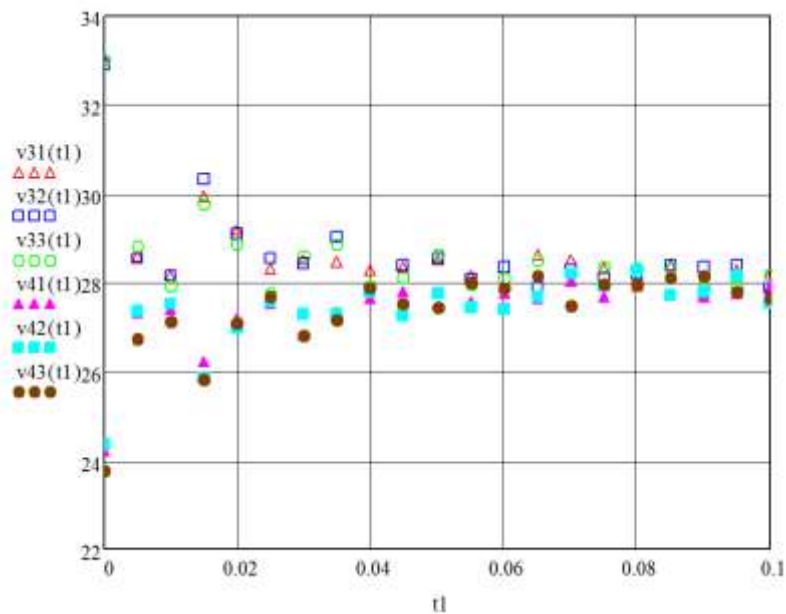


Рисунок 4.7 – Експериментальні осереднені (3 – перший циліндр, 4 – другий циліндр) дані по визначенню швидкості переміщення робочих органів гідравлічного приводу (мм / с)

Таблиця 4.4

Швидкості руху штоків

t, с	Швидкість v1, мм/с				Швидкість v2, мм/с			
	1	2	3	середня	1	2	3	середня
0	32,54	32,92	32,78	32,77	23,79	23,75	23,89	23,81
0,005	28,93	29,26	29,29	29,16	26,77	27,19	26,89	26,95
0,010	28,07	28,11	27,76	27,31	26,83	26,86	27,55	27,08
0,015	29,76	30,07	30,07	29,97	26,27	26,07	25,78	26,04
0,020	28,94	28,96	29,25	29,05	27,51	27,20	27,42	27,38
0,025	27,72	28,42	27,76	28,63	27,21	27,59	27,28	27,36
0,030	28,68	28,78	28,73	28,73	26,95	26,82	27,34	27,04
0,035	28,97	28,59	28,79	28,78	27,67	27,42	27,84	27,64
0,040	27,94	28,53	27,94	27,80	27,74	27,43	28,13	27,77
0,045	28,42	28,62	28,35	28,46	27,90	27,22	27,83	27,65
0,50	28,25	28,24	27,99	28,49	27,27	27,74	27,96	27,66
0,55	28,61	28,26	28,00	28,29	27,53	27,83	28,26	27,87
0,060	28,35	27,76	28,42	28,51	27,82	28,08	28,07	27,99
0,065	28,13	28,49	27,91	28,17	27,78	27,91	27,69	27,79
0,070	27,84	27,86	28,13	27,94	28,25	27,94	27,54	27,91
0,075	28,10	28,35	28,49	28,31	27,90	27,80	27,79	27,83
0,080	27,90	27,83	28,04	27,92	27,87	27,62	27,89	27,79
0,085	28,11	28,37	28,05	28,18	28,25	27,79	27,59	27,88
0,090	27,84	27,85	27,76	27,82	27,95	28,13	27,84	27,98
0,095	27,97	28,24	27,92	28,04	28,23	27,67	27,72	27,87
0,100	27,84	27,89	27,75	27,83	27,56	27,94	28,36	27,95

Таблиця 4.5

Тиски в міжросельних камерах

t, с	Тиск p_1 , МПа				Тиск p_2 , МПа			
	1	2	3	середній	1	2	3	середній
0	8,98	8,77	8,84	8,86	15,83	16,12	15,91	15,96
0,005	10,99	11,15	11,26	11,13	12,43	12,65	12,61	12,56
0,010	11,94	11,94	12,00	11,96	11,84	11,79	11,79	11,81
0,015	10,35	10,37	10,46	10,39	13,78	14,00	13,89	13,89
0,020	11,04	11,13	11,29	11,15	12,68	12,79	12,86	12,78
0,025	11,97	12,29	12,28	12,18	11,67	11,86	11,64	11,72
0,030	11,41	11,37	11,22	11,33	12,97	12,67	12,93	12,86
0,035	11,34	11,23	11,30	11,32	12,45	12,74	12,74	12,64
0,040	11,94	12,02	12,04	12,00	11,72	11,96	11,88	11,86
0,045	11,72	11,79	11,89	11,80	12,28	12,51	12,50	12,43
0,50	11,66	11,44	11,74	11,61	12,34	12,33	12,25	12,31
0,55	12,08	12,07	12,04	12,06	12,02	11,96	11,97	11,99
0,060	11,84	12,00	11,86	11,90	11,99	12,24	12,05	12,09
0,065	11,91	11,67	11,69	11,76	12,15	12,15	12,09	12,13
0,070	11,94	11,89	12,02	11,95	12,14	11,93	11,95	12,01
0,075	12,12	12,12	12,17	12,14	11,88	11,99	11,90	11,92
0,080	11,82	11,81	11,99	11,88	12,19	12,28	12,09	12,19
0,085	11,92	12,01	12,03	11,99	12,02	12,10	11,99	12,04
0,090	12,04	12,16	12,12	12,10	12,09	11,85	11,92	11,95
0,095	11,98	12,05	11,95	11,99	11,88	12,21	12,24	12,11
0,100	11,93	11,90	11,98	11,94	11,96	11,94	12,07	11,99

Аналіз графічних залежностей показав, що виникли коливання тиску та швидкості більш високого порядку, ніж у діляника потоку з нерегульованими дроселями. Але ці коливання мають меншу амплітуду і тому менше впливають на роботу гідравлічних двигунів [81,82].

4.3 Висновки до четвертого розділу

Порівняння результатів, отриманих для діляника потоку з двощілинним дроселюючим розподільником, з результатами для діляника потоку з нерегульованими дроселями, показує:

1. Застосування двощілинного дроселюючого розподільника, регульованого за перепадом тиску в міждросельній камері, дозволило зменшити похибку в синхронізації швидкості з 0.43 до 0.27, тобто в 1.6 рази, а відносний перепад тиску в міждросельній камері з 1 до 0.53, тобто в 1.9 рази.

2. В перехідному процесі для швидкості і тиску присутні гармоніки вищого порядку зумовлені рухом золотника двощілинного розподільника.

3. Наявність гармоніки вищого порядку в коливаннях тиску і швидкості несуттєво впливає на роботу гідравлічних двигунів, оскільки амплітуда коливань незначна.

Основні результати, наведені в цьому розділі, опубліковані в роботах [78-82].

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ. ПРОМИСЛОВЕ ВПРОВАДЖЕННЯ ДІЛЬНИК ПОТОКУ З ДОДАТКОВИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ПО ПЕРЕПАДУ ТИСКУ В МІЖДРОСЕЛЬНІЙ КАМЕРІ

5.1. Аналіз результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень

Теоретичні графіки (рис. 5.1, 5.2) мають ряд відхилень від експериментальних. Це можна пояснити тим, що в реальному гідравлічному агрегаті не вдалося миттєво змінити навантаження на шток гідроциліндра. Незважаючи на теоретично миттєву зміну зусилля на штоку гідроциліндра при підйомі вантажу з площадки для створення додаткового навантаження, зусилля змінилося поступово. Тому зміна тиску в міждросельних камерах дільника потоку більш плавна, що зумовило також і меншу амплітуду коливань швидкості. Однак, з цих графіків витікає, що характери змін тиску та швидкості, отримані в результаті експериментальних досліджень, співпадають з результатами теоретичних досліджень. Можна зробити висновок про адекватність запропонованої моделі роботи гідравлічного агрегату з синхронним переміщенням двох гідравлічних двигунів. Незважаючи на відхилення експериментальних показників від розрахункових, можна зробити висновок про принципову дієвість запропонованого способу синхронізації гідравлічних двигунів.

Отримані результати можуть вважатися за доцільні з практичної точки зору, тому що дозволяють обґрунтовано підходити до вибору конструкції дільника потоку. З теоретичної точки зору вони дозволяють стверджувати про можливість зменшення похибки синхронізації швидкості за рахунок застосування в дільнику потоку дроселюючого розподільника, що є перевагами даного дослідження.

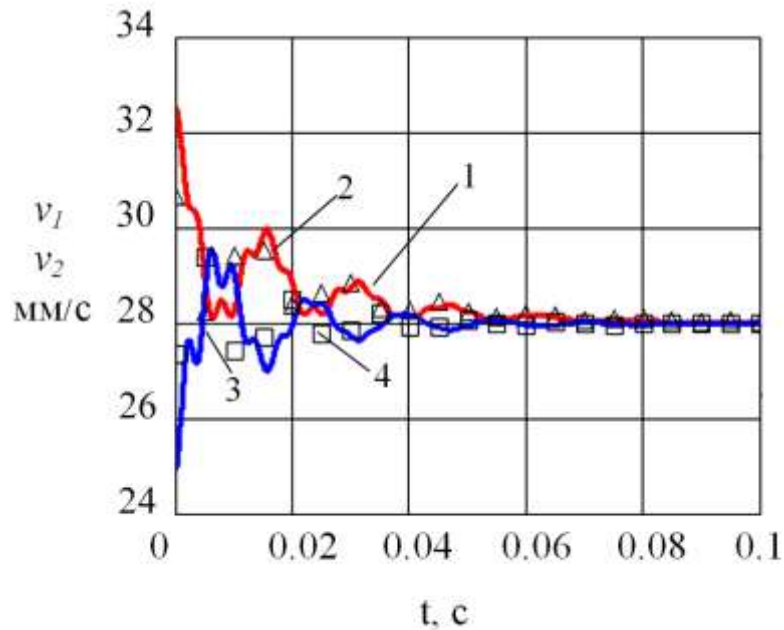


Рисунок 5.1 – Швидкості руху штоків гідроциліндрів при раптовому збільшенні навантаження для ділянки потоку з регульованими дроселями: 1 – v_1 теоретична; 2 – v_1 експеримент; 3 – v_2 теоретична, 4 – v_2 експеримент

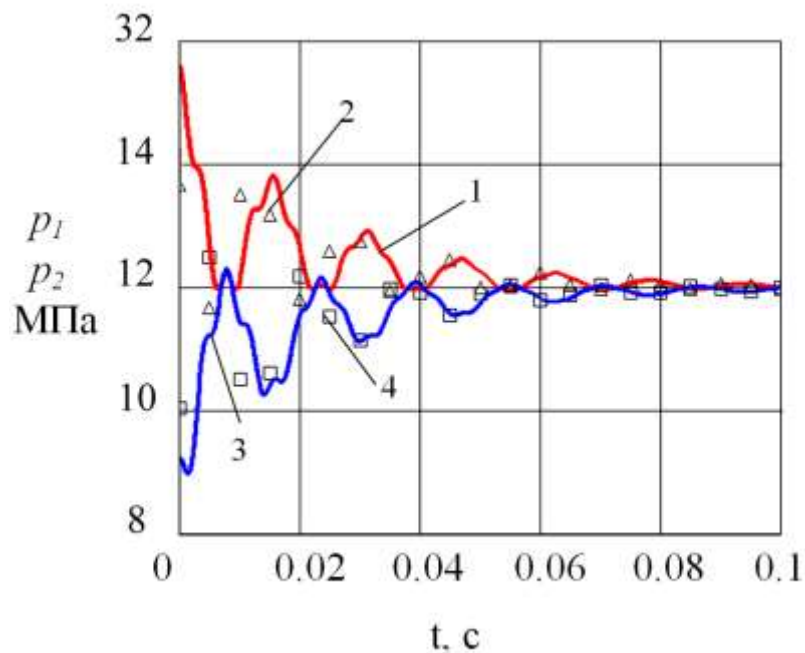


Рисунок 5.2 – Тиски в міждросельних камерах ділянки потоку з регульованими дроселями при раптовому збільшенні навантаження: 1 – p_1 теоретичний; 2 – p_1 експеримент; 3 – p_2 теоретичний, 4 – p_2 експеримент

Однак необхідно відмітити, що результати дослідження вказують на неоднозначний вплив дроселюючого розподільника на характер перехідного процесу. Це проявляється, в першу чергу, в наявності гармоніки вищого порядку в отриманому графіку перехідного процесу.

5.2 Інженерна методика розрахунку дільника потоку

На базі математичної моделі, яка представлена у третьому розділі дисертаційної роботи, з уточненням окремих коефіцієнтів на базі даних експериментальних досліджень, наведених у четвертому розділі, створено комп'ютерну програму Flow Divider для розрахунку робочих параметрів процесу синхронізації. Інтерфейс програми наведено на рис. 5.3.

НАСОСНА СТАНЦІЯ	
P - Робочий тиск (МПа)	50
Q - Продуктивність (л./хв.)	2,9
N - Потужність (кВт)	0,37

ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ	
D - Діаметр поршня (мм.)	32
d - Діаметр штока (мм.)	20
S - хід штока (мм.)	250
t - Розрахунковий час (с.)	0,1
V - Швидкість руху (м/с.)	26

[Введіть додаткові данні та коефіцієнти >>>](#)

Рисунок 5.3 – Інтерфейс програми Flow Divider

Алгоритм, закладений в роботу програми (наведено на рис. 5.4), базується на представленому в розділі 3 дисертаційної роботи порядку розрахунку (детально наведений в охоронному документі [83] та роботах [84,85], а також враховує вдалі приклади моделювання подібних систем [86-88]).

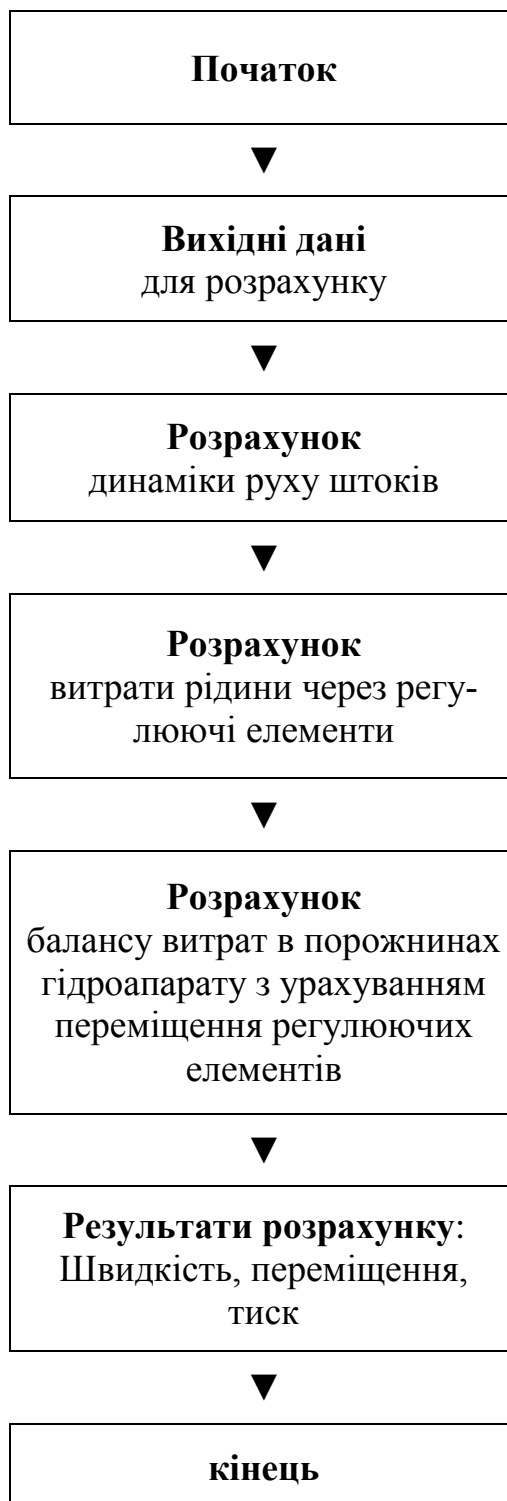


Рисунок 5.4 – Алгоритм роботи програми Flow Divider

Приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму, кг		$m1 := 300$
Хід штоку, мм		$m2 := 300$
Початкове положення штоку, мм		$l1 := 250$
Діаметр поршня, мм		$y0 := 125$
Діаметр штока, мм		$d1 := 32$
Площа поршня поршневої порожнини гідроциліндра, м ²	$s1 := \frac{\pi \cdot d1^2}{4000000}$	$d2 := 20$
Площа поршня штокової порожнини гідроциліндра, м ²	$s2 := \frac{\pi \cdot (d1^2 - d2^2)}{4000000}$	$s1 = 8.042 \times 10^{-4}$
Діаметр трубопроводів, мм		$s2 = 4.901 \times 10^{-4}$
Довжина трубопроводів, мм		$dt1 := 6$
Об'єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях, м ³	$Vc1 := \frac{\pi \cdot dt1^2 \cdot lt1}{4000000000}$	$lt1 := 800$
Початковий об'єм робочої рідини в порожнинах гідродвигунів, м ³	$V110 := Vc1 + \frac{s1 \cdot l1}{2000}$	$Vc1 = 2.262 \times 10^{-5}$
Подача насоса номінальна, м ³ /с	$V120 := Vc1 + \frac{s1 \cdot l1}{2000}$	$V110 = 1.232 \times 10^{-4}$
	$V20 := Vc1 + \frac{s2 \cdot l1}{2000}$	$V120 = 1.232 \times 10^{-4}$
		$V20 = 1.451 \times 10^{-4}$
		$Qp0 = 6.167 \times 10^{-5}$

Рисунок 5.5 – Flow Divider: основні параметри гідравлічного агрегату

Номинальний тиск насоса, Па	$p_{n0} := 12500000$
Коефіцієнт втрат насоса	$\epsilon_p := 0.0$
Коефіцієнт політропи	$n := 1.1$
Модуль об'ємної пружності рідини, Па	$E_g := 1.4 \cdot 10^9$
Модуль об'ємної пружності стінок порожнини	$E_m := 2 \cdot 10^{10}$
Гідродвигунів, Па	
Коефіцієнт витрат розподільника	$\mu_v := 0.68$
Площа щілин розподільника, м ²	$s_v := 2 \cdot 10^{-6}$
Густина рідини, кг/м ³	$\rho_g := 900$
Ширина робочих щілин золотника двощілинного дроселюючого розподільника, м	$b_{11} := 0.65 \cdot 10^{-3}$
Висота трикутника, м	$b_{12} := 2.85 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт витрат робочих щілин золотника двощілинного дроселюючого розподільника	$b_{10} := 2.2 \cdot 10^{-3}$
Ширина робочих щілин золотника, м	$\mu_1 := 0.67$
Початковий зазор, м	$b_3 := 0.8 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт витрат	$x_{03} := 0.2 \cdot 10^{-3}$ $\mu_3 := 0.67$

Рисунок 5.6 – Flow Divider: додаткові параметри гідравлічного агрегату

Подача насоса	$Q_p(p) := Q_{p0} \cdot \left(1 - \varepsilon_p \cdot \frac{p}{p_{n0}} \right)$
Приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин гідравлічних двигунів, м ³ /(Па·с)	$\beta_{11}(p, y) := \frac{V_{11}(y)}{E_g} + \frac{V_{c1}}{E_m} + \frac{V_{g1}(p, y)}{n \cdot p}$ $\beta_{12}(p, y) := \frac{V_{12}(y)}{E_g} + \frac{V_{c1}}{E_m} + \frac{V_{g1}(p, y)}{n \cdot p}$ $\beta_2(p, y) := \frac{V_2(y)}{E_g} + \frac{V_{c1}}{E_m} + \frac{V_{g2}(p, y)}{n \cdot p}$
Об'єм робочої рідини в порожнинах гідродвигунів, м ³	$V_{11}(y) := V_{110} + s_1 \cdot y$ $V_{12}(y) := V_{120} + s_1 \cdot y$ $V_2(y) := V_{20} - 2 \cdot s_2 \cdot y$
Об'єм нерозчинених газів у робочих порожнинах гідродвигунів, м ³	$V_{g1}(y, p) := \varepsilon_g \cdot \frac{0.1}{p} \cdot V_{11}(y)$ $V_{g1}(y, p) := \varepsilon_g \cdot \frac{0.1}{p} \cdot V_{12}(y)$ $V_{g2}(y, p) := \varepsilon_g \cdot \frac{0.1}{p} \cdot V_2(y)$
Площа робочих щілин золотника двощілинного дроселюючого розподільника	$sz_1(x) := \begin{cases} \frac{b_{11} \cdot (110 + x)}{2 \cdot 110} & \text{if } x < 0 \\ \left[b_{11} + \frac{(b_{12} - b_{11}) \cdot x}{110} \right] & \text{if } x \geq 0 \end{cases}$
Витрати через робочі щілини двощілинного дроселюючого розподільника	$Q_2(p_1, p_2, x) := \mu_1 \cdot sz_1(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1 - p_2 }{\rho_g}} \cdot \text{sign}(p_1 - p_2)$
Витрати через робочі щілини	$Q_3(p_1, p_2, x) := \mu_3 \cdot b_3 \cdot (x_{03} + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1 - p_2 }{\rho_g}} \cdot \text{sign}(p_1 - p_2)$
Сила контактного тертя	$F_t(v, F_a) := \begin{cases} F_{td} \cdot \text{sign}(v) & \text{if } v \neq 0 \\ F_a & \text{if } v = 0 \wedge F_a < F_{ts} \\ F_{ts} \cdot \text{sign}(F_a) & \text{if } v = 0 \wedge F_a > F_{ts} \end{cases}$

Рисунок 5.7 – Flow Divider: функції визначення параметрів гідроагрегату

Y10:=	$12.5 \cdot 10^6$	- Початковий тиск в напірній лінії насосу
	$12.4 \cdot 10^6$	- Початковий тиск після розподільника
	$12 \cdot 10^6$	- Початковий тиск в міжросельних камерах
	$12 \cdot 10^6$	-
	$11.6 \cdot 10^6$	- Початковий тиск в напірних лініях гідравлічних двигунів
	$11.6 \cdot 10^6$	-
	$0.2 \cdot 10^6$	- Тиск в зливній лінії
	0	- Початкове швидкість золотника розподільника
	0	- Початкова положення золотника розподільника
	0	- Початкове швидкість золотника дільника потоку
	0	- Початкова положення золотника дільника потоку
	0.028	- Початкова швидкість штоку Ц1
	0	- Початкове положення штоку Ц1
	0.028	- Початкова швидкість штоку Ц2
	0	- Початкове положення штоку Ц2

Рисунок 5.8 – Flow Divider: Матриця-вектор вихідних даних

$$\begin{aligned}
 G1(t, Y) := & \left[\begin{array}{c}
 \frac{Qp(Y_0) - Qm - Qw(Y_0)}{\beta p} \\
 \frac{Q1(Y_0, Y_1) - Q2(Y_1, Y_2, Y_8) - Q2(Y_1, Y_3, -Y_8)}{\beta v} \\
 \frac{Q2(Y_1, Y_2, Y_8) - Q3(Y_2, Y_4, Y_{10})}{\beta d} \\
 \frac{Q2(Y_1, Y_3, -Y_8) - Q3(Y_2, Y_5, -Y_{10})}{\beta d} \\
 \frac{Q3(Y_2, Y_4, Y_{10}) - s1 \cdot Y_{12}}{\beta 11} \\
 \frac{Q3(Y_2, Y_5, -Y_{10}) - s1 \cdot Y_{14}}{\beta 12} \\
 \frac{s2 \cdot (Y_{12} + Y_{10}) - Q1(Y_6, 0)}{\beta 2} \\
 \frac{sz2 \cdot (Y_2 - Y_3) - kv2 \cdot Y_7 - Ft[Y_6, Ftd2, Fts2, sz2 \cdot (Y_2 - Y_3)]}{mz2} \\
 Y_8 \\
 \frac{sz1 \cdot (Y_2 - Y_3) - kv1 \cdot Y_9 - Ft[Y_{10}, Ftd1, Fts1, sz1 \cdot (Y_2 - Y_3)]}{mz1} \\
 Y_{10} \\
 \frac{s1 \cdot Y_6 - s2 + Y_8 - kv1 \cdot Y_{12} - Ft[Y_{12}, Ftd1, Fts1, (s1 \cdot Y_6 - s2 \cdot Y_9)]}{m1} \\
 Y_{12} \\
 \frac{s1 \cdot Y_7 - s2 + Y_8 - kv1 \cdot Y_{14} - Ft[Y_{14}, Ftd1, Fts1, (s1 \cdot Y_7 - s2 \cdot Y_9)]}{m1} \\
 Y_{14}
 \end{array} \right]
 \end{aligned}$$

Розрахунок перехідного процесу

$$r1 := rkfixed(Y10, 0, 0.25, 1000000, G1)$$

Рисунок 5.9 – Flow Divider: праві частини системи рівнянь

5.3 Застосування розробленої методики у промисловості

Для хімічних виробництв важливою стадією в загальному технологічному процесі є транспортування і одночасне дозування матеріалів, особливо сипких. Транспортування і одночасне дозування сипких матеріалів є досить складним і енергоємним процесом і вдосконалити цю стадію представляється можливим за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельній камері (рис. 5.5), який є елементом промислового зразка гідравлічного привода (рис 5.6).



Рисунок 5.5 – Дільник потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельній камері

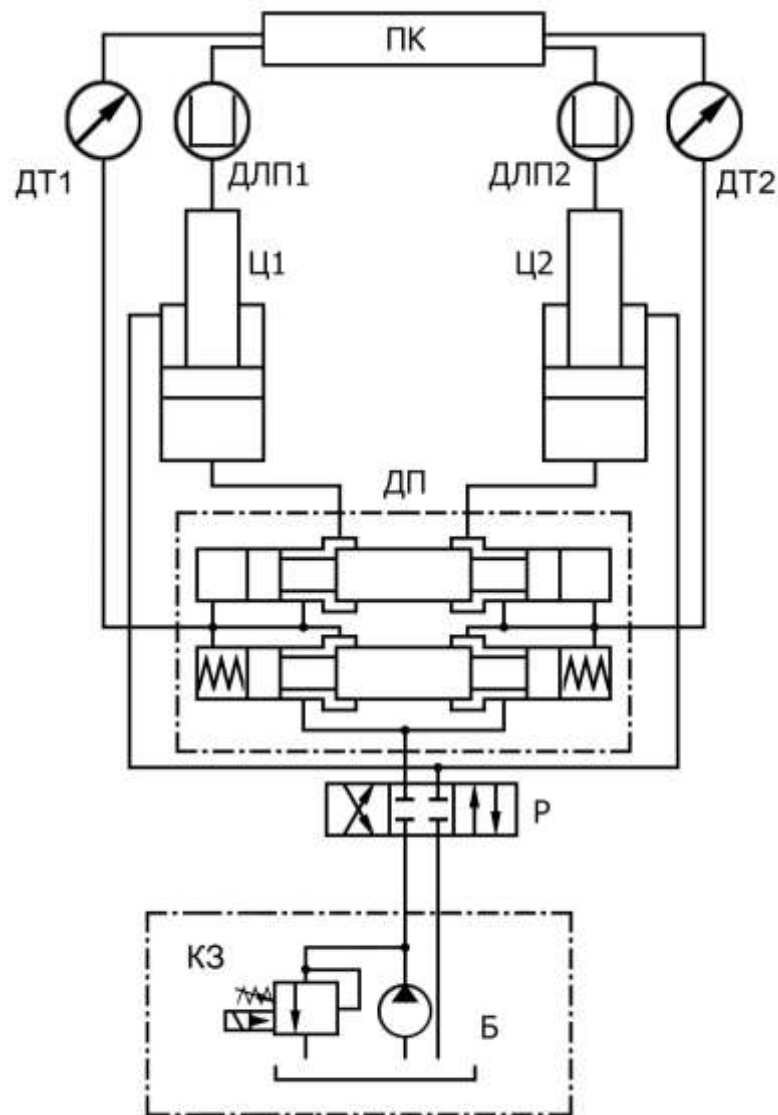


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема гідравлічного приводу для синхронних переміщень, яка застосована в установці гранулювання на стадіях переміщення гранульованих матеріалів стрічковим транспортером (подача гранул ретура в робочий простір гранулятора, подача некондиційних гранул в змішувач для приготування розчину (розплаву), подача гранул товарної фракції на пакування)

Розроблений дільник потоку встановлений на транспортер Д1 подачі гранул ретура в робочий простір гранулятора, транспортер Д1 подачі некондиційних гранул в змішувач для приготування розчину (розплаву), транспортер Д3 подачі гранул товарної фракції на пакування [89-90].

Технологічна схема виробництва гранульованої продукції представлена на рис. 5.7.

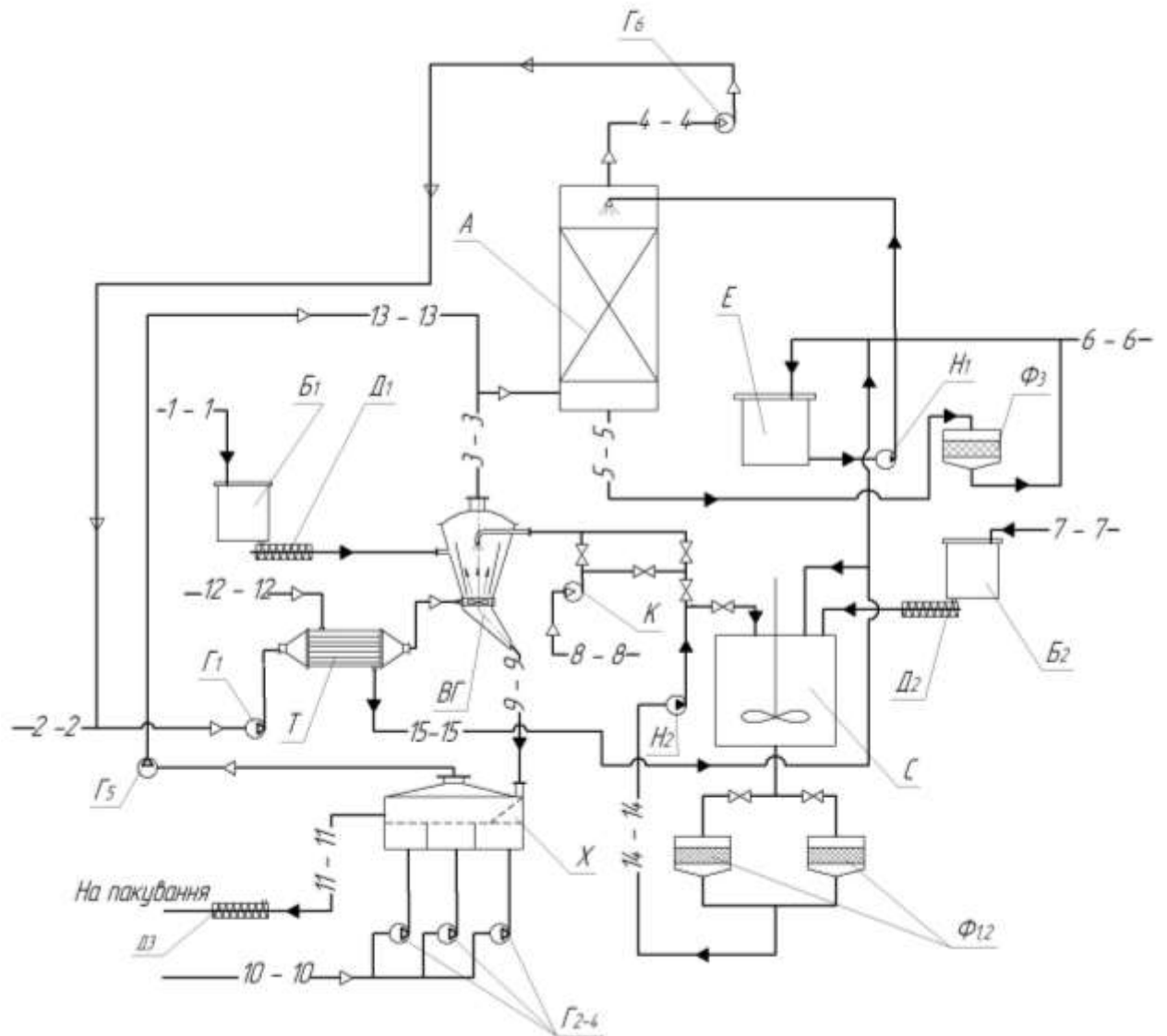


Рисунок 5.7 – Схема виробництва гранул з використанням вихрового гранулятора [91-93]: ВГ – вихровий гранулятор; Т – калорифер; Х – охолоджувач; А – абсорбер; Ф – фільтр; С – змішувач; Д – транспортёр-дозатор; Б – бункер; Г – газодувка; Н – насос; Е – ємність; К – компресор; 1-1 – ретур; 2-2 – технологічне повітря; 3-3 – забруднене повітря; 4-4 – очищене повітря; 5-5 – забруднена вода; 6-6 – вода; 7-7 – вихідний продукт; 8-8 – повітря на розпил розчину; 9-9 – продукт; 10-10 – повітря на охолодження продукту; 11-11 – продукт на пакування; 12-12 – пар; 13-13 – запилений газ; 14-14 – розчин; 15-15 – водяний конденсат

Використання в установці гранулювання на стадії транспортування розробленого дільника потоку має наступні переваги:

- відсутність громіздких редукторів;
- зменшення втрат енергії, які виникають внаслідок неповної завантаженості асинхронних двигунів;
- зменшення маси та габаритів приводу транспортера;
- зменшення ступеню зношуваності стрічки транспортера;
- відсутність засобів автоматизації, контролю та управління процесом переміщення стрічки транспортера;
- зменшення маси стріли транспортера;
- вибухозахищеність системи.

Для підтвердження працездатності запропонованого дільника потоку для транспортера ДЗ додатково створений щит (панель) приладів для фіксації значень швидкостей і переміщень гідравлічних циліндрів, а також тисків в міждрозельних камерах (рис. 5.8).



Рисунок 5.8 – Щит (панель) приладів для фіксації показників робочого процесу дільника потоку.

Система дозволяє проводити синхронізацію руху елементів гідроприводу в двох режимах:

1. Режим «порадника». В даному режимі керуюча програма рекомендує оператору оптимальне значення режимних параметрів процесу (збільшення витрати робочого середовища для «відстаючої» ланки і зменшення його для «випереджаючої»).

2. Діалоговий режим. Оператор, при необхідності, може корегувати постановку і умови задачі (наприклад, мінімальне і максимальне значення похибки переміщення), параметри позиціонування робочого органу вирішується самою системою при виробленні рекомендацій з управління процесом транспортування і дозування матеріалів.

Традиційне встановлення електрогідравлічного слідкуючого приводу зі зворотним зв'язком «Master-Slave» (як це пропонується для гідравлічних приводів, наприклад, в роботах [94-98]) має обмеження для виробництва гранульованої аміачної селітри з огляду на необхідність забезпечення пило- та вибухозахисту. Для установки вказаного приводу зі зворотнім зв'язком він повинен додатково бути обладнаними КВПіА та електронікою у пилозахисному та вибухозахисному виконанні, що значно підвищує вартість систему синхронізації. Результати дослідження показників робочого процесу транспортування гранул товарної фракції на пакування підтвердили доцільність встановлення дільника потоку замість системи «Master-Slave» без зниження ефективності синхронізації.

5.4. Висновки до п'ятого розділу

1. Встановлено адекватність теоретичних висновків та експериментальних досліджень, запропоновано концепцію зменшення похибки синхронізації швидкості при застосуванні дільника потоку з двощілинним дроселюючим розподільником.

2. Розроблено методику розрахунку робочого процесу синхронізації ГД

в ГА (багатодвигунній установці), оригінальність якої підтверджена охоронним документом. На базі оригінальної методики розрахунку створено авторську програму Flow Divider.

3. На базі отриманих даних теоретичного розрахунку та експериментальних досліджень запропоновано заходи щодо вдосконалення технологічної установки виробництва гранульованої продукції, зокрема, стадії транспортування сипких матеріалів між ділянками технологічної лінії.

Основні результати, наведені в цьому розділі, опубліковані в роботах [84,85,89,90].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації здійснено теоретичне і експериментальне обґрунтування нового вирішення наукового завдання щодо підвищення точності синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах, що дає змогу сформулювати наступні висновки

1. Створена нова математична модель робочого процесу гідравлічного агрегату з синхронізацією руху гідравлічних двигунів для визначення характеристик гідравлічного агрегату в перехідних режимах роботи.

2. Встановлено, що в перехідних режимах роботи синхронізованих гідравлічних двигунів виникає похибка синхронізації швидкості руху, яка досягає 43% від усталеної швидкості. Похибка обумовлена інерційністю золотникового дроселя діляника потоку. Це проявляється в запізненні компенсації впливу зміни навантаження на перепад тиску на нерегульованих дроселях. Застосування двощілинного дроселюючого розподільника, регульованого по перепаду тиску в міждросельній камері, дозволило зменшити похибку в синхронізації швидкості з 0.43 до 0.27, тобто в 1.6 разів, а відносний перепад тиску в міждросельній камері з 1 до 0.53, тобто в 1.9 разів.

3. Встановлено основні параметри гідравлічного регульованого дроселя, а саме залежність площі дроселюючої щілини діляника потоку від перепаду тисків в міждросельних камерах, що дозволило вдосконалити процес синхронізації гідравлічних двигунів;

4. Розроблено методика розрахунку робочого процесу синхронізації гідравлічних двигунів в гідравлічному агрегаті (багатодвигунній установці) діляником потоку, з додатковим зворотнім зв'язком по перепаду тиску в міждросельних камерах і визначити характеристики гідравлічних агрегатів в перехідних режимах роботи;

5. Експериментально підтверджені теоретичні висновки і запропонована концепція щодо підвищення точності синхронізації швидкості при застосуванні подільника потоку з двощілинним дроселюючим розподільником.

6. На підставі результатів експериментальних досліджень і розрахунку робочого процесу із застосуванням авторської методики запропоновані заходи щодо вдосконалення технологічної установки виробництва гранульованих продуктів, зокрема, стадії транспортування сипких матеріалів між ділянками технологічної лінії.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в виробництво та навчальний процес.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов: производственно-практическое издание. М.: Машиностроение, 1973. 144 с.
2. Jia Y., Li-jun Q. Hydraulic sheet metal bending machine hydraulic servo valve synchronization system research // Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, 2011. P. 325–328.
3. Hua-yong Y., Hu S., Guo-fang G. Motion control of thrust system for shield tunneling machine // J. Cent. Univ. Technol, 2010. № 17. P. 537–543.
4. Kui C., Haixia W. The electro-hydraulic control system design of shield test platform // International Conference on Measurement, Information and Control (MIC). 2012. P. 900–906.
5. Матросов А.В. Анализ режимов многомашинного электрогидравлического привода затвора гидротурбины. : Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2016. №_1_(238). С. 19–27.
6. Гидравлические приводы летательных аппаратов. Гамынин Н.С., Карев В.И., Потапов А.М., Селиванов А.М. 2-е изд. перераб. и доп. М: Машиностроение, 1992. 368с.
7. Semenov S.E. Mathematical model of the electrohydraulic actuation systems of the machines with tree-like kinematic structure: International conference on fluid power and mechatronics, 2015. P. 583–592.
8. Shcherbachev P. Electro-hydraulic drive with separate control of piston groups: International conference on fluid power and mechatronics. 2015. P. 498–500.
9. Кулініч С.П., Гавриленко О.М. Застосування гідравлічного приводу для паперорізальних машин: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету / відп. за вип. М.Б.Приходченко. – Суми : СумДУ, 2005. – вип. 7. – с. 170.
10. He, B., Zhao, C., Wang, H., Chang, X., Wen, B.. Dynamics of synchronization for four hydraulic motors in a vibrating pile driver system. Advances

in Mechanical Engineering, 2016. 8- (8) 168781401665904.

11. Luo, C., Mo, X., Li, J., Tang, Z., Huang, S. Coupling Synchronization Criterion of Two Hydraulic Motors in an Eccentric Rotary Vibration Machine. Shock and Vibration, 2019.1–11.

12. Huang, G. Q., Chen, Y., Yu, J. . Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press. Advanced Materials Research, 2013. 765-767, 1899–1902.

13. Дослідження впливу силових характеристик на ефективність гідроагрегата / П. М. Андренко, І. П. Гречка, С. О. Хованський, М. С. Свинаренко; Промислова гідравліка і пневматика, 2018. - № 3. - С. 37-48.

14. Miková, Ľ., Kelemen, M., Ujhelský, P., Gmitterko, A. The Simulation of Hydraulic Synchronous Lift of Heavy Loads. American Journal of Mechanical Engineering, 2014. 2 (7), 191–194.

15. Pedersen, N. H., Jensen, S. C., Hansen, R. H., Hansen, A. H., Andersen, T. O. Control of an Energy Efficient Hydraulic Cylinder Drive with Multiple Pressure Lines. Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin, 2018. - 39 (4), 245–259.

16. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В., Лебедев А.Ю. Підвищення енерго-ефективності електрогідравлічного мехатронного модуля руху: Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Гідравлічні машини та гідроагрегати – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 20 (1192). – С. 72-76.

17. Андренко П.М., Лебедев А.Ю. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв: Промислова гідравліка і пневматика. 2017. - № 3(57) - С. 3-12

18. Андренко П.М., Лебедев А.Ю. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв: Промислова гідравліка і пневматика. 2017. - № 3(57) - С. 3-12

19. Choudhury, A., Rodriguez, J. (2016). A Modular System for Energy Efficiency Study of Hydraulic Applications. 2016 ASEE Annual Conference & Exposition Proceedings, 26362.

20. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. Москва: Машиностроение, 1991/384.
21. Al-Baldawi, R. A., Faraj, Y. A. Theoretical and Experimental Study of Hydraulic Actuators Synchronization by Using Flow Divider Valve. *Journal of Engineering and Development*, 2014. 18 (5), 282–293.
22. Bison, M. (Planning and operating hydraulic power units to provide greater energy efficiency Build it in. EATON – Energy Efficiency: White Paper, 2016. WP040005EN.
23. Triet H. H., Ahn K. K. Comparison and assessment of a hydraulic energy-saving system for hydrostatic drives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2011. 225 (1), 21–34.
24. Qiu, L. Y. Design on Synchronization Control of Dual-motor in Crane. *Journal of Applied Science and Engineering Innovation*, 2015. 2 (3), 71–73.
25. Teixeira, P. L., Vianna, W., Penteado, R. D., Krus, P., De Negri, V. J. Pressure Modeling and Analysis of a Synchronized Hydraulic Press Brake With Variable-Speed Pump. *ASME/BATH*, 2015. Symposium on Fluid Power and Motion Control, 9634.
26. Lu, X., Huang, M. Modeling, Analysis and Control of Hydraulic Actuator for Forging. Springer, 2018. 228.
27. Сахно, Ю. А. Многопоточные гидравлические делители. М.: Машиностроение, 1988. 160.
28. Kassem, S., El-Din, T. S., Helduser, S. Motion Synchronization Enhancement of Hydraulic Servo Cylinders for Mould Oscillation. *International Journal of Fluid Power*, 2012. 13 (1), 51–60.
29. Bresse J.A.C. Hydraulic Motors. - General Books LLC, 2010, p.72.
30. Adesina F., Mohammed T.I., Ojo O.T.. Design and Fabrication of a Manually Operated Hydraulic Press. *Open Access Library Journal*, 2018, vol.5 No.4, Paper ID 84045, p 10.
31. Li W., Cao B., Zhu Z., Chen G.. A Novel Energy Recovery System for Parallel Hybrid Hydraulic Excavator/ *Scientific World Journal*, 2014, Paper ID

#184909.

32. Durfee W., Sun Z., Van de Ven J. Fluid Power System Dynamics. - Center for Compact and Efficient Fluid Power, 2015, p.50.

33. Zhang Q.. Basics of Hydraulic Systems. - CRC Press, 2019, p. 324.

34. Koenigsberger F.. Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools. - Elsevier, 2013, p. 342.

35. Zhang X., Xu J., Zhao C., Wen B.. Synchronization of dual homodromy rotors with eccentric masses in a nonlinear vibrating system. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2016, vol. 40, No. 3, pp. 303-315.

36. Gao M., Li X., Huang H., Liu Z., Li L., Zhou D. Energy-saving Methods for Hydraulic Presses Based on Energy Dissipation Analysis. Procedia CIRP, 2016, vol. 48, pp. 331 – 335.

37. Но Т.Н., Ahn K.K.. Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system. Automation in Construction, 2012, vol. 22, pp. 444–458.

38. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами: Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 230.

39. Chapple P. Principles of Hydraulic Systems Design, Second Edition. - Momentum Press, 2014, p. 323.

40. Bresse J.A.C. Hydraulic Motors. - General Books LLC, 2010, p.72.

41. Филлипс Ч., Харбор Р. Системы управления с обратной связью. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001. – 616 с.

42. Lu. H., Lin W. Robust controller with disturbance rejection for hydraulic servo systems. IEEE Trans. Indust.Elec., 1993. vol. 40. P. 157–162, Feb. 1993.

43. Yingjian D. Research on active synchronous control system of hydraulic press and its reliability analysis: Second_International Conference on Digital

Manufacturing & Automation. 2011. P. 940–943.

44. Гавриленко О.М., Кулініч С. П. Математична модель гідравлічного приводу для синхронних переміщень: Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2007. – №3(109), Ч. 1. – С. 39-43.

45. Чуйко В.П. Поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху в складі гідроагрегатів шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса, дис...к.т.н., спеціальність 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Суми, 2015. – 141 с.

46. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем: М. Гийон. - Москва: Машиностроение, 1964. – 388 с. 129

47. Крейнин В. Г., Криц И. Л., Винницкий Е. Я., Ивлев В. И. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов.: – Москва: Машиностроение, 1993. – 300 с.

48. Гамынин Н.С. Гидравлический привод в системах управления.– Москва: Машиностроение, 1972. – 376 с.

49. Иванов Г. М. Методика разработки гидравлических схем / Г. М. Иванов. – Москва: Машиностроение, 1973. – 32 с.

50. Попов Д. Н., Таха А. А.. Проектирование электрогидравлического следящего привода с неопределенными и нестационарными нагрузками на выходное звено: Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2007. №1. – с. 99-112.

51. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления / Пер. с англ. Б.И.Копылова. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.

52. Karpenko, M., Bogdevičius, M. (2017). Review of Energy-saving Technologies in Modern Hydraulic Drives. Mokslas - Lietuvos Ateitis, 9 (5), 553–558.

53. Матросов А.В.. Анализ режимов многомашинного электрогидравлического привода затвора гидротурбины: Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического

университета. 1(238)' 2016. – с. 19-27.

54. Исаев Ю.М., Матросов А.В., Машков М.А., Сунарчин Р.А.. Расчетно-экспериментальное исследование многомашинного электрогидравлического следящего привода: Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. Том 23, № 3, 2017. – с. 136-143.

55. Піднімальні системи компанії Larzep Hydraulics серії HAS Series. Електронний ресурс. – Режим доступу: <https://www.larzep.com/en>.

56. Weeks J. Hydraulic flow dividers – an overview. Електронний ресурс. – Режим доступу: <https://www.machinerylubrication.com>

57. Ashill P.R., Fulker J.L., Hackett K.C. A review of recent developments in flow control / The Aeronautical Journal. – 2005. – Vol. 109. – Is. 1095. – p. 205-232.

58. Saunders D. How to select hydraulic flow dividers. Електронний ресурс. – Режим доступу: <https://www.crossco.com>

59. Wiens T., Burton R., Schoenau G., Ruan J. Optimization and experimental verification of a variable ratio flow divider valve / International Journal of fluid power, 2005. – Vol. 6. – Is. 3. – p. 45-53.

60. Karelin D.L., Boldyrev A.V., Belousov A.M. Modeling an dynamicanalysis of adjustable axial flow divider / Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering, 2019. – article No.64.

61. Алибеков А. К., Михалев М. А. Практика применения планирования эксперимента для инженеров и научных работников. Махачкала: ДГТУ, 2013. – 126 с.

62. Schulz HE. Hydrodynamics – Concepts and Experiments. InTech; 2015.

63. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении – Л.: Машиностроение, 1974. – 480 с.

64. Ракитин В. И. Руководство по методам вычислений и приложения МATHCAD. В. И. Кудрявцев. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 264 с.

65. Панферов А.И., Лопарев А. В., Понамарев В. К. Применение МATHCAD в инженерных расчетах. Учебное пособие :– СПб: ГУАП, 2004. – 88с.

66. Schulz H.E. Hydrodynamics – Concepts and Experiments. InTech; 2015.
67. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента. Т.2. Н. Джонсон, Ф. Лион; пер. с англ. Э.К. Лецкого, Е.В. Марковой. – М.: Мир, 1972. – 516 с.
68. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях– К.: Техніка, 1975. – 168 с.
69. Артюхов А.Є. Гідродинамічні чинники грануляційних пристроїв із зниженою висотою польоту гранул: дис. ...канд. техн. наук: 05.17.08. Артюхов А.Є. – Суми, 2009. – 181 с.
70. Sahoo. P. Probability and mathematical statistics. University of Louisville; 2013.
71. Shao J. Mathematical Statistics. Springer-Science+Business Media; 2003.
72. Rice J.A. Mathematical Statistics and Data Analysis. Duxbury: Thomson Brooks/Cole; 2010.
73. Гавриленко О.М., Ігнат'єв О.С., Кулініч С.П. Математична модель багатодвигунного гідравлічного приводу з забезпеченням синхронних переміщень двох двигунів: Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». - 2008 . - № 55. - С. 276-282.
74. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Багатодвигунний гідравлічний привід з забезпеченням синхронного переміщення двох двигунів: Вісник Сумського національного аграрного університету - 2018 . - № 55. - С. 276-282.
75. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація руху гідроциліндрів приводу паперорізальної машини приводі: матеріали тез доповідей УІІ науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м.Вінниця, 5-6 жовтня 2006) - Київ, 2006. – С.13.
76. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Гранковский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий . – М.: Наука, 1971. – 286 с.
77. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Кулініч Т.С. Синхронізація руху двигунів в гідравлічному приводі: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету. –

Суми : СумДУ, 2007. – Ч.2. – С. 58.

78. Gavrylenko A.N, Kulinich S.P. Experimental studies of the hydraulic engines synchronization process in a multi-engine unit: *Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (East European Scientific Journal)*. – Warszawa, Polska. - 2019. – No.7 (47). Volume 1– PP. 4-10.

79. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Аналіз похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи: *Східно-європейський журнал передових технологій* - 2019. - № 4/7 (100). - С. 30-38.

80. Гавриленко О.М. Проблеми синхронізації двигунів у гідравлічному агрегаті: *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь* - 2019. - Випуск 19 – Т. 2. – С. 103-109.

81. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Дослідження процесу синхронізації гідродвигунів в багатодвигунних приводах: аналіз похибок синхронізації в нестационарних режимах: «Прикладні науково-технічні дослідження»: тези доп. III Міжнародної науково-практичної конференції (м. Івано-Франківськ, 3-5 квітня 2019р.) – Івано-Франківськ, 2019. – С. 62.

82. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація переміщень гідравлічних двигунів: матеріали тез доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Промислова гідравліка та пневматика», (м. Суми , 15 - 17 жовтня 2015 р.)- м. Суми 2015 р.

83. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Крмела Я., Артюхов А.Є. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 4356 Україна. Науковий твір «методика розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів». – опубл. 20.05.2019.

84. Gavrylenko Oleksii/ Optimization of the multi-engine hydraulic drives work for synchronous movement of the working tools in the machines: 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange (Sumy, june 12-15, 2018) – 2018.

85. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Моделювання роботи гідравлічного

приводу з синхронізованими двигунами: Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжн. науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 230.

86. Скляревский А.Н., Денисенко А.И., Терёшин Ф.С. Численное моделирование гидравлического следящего привода с системами компенсации утечек: Складні системи і процеси. – 2008. – №2. – с. 88-95.

87. Габов В.В., Кабанов О.В., Задков Д.А. Математическая модель механизма резания выемочного модуля с объёмным гидроприводом: Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2004. – №9. – с. 319-322.

88. Логинов К.В. Моделирование сложных гидравлических сетей с регулируемыми параметрами : Известия Челябинского научного центра. – 2004. – №3(24). – с. 17-22.

89. Gavrylenko A. Industrial implementation of a multiple engine hydraulic drive with synchronization of engines movement in a unit for the production of granular products: Slovak international scientific journal – Bratislava, Slovakia. - 2019. – No. 31. – Volume 1. – PP.19-22.

90. Artyukhov A.E. , Krmela J. , Gavrylenko O.M. Evaluation of the impact made by the hydrodynamic regime of the granulation equipment operation on the nanoporous structure of N_4HNO_3 granules: Journal of nano – and electronic physics – 2019. – No.11(3) – PP. 03033-1 - 03033-5.

91. Artyukhov, A. E., Sklabinskyi, V. I. (2013). Experimental and industrial implementation of porous ammonium nitrate producing process in vortex granulators. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 6, 42–48.

92. Артюхов А.Є., Склабінський В.І. Розробка методики інженерного розрахунку вихрових грануляторів: Вопросы химии и химической технологии. – 2007. – №5 – С. 209–211.

93. Артюхов А.Є., Склабінський В.І. Промислове впровадження апаратів вихрового типу для отримання гранульованих : Наукові праці ОНАХТ. – 2008. –

Выпуск 32. – С. 16–21.

94. Способ синхронизации движения выходных звеньев двух гидродвигателей объёмного гидропривода Пат. № 2542772 РФ, МПК F15B 11/22 (2006/01). / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, Л.Б. Шнайдер; заявитель и патентообладатель В.В. Бодров. – №2013146126/06; заявл. 15.10.2013; опубл. 27.02.2015, Бюл. № 12.

95. Hydraulic system for synchronized extension of multiple cylinders Pat. № 7134280B2 US, Int. Cl, F15B7/00 (2006.01). / Eugene C. Bair; assignee J.R. Automation Technologies, LLC. – № 10/945830; filed 21.09.2004; issued 14.11.2006.

96. Hydrailic control system for a thrust reversal device Pat. № 8601789B2 US, Int. Cl, F02K3/02 . / Vincent Pierre Le Coq; assignee Aircelle, Gonfreville L'Orcer. – № 13/656956; filed 22.20.2012; issued 10.12.2013.

97. Control method for synchronized fabric circulation in conveyor drive facric dyeing machine Pat. № 9873967 US, Int. Cl, D06B/00, B32B5/00, G05B15/02, D06B3/24, D06B3/36 . / Chang Chi-Lung; assignee Chang Chi-Lung. – № 14/556236; filed 01.12.2014; issued 23.01.2018.

98. Rodrigues H.D.A. Synchronized hydraulic system for controlled srictire displacements / PhD Thesis. – University of Lisbon. – 2010. – 106 p.

99. Venkatesh, N., Thulasimani, G., Jayachandran, R., Hariraman, R., Arunbalaaji, S. V. (2016). Design and Analysis of Hydraulic Roller press frame assembly. International Journal of Scientific & Engineering Research, 7 (5), 72–78.

100. Dong, Y. L., Qian, Z. S. (2015). A Research on Dual Hydraulic Motor Synchronizing Driving System with Pressure Coupling. Applied Mechanics and Materials, 779, 175–181.

101. Yamashita, T., Hirano, Y., Nakajima, N., Sugiyama, T., Yoshizumi, T. (2016). A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker. Transactions of the JSME (in Japanese), 82 (838), 15-00539–15-00539.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Гавриленко О.М., Кулініч С. П. Математична модель гідравлічного приводу для синхронних переміщень: Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109), Ч. 1. – С. 39-43.
2. Гавриленко О.М., Ігнат'єв О.С., Кулініч С.П. Математична модель багатодвигунного гідравлічного приводу з забезпеченням синхронних переміщень двох двигунів : Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». - 2008 . - № 55. - С. 276-282.
3. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Багатодвигунний гідравлічний привід з забезпеченням синхронного переміщення двох двигунів: Вісник Сумського національного аграрного університету - 2018 . - № 55. - С. 276-282.
4. Gavrylenko A.N, Kulinich S.P. Experimental studies of the hydraulic engines synchronization process in a multi-engine unit: Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (East European Scientific Journal). – Warszawa, Polska. - 2019. – No.7 (47). Volume 1– PP. 4-10.
5. Gavrylenko A. Industrial implementation of a multiple engine hydraulic drive with synchronization of engines movement in a unit for the production of granular products: Slovak international scientific journal – Bratislava, Slovakia. - 2019. – #31. Volume 1– PP.19-22.
6. Artyukhov A.E. , Krmela J. , Gavrylenko O.M. Evaluation of the impact made by the hydrodynamic regime of the granulation equipment operation on the nanoporous structure of N_4HNO_3 granules: Journal of nano – and electronic physics – 2019. – No.11(3) – PP. 03033-1 - 03033-5.
7. Гавриленко О. М., Кулініч С. П. Аналіз похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в перехідних режимах роботи: Східноєвропейський журнал передових технологій - 2019. - № 4/7 (100). - С. 30-38.

8. Гавриленко О. М. Проблеми синхронізації двигунів у гідравлічному агрегаті: ПРАЦІ Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь - 2019. - Випуск 19 – Т. 2. – С. 103-109.

9. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Крмела Я., Артюхов А.Є. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 4356 Україна,. Науковий твір «методика розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів». – опубл. 20.05.2019.

10. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Дослідження процесу синхронізації гідродвигунів в багатодвигунних приводах: аналіз похибок синхронізації в нестационарних режимах: «Прикладні науково-технічні дослідження» : тези доп. III Міжнародної науково-практичної конференції (м. Івано-Франківськ, 3-5 квітня 2019р.) – Івано-Франківськ, 2019. – С. 62.

11. Кулініч С.П., Гавриленко О.М. Застосування гідравлічного приводу для паперорізальних машин: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету / відп. за вип. М.Б.Приходченко. – Суми : СумДУ, 2005. – вип. 7. – с. 170.

12. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація руху гідроциліндрів приводу паперорізальної машини приводі: матеріали тез доповідей УІІ науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 5-6 жовтня 2006) - Київ, 2006. – С.13

13. Гавриленко О.М., Кулініч С.П., Кулініч Т.С. Синхронізація руху двигунів в гідравлічному приводі: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету. – Суми : СумДУ, 2007. – Ч.2. – С. 58.

14. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Синхронізація переміщень гідравлічних двигунів: матеріали тез доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Промислова гідравліка та пневматика», (м. Суми , 15 - 17 жовтня 2015 р.)- м. Суми 2015 р.

15. Gavrylenko Oleksii. Optimization of the multi-engine hydraulic drives work for synchronous movement of the working tools in the machines: 2nd

International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange (Sumy, June 12-15, 2018) – 2018

16. Гавриленко О.М., Кулініч С.П. Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами: Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 230.

Продовж. дод. А**АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Науково-технічна конференція викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету СумДУ «Гідравлічні машини та гідро-невмоагрегати» (м. Суми, 2005,)
2. XII міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". (м. Луганськ, 2007 р),
3. Науково-технічна конференція викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету СумДУ «Гідравлічні машини та гідро-невмоагрегати» (м. Суми, 2005,)
4. XI міжнародній науково-технічній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". (м. Київ, 2008 р),
5. XVI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП - «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.),
6. III Міжнародної науково-практичної конференції ІФНУНГ «Прикладні науково-технічні дослідження (м. Івано-Франківськ, 2019 р),
7. IX Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2019 р.),
8. II International conference on design, simulation, manufacturing the innovation exchange (м.Луцьк, 2019 р.).

ДОДАТОК Б



ТОВ «ХАРБОР ПРОТЕКТ»

м. Київ, 04073, вул. Кирилівська 119/1 Б

ЕДРПОУ/ДФО 41705516, ПАТ КБ «ПриватБанк», МФО 320649,
рахунок № 26008052661975. ІПН № 417055126568

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «Харбор Протект»
Жеба К.В.
15 травня 2019 р.

АКТ

**про впровадження науково-технічних результатів, отриманих
в рамках виконання дисертаційної роботи**

Комісія у складі Жеби К. В. – директора ТОВ «Харбор Протект», Удовенко С. Ю. – директора з комерційних питань ООО «Е.М.А», Сніжко А. А. – інженера-програміста ООО «Е.М.А», Фесенко А. Г. – провідного інженера-конструктора ООО «Е.М.А» склали цей акт в тому, що наукові результати, отримані під час розробки та дослідження експериментального стенду гідравлічного приводу для синхронних переміщень робочих органів машин з автоматизованою системою управління (розробник – ООО «Е.М.А» в рамках дисертаційного дослідження Гавриленко Олексія Миколайовича «Вдосконалення процесу синхронізації руху гідравлічних двигунів») використані в проєктній діяльності ТОВ «Харбор Протект» при розробці обладнання із застосуванням гідравлічних приводів для конвеєрів переміщення сипких матеріалів.

Отримана в ході роботи математична модель дозволяє провести теоретичні дослідження динамічних характеристик гідравлічного приводу для синхронних переміщень, робочими органами якого є гідравлічні циліндри, з двохпоточним дільником дросельного типу.

На підставі контролю координат вихідних ланок гідродвигунів (з урахуванням запропонованої автором методики визначення похибок синхронізації і удосконалення існуючої керуючої програми) система управління більш точно регулює роботу дільника, збільшуючи витрату робочого середовища для «відстає» ланки і зменшуючи його для «випереджаючого». Це дозволяє підвищити точність синхронізації і зменшити проміжок часу між появою сигналу і спрацюванням клапана поділу потоку.

Порівняння отриманих результатів (використання дільника потоку з регульованими дроселями) з результатами для дільника потоку з нерегульованими дроселями показує, що застосування дроселя, регульованого

Продовж. дод. Б



ТОВ «ХАРБОР ПРОТЕКТ»

м. Київ, 04073, вул. Кирилівська 119/1 Б

ЄДРПОУ/ДРФО 41705516, ПАТ КБ «ПриватБанк», МФО 320649,
рахунок № 26008052661975. ІПН № 417055126568

за перепадом тиску в міжросельній камері забезпечило зменшення похибки в синхронізації швидкості з 0.43 до 0.27 (в 1.6 разів), відносний перепад тиску в міжросельній камері з 1 до 0.53 (в 1.9 разів).

Використання зазначених результатів представляє високу науково-практичну цінність при розв'язанні актуального завдання зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах.

Розробка дослідження процесу синхронізації переміщень робочих органів машин з метою застосування гідравлічних приводів для конвєсрів переміщення сипких матеріалів виконані на замовлення ТОВ «Харбор Протект» в рамках договору «Створення гідравлічного приводу з синхронним переміщенням робочих органів для установки транспортування сипких матеріалів» №719-02 від 30.01.2019 р.

Директор ТОВ «Харбор Протект»

Директор з комерційних питань

ООО «Е.М.А»

Інженер-програміст

ООО «Е.М.А»

Провідний інженер-конструктор

ООО «Е.М.А»



Жеба К. В.

Григоренко С. Ю.

Сніжко А. А.

Фесенко А. Г.

ДОДАТОК В

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «СЕНСІ»

40022, Україна, м. Суми,
вул. Тополянська, 9/4тел.: +38 (0542) 787-055, 781-305
факс: +38 (0542) 781-458, 787-304info@sensi.com.ua
www.sensi.com.ua

№ _____
на № _____ від _____



ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор ТОВ «СЕНСІ»
Подосинніков С.В.
« _____ » _____ 2019 р.

АКТ

*про впровадження науково-технічних результатів
дисертаційної роботи Гавриленко Олексія Миколайовича*

Комісія у складі генерального директора ТОВ «СЕНСІ» Подосиннікова С.В., першого заступника генерального директора ТОВ «СЕНСІ» Галинського Д.М., проректора з наукової роботи Сумського державного університету Черноуса А.М., завідувача кафедрою прикладної гідроаремеханіки Сумського державного університету Ковальова І.О. склали цей акт в тому, що наукові результати, отримані в дисертаційній роботі Гавриленко О.М. «Вдосконалення процесу синхронізації руху гідравлічних двигунів», представлені на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, використані в проектній діяльності ТОВ «СЕНСІ» при розробці системи транспортування гранульованого продукту в установці гранулювання.

В рамках дисертаційної роботи здобувачем запропоновано оригінальну математичну модель та методику інженерного розрахунку гідравлічного приводу з синхронним переміщенням робочих органів. Новизна запропонованої здобувачем методики інженерного розрахунку підтверджується охоронним документом та рядом статей у вітчизняних та закордонних наукових журналах.

Робота виконана на замовлення ТОВ «СЕНСІ» в рамках договору 51.18-2019.СП/02 «Розрахунок гідравлічного приводу з синхронним переміщенням робочих органів для установки одержання аміачної селітри із застосуванням вихрового гранулятора». Здобувач приймав участь у виконанні договору в якості відповідального виконавця.

Генеральний директор
ТОВ «СЕНСІ»

С.В. Подосинніков

Перший заступник генерального
директора
ТОВ «СЕНСІ»

Д.М. Галинський

Проректор з наукової роботи,
д.ф.-м.н, проф.

А.М. Черноус

Завідувач кафедри ПГМ,
к.т.н, проф.

І.О. Ковальов

ДОДАТОК Г

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
В.Д. Карпуша
« / » 2019 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи «ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ СИНХРОНІЗАЦІЇ РУХУ ГІДРАВЛІЧНИХ ДВИГУНІВ»,

поданої на здобуття наукового ступеню кандидата технічних наук,
у навчальний процес СумДУ в 2018/2019 навчальному році

Комісія в складі голови декана факультету технічних систем та енергоефективних технологій, к.т.н., професора Гусака О.Г. та членів комісії: заступника декана з навчально-методичної роботи, к.т.н., доцента Колісніченка Е.В., завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки, к.т.н., професора Ковальова І.О. склали цей акт в тому, що результати дисертаційної роботи Гавриленко О.М. «Вдосконалення процесу синхронізації руху гідравлічних двигунів», поданої на здобуття наукового ступеню кандидата технічних наук, впроваджені в навчальний процес при вивченні дисциплін «Об'ємний гідро- і пневмопривід» (ОКР – «бакалавр», спеціальність 131 «Прикладна механіка», освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»). «Гідро- і пневмопривід автоматичних ліній і комплексів», «Теорія та проектування гідро- і пневмоприводів» (ОКР – «магістр», спеціальність 131 «Прикладна механіка», освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»).

Робота виконувалась на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки. Автором роботи вперше запропонована концепція зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів за рахунок застосування дільника потоку з додатковим зворотним зв'язком по перепаду тиску в міжросельних камерах.

Зважаючи на важливість створення високоточного технологічного обладнання дослідження, спрямовані на зменшення похибки синхронізації швидкості руху гідравлічних двигунів в нестационарних режимах є розроблена здобувачем математична модель є вагомим практичним результатом дисертаційної роботи, який впроваджено в навчальний процес в рамках викладання зазначених вище дисциплін.

Новизна запропонованої здобувачем методики розрахунку багатодвигунного гідравлічного приводу для синхронного переміщення робочих органів машин і механізмів захищена охоронним документом.

Голова комісії, декан факультету ТеСЕТ,
к.т.н., проф.



О.Г. Гусак

Члени комісії :
заступник декана з навчально-методичної роботи,
к.т.н., доц.



Е.В. Колісніченко

завідувач кафедри ПГМ,
к.т.н., проф.



І.О. Ковальов