

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ШОНТКЕВИЧ ОЛЕГ ВОЛОДИМИРОВИЧ



УДК 621.22

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОРЕЖИМНОГО ГІДРОПРИВОДУ
ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА**

05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Київ – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент
Козлов Леонід Геннадійович,
Вінницький національний технічний університет,
завідувач кафедри технологій та автоматизації
машинобудування.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Грабовський Георгій Геннадійович,
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
професор кафедри прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки,

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Бадах Валерій Миколайович,
Національний авіаційний університет,
завідувач кафедри гідрогазових систем.

Захист відбудеться «22» жовтня 2019 р. о 15⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11 у Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37, корп. 1, ауд. 214.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «__» вересня 2019 р.

Учений секретар спеціалізованої
вченої ради



О.С. Ганпанцурова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В гідроприводах фронтальних навантажувачів для колісних тракторів мають місце значні втрати потужності при багаторежимній експлуатації. Через недостатній ступінь герметичності золотникової гідроапаратури відсутня надійна фіксація навантаженого виконавчого органу в робочій позиції протягом тривалого часу. Використання дроселів із зворотними клапанами в гідроприводі не забезпечує стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та характеризується значними непродуктивними втратами при роботі з недовантаженим виконавчим органом.

Існують схеми гідроприводів з гальмівними клапанами, які дають можливість зменшити непродуктивні втрати при роботі мобільної машини та забезпечити стабілізацію швидкості руху гідродвигунів. Розрізняють конструкції гальмівних клапанів із внутрішнім, зовнішнім та змішаними типом керування. При використанні гальмівних клапанів із внутрішнім типом керування потрібно проводити налаштування його пружини при кожній зміні навантаження. Гальмівні клапани із зовнішнім типом керування забезпечують самогерметизацію гідроліній як гідрозамки, але мають більші непродуктивні втрати під час роботи в порівнянні з іншими двома типами гальмівних клапанів. Гальмівні клапани із змішаним типом керування мають недостатнє забезпечення ступеня герметичності гідроліній, що унеможлиблює роботу гідроприводу із золотниковими гідророзподільниками.

Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача досягається за рахунок створення та використання врівноважувального клапана, що об'єднав функції гальмівних клапанів із зовнішнім та змішаним типами керування: самогерметизацію гідролінії, стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та зменшення непродуктивних втрат в гідроприводі. Розробка гідроприводу фронтального навантажувача на основі регульованого насоса, пропорційного гідророзподільника та врівноважувального клапана дозволить створити конкурентний продукт для вітчизняних виробників.

Актуальною науково-технічною задачею є зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, забезпечення стабілізації швидкості руху його гідродвигуна та фіксація навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витках з камери гідродвигуна гідроприводу з врівноважувальним клапаном для фронтального навантажувача.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науково-дослідною тематикою кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, зокрема в рамках науково-дослідної теми: «Вдосконалення процесів локального деформування листових заготовок засобами мехатронних приводів з прогнозуванням технологічних відмов та спадковості» (2015 р., номер реєстрації 0114U003458).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності роботи фронтального навантажувача шляхом розробки гідроприводу з врівноважувальним

клапаном, що забезпечує зменшення енергетичних втрат при багаторежимній експлуатації гідроприводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

1) провести аналіз схем і особливостей роботи гідросистем фронтальних навантажувачів в різних режимах та конструкцій гальмівних клапанів з метою виявлення можливостей зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, забезпечення стабілізації швидкості руху його гідродвигуна та фіксації навантаженого виконавчого органу фронтального навантажувача в робочій позиції;

2) обґрунтувати та запропонувати вдосконалену схему гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, що забезпечує підвищення ефективності роботи гідроприводу, а саме: зменшення сумарних енергетичних втрат в експлуатаційному циклі роботи гідроприводу, стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та мінімальні витрати з камери гідродвигуна під час фіксації вантажу в робочій позиції;

3) розробити математичну модель роботи гідроприводу стріли в режимах зустрічного та супутнього навантаження, з врахуванням гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, тензора моменту інерції виконавчого органу та емпіричних характеристик гідроапаратури;

4) дослідити шляхом моделювання робочі процеси в гідроприводі стріли з врівноважувальним клапаном, оцінити вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на стійкість роботи, статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу, оптимізувати конструктивні параметри врівноважувального клапана за комплексним критерієм;

5) дослідити характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном, який поєднує функції гідрозамка і гальмівного клапана із змішаним керуванням;

6) удосконалити схему гідросистеми фронтального навантажувача, підтвердити підвищення ефективності гідроприводу фронтального навантажувача, розробити алгоритм розрахунку конструкції врівноважувального клапана.

Об'єкт дослідження – процеси в багаторежимному гідроприводі з врівноважувальним клапаном.

Предмет дослідження – енергоефективність, стабілізація швидкості руху гідродвигуна та ступінь герметичності камери гідродвигуна гідроприводу з врівноважувальним клапаном.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження проводилися на основі законів механіки. Виконані із використанням сучасних програмних продуктів: MATLAB, Solid Works, Autodesk Simulation SFD, Datafit. Експериментальні дослідження виконані із використанням високоточного вимірювального обладнання та спеціально укомплектованих експериментальних стендів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше розроблено нелінійні математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача на основі стохастичних характеристик тензора моменту інерції виконавчого органу, визначеної залежності витратної характеристики врівноважувального клапана та отриманої залежності

величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що адекватно описує робочі процеси в гідроприводі.

2. Вперше отримано залежність величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що має конусну поверхню та різні пази, від подачі робочої рідини через врівноважувальний клапан та величини тиску створеного вантажем.

3. Вперше отримано залежність швидкодії сервозолотника врівноважувального клапана від величини навантаження на виконавчому органі при зміні робочих режимів гідроприводу.

4. Отримала подальший розвиток методика оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана на основі розробленого комплексного критерію оптимізації, що враховує статичні, динамічні та енергетичні характеристики при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженнями.

Практичне значення одержаних результатів. Підвищено ефективність гідросистеми фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» шляхом встановлення врівноважувальних клапанів замість дроселів та досягнуто зменшення затрат енергії на 35% за робочий цикл при максимальній подачі насосу. Зменшено похибку стабілізації швидкості руху виконавчого органу до 8%. Забезпечено ступінь герметичності врівноважувального клапана до 0,4 мл/хв в діапазоні тиску 7-20 МПа від навантаження.

Створено нову схему багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, яка зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксацію навантаженого виконавчого органу в необхідній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна (патент України на корисну модель № 107185).

Створено методику розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, яка враховує особливості течії робочої рідини по його каналам при режимах роботи із зустрічним та супутнім навантаженнями.

Створено алгоритм розрахунку врівноважувального клапана щодо вибору оптимальних конструктивних параметрів, які забезпечують покращені статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженням.

Розроблено конструкцію врівноважувального клапана, який зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксує навантажений виконавчий орган в певній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна. На основі математичного моделювання та експериментальних досліджень дослідного зразка врівноважувального клапана підтверджено очікувані технічні показники.

Результати наукових досліджень у вигляді конструкторської документації на нові конструкції впроваджені на ЗАТ «Левада» м. Вінниця. Результати роботи та експериментальні стенди використовуються в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати роботи одержано автором особисто. Вони являють собою огляд та аналіз схемних рішень, створення принципово нової конструкції врівноважувального клапана із подальшими

теоретичними та експериментальними дослідженнями його параметрів та функціональних можливостей. Постановка задач та формулювання висновків виконано з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та одержали позитивну оцінку на: Міжнародній конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)» (м. Вінниця, 2012 р.), Міжнародних науково-технічних інтернет-конференціях «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 2014 р., 2016 р., 2018 р.), Міжнародній науково-практичній Інтернет-конференції "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи" (м. Вінниця, 2016 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2016 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2016 р., м. Черкаси, 2017 р., м. Київ, 2018 р.), International Scientific Conference «Mechanika 2017» (Литва, м. Каунас, 2017 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП (м. Вінниця, 2017 р., м. Львів, 2018 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Технології та інфраструктура транспорту» (м. Харків, 2018 р.).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалася і була схвалена: на розширеному засіданні кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, а також отримала позитивну рецензію Асоціації спеціалістів промислової гідравліки та пневматики.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 19 наукових праць, у тому числі 5 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 1 патент України на корисну модель, 13 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку літературних джерел та додатків. Робота містить 249 сторінок тексту, 89 рисунків, 12 таблиць, список літературних джерел із 103 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовані мета та задачі, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, зазначено наукову новизну та практичне значення результатів, які виносяться на захист. Вказано особистий вклад здобувача, апробацію результатів досліджень, структуру та обсяг дисертації.

У **першому розділі** проведено аналіз сучасних схем гідроприводів фронтальних навантажувачів та конструкцій гальмівних клапанів, наведено їх переваги та недоліки. На основі аналізу сформульовано мету дисертаційної роботи.

Питанням розробки нелінійних математичних моделей гідроприводів машин та їх дослідженням присвячені роботи В. Б. Струтинського, О. П. Губарева, П. М. Андренко, В. П. Бочарова, Г. Г. Грабовського, В. М. Бадаха, В. М. Тіхенко, О. Ф. Луговського, З. Я. Лурьє, А. І. Панченко, Л. Є. Пелевіна, О. В. Узунова, Ю. А. Буреннікова, Л. Г. Козлова, Л. К. Поліщука, В. І. Савуляка, М. І. Іванова.

Загальним проблемам проектування гідрозамків та дослідження процесів, що в них відбуваються, присвячені роботи Ю. А. Данілова, Є. І. Абрамова, В. П. Пурдика, Д. О. Лозінського, О. В. Петрова. Зокрема, зазначено, що високий ступінь герметичності гідрозамків забезпечує фіксацію виконавчого органу мобільної машини в робочій позиції протягом тривалого часу.

Проблемами проектування гальмівних клапанів та керування ними займалися Л. С. Мусина, В. R. Andersson, K. Heybroek, T. O. Andersen, M. Galal Rabie та ін. В роботах авторів розглянуті переваги та недоліки існуючих конструкцій гальмівних клапанів. Зокрема, порівняно роботу гальмівного клапана із дроселем, який часто встановлюється на фронтальні навантажувачі для керування швидкістю опускання виконавчого органу. Встановлено, що гальмівний клапан забезпечує кращу стабілізацію швидкості руху виконавчого органу, менші енергетичні затрати на керування та відсутність неконтрольованого опускання вантажу.

Аналіз робіт показав, що світовою тенденцією в розвитку сучасної гідроапаратури (врівноважувальних клапанів) є розширення її функціональних можливостей. Необхідно звернути увагу на покращення динамічних та енергетичних характеристик гідроприводу на основі врівноважувального клапана. Зокрема, врахувати в математичних моделях одночасну роботу врівноважувального клапана з регулятором насоса, вплив інерційно-масових характеристик навантаження на гідропривод та процеси течії робочої рідини по каналах врівноважувального клапана. Важливим етапом при створенні нової гідроапаратури є розробка дослідного зразка та дослідження його на експериментальних стендах для підтвердження адекватності розрахунків і визначення нових наукових залежностей.

На основі проведеного аналізу визначено задачі дослідження.

У другому розділі представлено схему гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном (див. рис. 1), яка забезпечує чотири режими роботи, а саме: холостий режим, два робочих режими (при зустрічному і супутньому навантаженнях) та режим перевантаження.

Гідропривод стріли (див. рис. 1) включає насос 1 змінного робочого об'єму з регулятором подачі 2, регулятором тиску 3 та нерегульованим дроселем 4, пропорційний гідророзподільник 5, врівноважувальний клапан 6, гідроциліндр 7 та гідробак 8. Пропорційний гідророзподільник 5 містить золотник гідророзподільника 9 та кінцевий вимикач 10. Врівноважувальний клапан 6 містить основний золотник 11, сервозолотник 12, нерегульовані дроселі 13 та 14. Гідропривод стріли має напірну гідролінію 15, три робочі гідролінії 16, 17, 18, гідролінії керування 19, 20, 21 та гідролінію зливу 22.

Холостий режим є енергозберігаючим за рахунок встановлення регульованого насоса 1. Подача насоса 1 рівна незначним витокам через золотник гідророзподільника 9 в нейтральному положенні, а тиск p_n при цьому в гідролінії нагнітання 15 буде малим, що забезпечується регулятором подачі 2. Основний золотник 11 врівноважувального клапана 6 є закритим, а сервозолотник 12 – вимкнутим. В холостому режимі врівноважувальний клапан 6 працює як гідрозамок та забезпечує фіксацію навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна.

величини зведеного технологічного навантаження T . При цьому тиск p_c в робочій гідролінії 18 буде визначатися зусиллям пружини основного золотника 11 та складатиме величину до 3,0 МПа.

Робота гідроприводу стріли фронтального навантажувача в режимі перевантаження забезпечується за рахунок регулятора тиску 3. Він здійснює керування тиском і подачею від насоса 1, що забезпечує мінімальну подачу робочої рідини під максимально можливим граничним тиском.

Розроблено тривимірні моделі врівноважувального клапана та проаналізовано процес течії робочої рідини по його каналах за допомогою Autodesk Simulation CFD (рис. 3). Нерівномірно розподілений тиск діє в зоні пазів основного золотника. Він створює гідродинамічну силу на основному золотнику. Виконано перерізи течії робочої рідини поперек пазів та конуса основного золотника. Розраховано, що розподіл тиску по поперечній ширині пазів змінюється на 0,5%, а по поперечній поверхні конуса – на 2%. Тому, для розрахунку гідродинамічної сили достатньо одного перерізу течії робочої рідини вздовж осі основного золотника по пазам.

Складено кінетостатичну схему дії сил на сервозолотник при максимальному тиску 20 МПа в гідроприводі. Розраховано, що сервозолотник з чотирма пазами забезпечує запас рушійної сили в 47,4 Н при зливному отворі $\varnothing 2,2$ мм в корпусі врівноважувального клапана. Для переключення сервозолотника використано електромагніт вітчизняного виробника ООО «Гідроапаратура» з номінальним тяговим зусиллям $G_e=120$ Н і робочим ходом якоря 3,2 мм.

В третьому розділі досліджено процес течії робочої рідини по каналам врівноважувального клапана. За результатами розрахунків апроксимовано залежність гідродинамічної сили $F_{hd}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику від величин тиску p_y на виході врівноважувального клапана та подачі Q_y через його робоче вікно. Коефіцієнт детермінації при цьому становить $R^2=0,993$. Апроксимована залежність є квадратичною функцією:

$$F_{hda} = 88,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y. \quad (1)$$

Розроблено розрахункову схему (див. рис. 4) експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном.

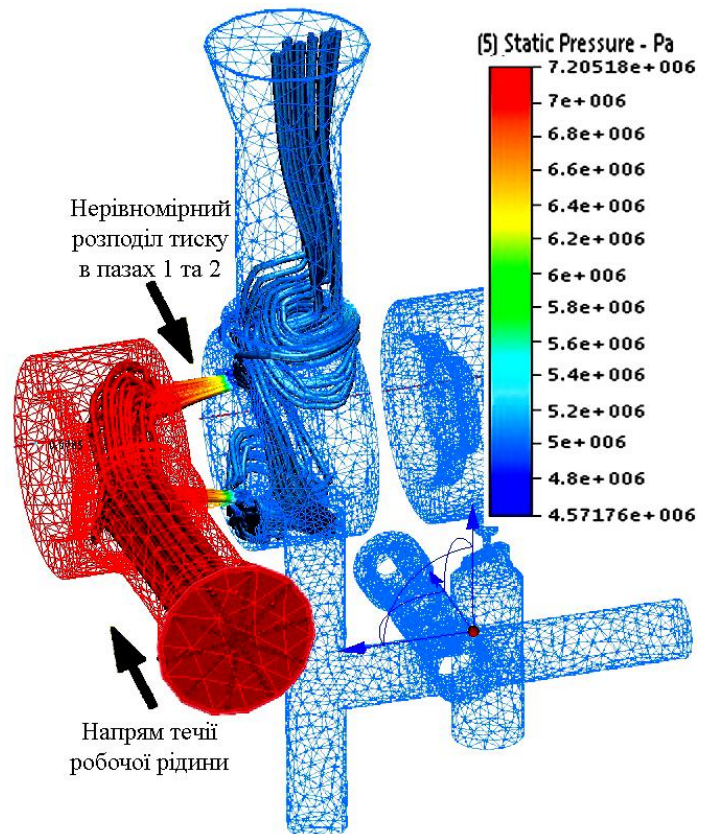


Рис. 3. Імітаційне моделювання течії робочої рідини в каналах врівноважувального клапана

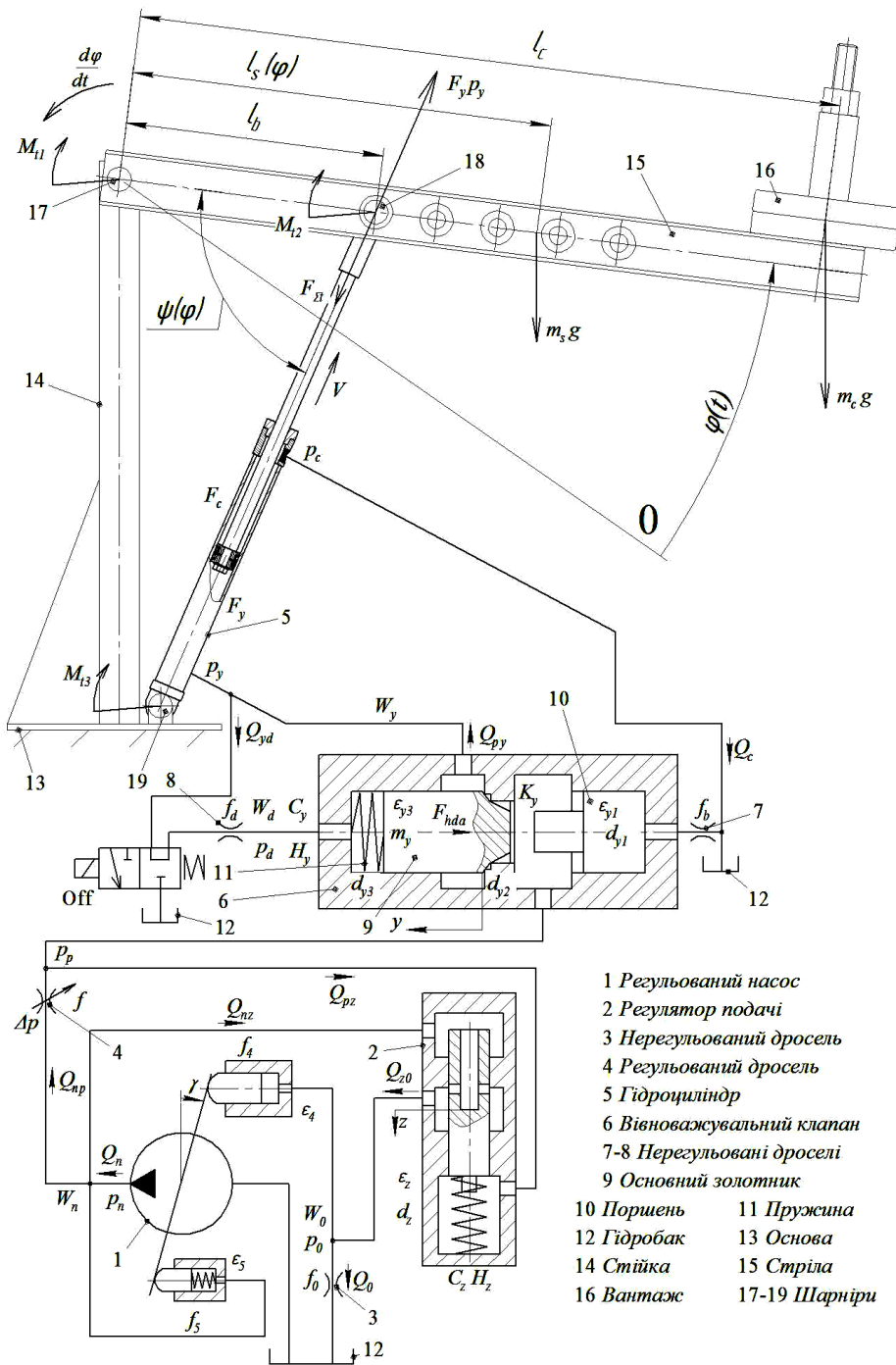


Рис. 4. Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли

рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та врівноважувального клапана не враховувалось; діями сил від зливного тиску нехтуємо; зміна тензору моменту інерції стріли та координат центру маси вантажу під час повороту не враховувалась.

Математична модель включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній між насосом 1 та регульованим дроселем 4 (рівняння 2), між регульованим дроселем 4 та врівноважувальним клапаном 6 (рівняння 3), між врівноважувальним клапаном 6 та поршневою камерою гідроциліндра 5 (рівняння 4), між нерегульованим дроселем 8 та камерою правого торця основного золотника 9 (рівняння 5), а також між регулятором подачі 2 та нерегульованим дроселем 3 (рівняння 6):

Для побудови математичної моделі були прийняті такі припущення: розглядаються зосереджені параметри гідроприводу; температура та в'язкість робочої рідини прийнята постійною; хвильові процеси не враховувались; податливості камер гідроприводу, а також стисливість робочої рідини враховувались як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні; тиск рідини в зливних гідролініях постійний; режими роботи – без кавітаційні; втрати тиску в гідролініях не враховувались; сили сухого тертя для золотників не враховуються; перетікання робочої

$$0,25 \cdot \pi \cdot d_7^2 \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) + \\ + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (2)$$

$$\mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) = Q_y - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (3)$$

$$Q_y = F_y \cdot V + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) + \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) = \beta_2 \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (5)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (6)$$

та рівняння рівноваги сил на золотниках врівноважувального клапана 6 (рівняння 7) і регулятора подачі 2 (рівняння 8):

$$m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) - F_{hda}; \quad (7)$$

$$\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z (H_z + z). \quad (8)$$

Рівняння рівноваги моментів на планшайбі регульованого насоса 1 (рівняння 9) та на стрілі 15 (рівняння 10) описуються за формулами:

$$J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_0 \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + \\ + (m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n); \quad (9)$$

$$I_{mc} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = p_y \cdot F_y \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - m_s \cdot g \cdot l_s(\varphi) \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - m_c \cdot g \cdot l_c \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - \\ - F_{\Sigma t} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - M_{t1} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - M_{t2} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - M_{t3} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right). \quad (10)$$

В нелінійних диференціальних рівняннях (2) – (10) математичної моделі прийняті такі позначення: f – площа робочого вікна регульованого дроселя 4; μ_f – коефіцієнт тертя сталь по сталі; $F_{\Sigma t}$ – сумарна сила тертя в гідроциліндрі 5; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; β_1, β_2 – коефіцієнт стискання робочої рідини з гнучкими трубопроводами та в камерах гідроапаратури; d_{y2}, d_{y3} – діаметри лівого та правого торця основного золотника 9; l_{y3} – довжини контакту основного золотника 9 із корпусом врівноважувального клапана 6; f_d, f_0 – площі нерегульованих дроселів; d_c, d_s, b_c, b_s – діаметри та ширини ущільнень поршня та штока гідроциліндра 5; W_n, W_p, W_y, W_0, W_d – об'єми гідроліній; m_c, m_s, m_y – зведені маси вантажу 16, стріли 15 та основного золотника 9 із пружиною 11, відповідно; g – прискорення вільного падіння; C_y, C_z –

жорсткості пружин врівноважувального клапана 6 та регулятора подачі 2, відповідно; H_y, H_z – попередні стиснення пружин врівноважувального клапана 6 та регулятора подачі 2, відповідно; $\varepsilon_4, \varepsilon_5$ – зазори утворені між робочими поверхнями плунжерів та корпусу насоса 1; $\varepsilon_z, \varepsilon_{y3}$ – зазори утворені між робочими поверхнями: золотника регулятора насоса 2 та його корпусом, основного золотника 9 врівноважувального клапана 6 та його корпусом; F_c, F_y – площі штокової та поршневої камер гідроциліндрів 5; J, I_{mc} – момент інерції планшайби насоса 1 та стріли 15; ν – коефіцієнт в'язкості оливи індустріальної; d_4, d_5, l_4, l_5 – діаметри та довжини контакту плунжерів із втулками регульованого насоса 1, відповідно; d_z, l_z – діаметр та довжина контакту золотника із корпусом регулятора насоса 2; d_7, d_8 – діаметри поршня насоса 1 та кола контакту поршнів насоса з планшайбою; k – кількість поршнів в насосі 1; n – число обертів вала насоса 1; f_4, f_5 – площі плунжерів; z, y – координати положення золотників регулятора насоса 2 та врівноважувального клапана 6; $p_n, p_c, p_p, p_y, p_0, p_d$ – величини тисків для відповідних гідроліній; $\gamma, \varphi, \lambda, \psi$ – кути повороту планшайби насоса 1, стріли 15 та гідроциліндра 5; $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору від величини Q_n та p_n ; Q_n – величина подачі регульованого насоса 1; l_b – довжина стріли 15 від осі її обертання до осі закріплення гідроциліндра 5; M_{t1}, M_{t2}, M_{t3} – моменти тертя, що виникають в шарнірах гідроциліндра 5 та стріли 15.

Розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь здійснено за таких початкових умов: $z(0) = 0$; $y(0) = 0$; $V(0) = 0$; $p_n(0) = 4,6 \cdot 10^6$ Па; $p_p(0) = 4,2 \cdot 10^6$ Па; $p_y(0) = 4 \cdot 10^6$ Па; $p_0(0) = 0,1 \cdot 10^6$ Па; $p_d(0) = 3,7 \cdot 10^6$ Па; $\gamma(0) = 0,05$ рад, та за допомогою програмного пакету MATLAB Simulink. Для обчислення перехідних процесів використано функцію ode23s, в основу якої покладено однокроковий модифікований метод Розенброка 2-го порядку, який забезпечує високу швидкість

обчислення для жорстких систем. Відносна похибка під час моделювання складала 0,1%.

В результаті дослідження перехідних процесів знайдено області стійкої роботи гідроприводу (див. рис. 5) та вплив параметрів на розташування зон стійкої роботи. Встановлено, що області стійкої роботи гідроприводу обмежені діаметром поршня $d_{y1} = (15 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ м; діаметром основного золотника

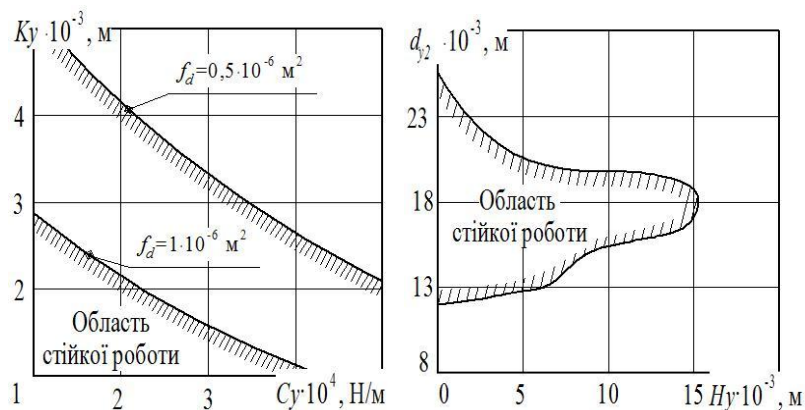


Рис. 5. Вплив параметрів врівноважувального клапана на розміщення області стійкої роботи гідроприводу при зустрічному навантаженні

$d_{y2} = (15 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ м; попереднім стисненням пружини $H_y = (2 \dots 7) \cdot 10^{-3}$ м; жорсткістю пружини $C_y = (1 \dots 2,5) \cdot 10^4$ Н/м; коефіцієнтом підсилення робочого вікна $K_y = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м. При зменшенні площі дроселів f_d та $f_b < 1,1 \cdot 10^{-6}$ м² область стійкої роботи гідроприводу збільшується.

Перехідні процеси в експериментальному зразку гідроприводу стріли при ступінчатій зміні зустрічного навантаження T та швидкості руху V виконавчого органу показано на рис. 6 з відповідними режимами роботи в зонах А, Б, В та Г. На представлених графіках зображено зміну швидкості руху V гідроциліндра та тиску робочої рідини в напірній гідролінії p_n . Коефіцієнт корисної дії гідроприводу при зустрічному навантаженні для розглянутих режимів складав від 60 до 80%, а при супутньому – від 65 до 85%. Час перехідного процесу t_p не перевищував 0,5с, а величина перерегулювання $\sigma < 35\%$. Розраховано похибку δ стабілізації потоку, яка не перевищує 8% між різними режимами роботи при однаковому налаштуванні подачі через регульований дросель 4 в експериментальному зразку гідроприводу стріли (див. рис. 4).

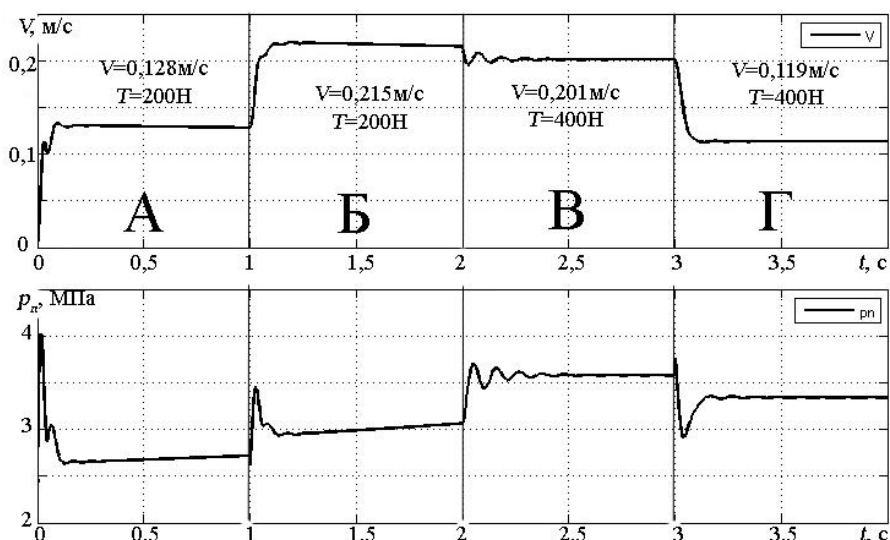


Рис. 6. Перехідні процеси в експериментальному зразку гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні

Досліджено вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана: $f_d=(0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_b=(0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $d_{y1}=(15 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{y2}=(15 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $K_y=(0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $C_y=(1 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $H_y=(2 \dots 7) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на динамічні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли (див. рис. 7, а та б).

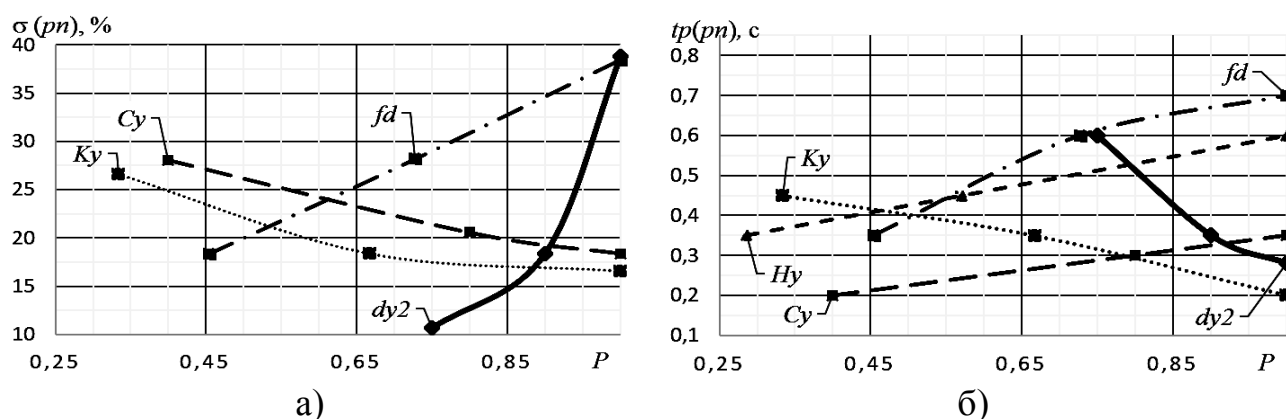


Рис. 7. Залежність динамічних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли від параметрів врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні: а) величина перерегулювання та б) час перехідного процесу

По осі абсцис (див. рис. 7) відкладено значення безрозмірних параметрів:

$$P = P_{real} / P_{max}, \quad (11)$$

де P_{real} – поточне значення параметра; P_{max} – максимальне значення параметра.

Параметри врівноважувального клапана: площі f_d та f_b нерегульованих дроселів, діаметр d_{y1} поршня, діаметр d_{y2} основного золотника, попереднє стиснення пружини H_y , мають неоднозначний вплив на роботу експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному та супутньому навантаженнях. Знайдено оптимальні значення цих параметрів.

Оптимізацію параметрів врівноважувального клапана проведено методом LP-пошуку для зустрічного та супутнього навантаження окремо. В якості параметрів оптимізації вибрано: $f_b=f_d=(0,5\dots 1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$; $d_{y1}=(15\dots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15\dots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=(0,5\dots 1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2\dots 7)\cdot 10^{-3}\text{м}$. Динамічні характеристики при зустрічному навантаженні розраховувалися для тиску в напірній гідролінії p_n , а при супутньому навантаженні – тиску в робочій гідролінії p_y . Для оптимізації обрано режим роботи В (див. рис. 6). Комплексний критерій оптимізації W_{opt} є результатом суми критерію оптимізації при зустрічному W_{opt1} та супутньому W_{opt2} навантаженнях та розраховується за формулами:

$$W_{opt} = W_{opt1} + W_{opt2}; \quad (12)$$

$$W_{opt1} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} + \frac{\delta_i}{\delta_{max}} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}}{t_{pmax}} + \frac{N_i}{N_{max}} \right); \quad (13)$$

$$W_{opt2} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i^*}{\sigma_{max}^*} + \frac{\delta_i^*}{\delta_{max}^*} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}^*}{t_{pmax}^*} + \frac{N_i^*}{N_{max}^*} \right), \quad (14)$$

де i – номер дослідів; * – індекс параметрів при супутньому навантаженні; σ_i , σ_{max} , σ_i^* , σ_{max}^* – величини перерегулювання тисків та їх максимального перерегулювання в серії дослідів; δ_i , δ_{max} , δ_i^* , δ_{max}^* – величини похибки стабілізації швидкості руху V при зміні режимів роботи та максимальної похибки стабілізації швидкості руху V в серії дослідів; t_{pi} , t_{pmax} , t_{pi}^* , t_{pmax}^* – час перехідного процесу та максимальний час перехідного процесу в серії дослідів; N_i , N_{max} , N_i^* , N_{max}^* – величини затраченої потужності гідроприводу та його максимальна затрачена потужність в серії дослідів.

В процесі оптимізації розраховано перехідні процеси для 160 дослідів та отримано 720 значень комплексного критерію оптимізації W_{opt} . Оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18\cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=11,1\%$, $\sigma(p_y)^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=0,6\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,22\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=7,8\%$, $\delta(V)^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=1340\text{Вт}$, $N(p_n)^*=827\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях.

В четвертому розділі досліджено ступінь герметичності врівноважувального клапана 2 на експериментальному стенді (див. рис. 8). Схема експериментального стенду включає насосну станцію 1, врівноважувальний клапан 2, який має основний золотник 3 і сервозолотник 4, та мірні мензурки 5 (точність вимірювання 0,2мл).

Витоки робочої рідини ΔQ_c через сервозолотник 4 не були зафіксовані при температурах $t=30-55^\circ\text{C}$. Це досягається за рахунок клапанної конструкції та малого діаметра робочого вікна $d_c=2,2\text{мм}$.

Для основного золотника 3 з робочим діаметром $d_{y2}=18\text{мм}$ витіки робочої рідини ΔQ_o змінювалися в залежності від значення тиску p та температури t (див. рис. 9). Максимальні витіки (0,53 мл/хв) зафіксовано при величині тиску 5МПа та

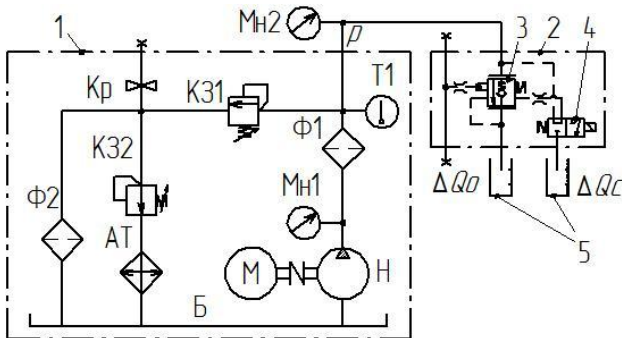


Рис. 8. Схема експериментального стенда для визначення ступеня герметичності врівноважувального клапана

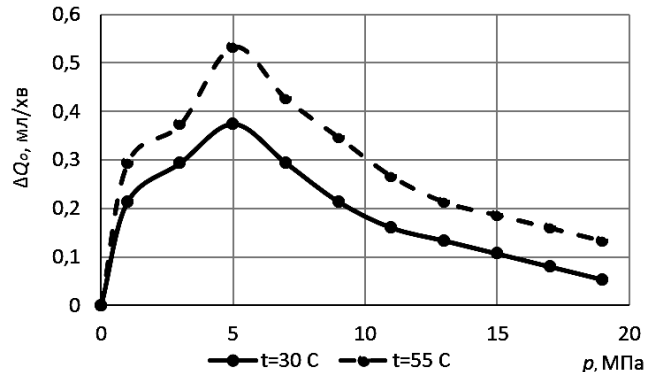


Рис. 9. Витіки робочої рідини ΔQ_o через основний золотник від тиску p та температури t

температурі $t=55^\circ\text{C}$, а далі зменшуються за рахунок самогерметизації.

Збільшення температури робочої рідини призводить до збільшення витоків робочої рідини через основний золотник 3.

Досліджено статичні та динамічні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли на експериментальному стенді (рис. 10) для підтвердження адекватності математичної моделі.

Експериментальний стенд (див. рис. 10) включає: регульований аксіально-поршневий насос, пропорційний гідророзподільник, дроселі, манометри, тензометричні датчики тиску, тахометр, індикатор годинникового типу, термометр, експериментальний зразок стріли з гідроциліндром, гідромотор, дослідний зразок врівноважувального клапана.

При проведенні досліджень на експериментальному стенді (див. рис. 10) використано: манометри Мн1...Мн6 (діапазон вимірювання 0...25 МПа, точність

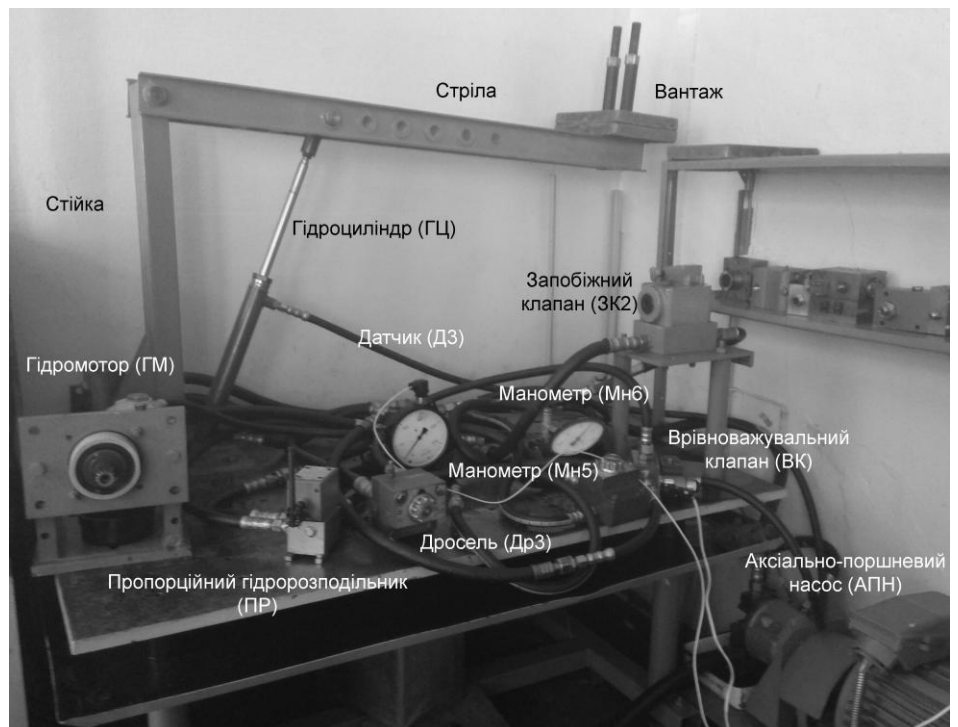


Рис. 10. Фотографія експериментального стенда для дослідження статичних та динамічних характеристик гідроприводу на основі врівноважувального клапана

$\pm 2\%$), термометр ОТ (діапазон вимірювання $0 \dots 150^\circ\text{C}$, точність $\pm 0,5\%$), тензометричні датчики тиску Д1...Д3 (діапазон вимірювання $0,5 \dots 25$ МПа, точність $\pm 1,6\%$), тахометр Т (діапазон вимірювання $0 \dots 1000$ об/хв, точність $\pm 1\%$), індикатор годинникового типу (діапазон вимірювання $0 \dots 15 \cdot 10^{-3}$ м, точність $\pm 3\%$).

Знайдено залежність величини подачі $Q_y = f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан від величини тиску p_y навантаження та перепаду тисків Δp_y на основному золотнику врівноважувального клапана. Коефіцієнт детермінації при цьому становить $R^2 = 0,989$. Апроксимована залежність $Q_y = f(p_y, \Delta p_y)$ використана в рівняннях (3), (4) математичної моделі та має вигляд:

$$Q_y = 7,11 \cdot 10^{-4} - \frac{2,16 \cdot 10^2}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-10} \cdot p_y + \frac{5,34 \cdot 10^7}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-18} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot 10^{-5} \cdot p_y}{\Delta p_y}. \quad (16)$$

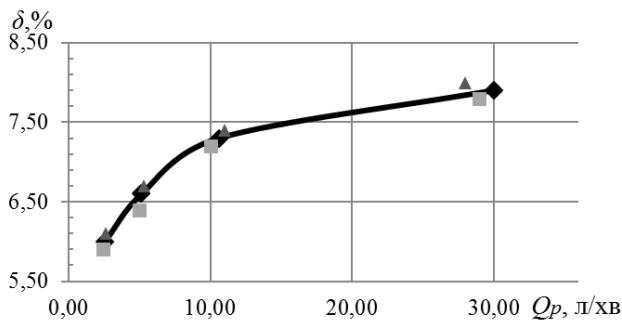


Рис. 11. Залежність похибки δ стабілізації потоку від величини подачі Q_p через гідророзподільник

вмикання сервозолотника змінюється від 0,07 до 0,25с при збільшенні технологічного навантаження T від 200 до 800Н на виконавчому органі. Тривалість вимикання сервозолотника змінюється від 0,22 до 0,32с при аналогічному збільшенні технологічного навантаження T на виконавчому органі. Підтверджено працездатність сервозолотника, що був розроблений методом кінетостатичного силового аналізу.

Для підтвердження адекватності розроблених математичних моделей досліджено динамічні характеристики, а саме: величину перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p в експериментальному зразку гідроприводу стріли (див. рис. 13).

При проведенні експериментальних досліджень величина перерегулювання σ не перевищувала 35%, а час перехідного процесу $t_p < 0,5$ с. Адекватність розробленої математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли підтверджена за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

Залежність похибки δ стабілізації потоку від величини подачі Q_p через гідророзподільник не перевищує 8% (рис. 11) та відповідає теоретичним розрахункам (див. рис. 6).

Графічна залежність швидкодії t_s сервозолотника від технологічного

навантаження T на виконавчому органі зображено на рис. 12. Встановлено, що тривалість

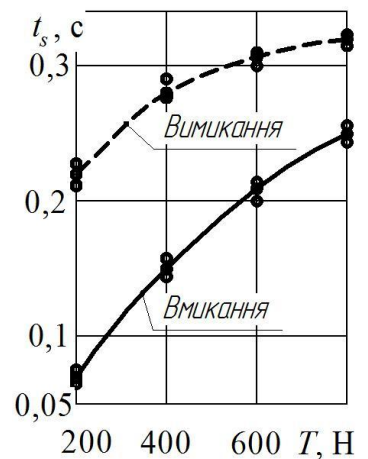


Рис. 12. Вплив навантаження на виконавчому органі на швидкодію сервозолотника врівноважувального клапана

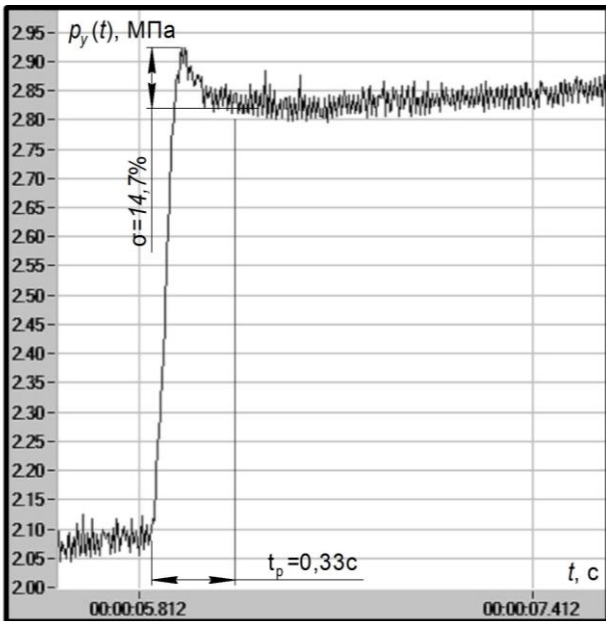


Рис. 13. Динамічні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні в 450 Н

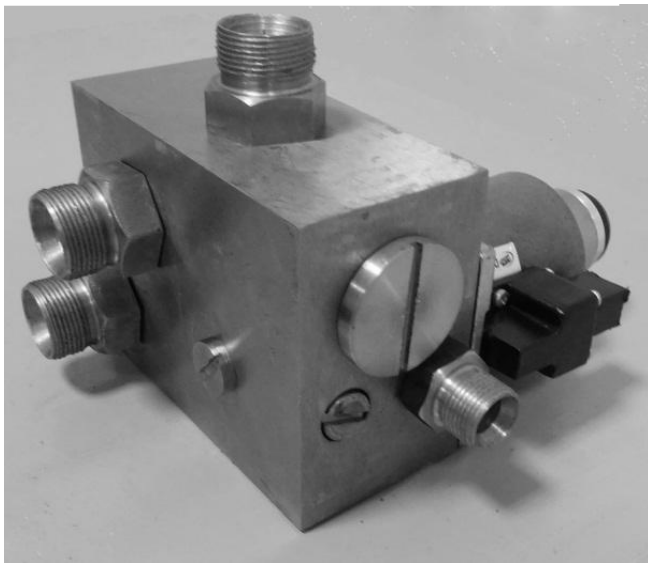


Рис. 14. Фотографія дослідного зразка врівноважувального клапана

На рис. 15, а показано залежність тензора моменту інерції стріли $I_m = f(\varphi, m)$ фронтального навантажувача від кута повороту стріли φ та зведеної маси m , що визначається за формулою (16). Кути $\alpha=90^\circ$, $\gamma=0$, $\beta=90^\circ$ характеризують положення головних осей x , z , y відносно осі y_0 , а зведена маса m дорівнює сумі мас вантажу m_{c1} і стріли фронтального навантажувача m_{s1} .

$$I_m = I_{xx}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \alpha + I_{yy}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \beta + I_{zz}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \gamma - 2 \cdot I_{xy}(\varphi, m) \cos \alpha \cdot \cos \beta - 2 \cdot I_{xz}(\varphi, m) \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma - 2 \cdot I_{yz}(\varphi, m) \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma. (16)$$

Фотографію дослідного зразка врівноважувального клапана показано на рис. 14. Врівноважувальний клапан увійшов у збірник «Інноваційні розробки університетів та наукових установ МОН України» в 2017 році. Технічні характеристики дослідного зразка врівноважувального клапана показано в таблиці 1.

Таблиця 1
Технічні характеристики дослідного зразка врівноважувального клапана

Показники	Розм.	Значення
Максимальна подача	л/хв	60
Максимальний тиск	МПа	20
Діапазон регулювання	МПа	2,5...20
Співвідношення максимального тиску до тиску керування основним золотником	–	1/14
Робоча температура (робочої резини)	°C	-20...80
Внутрішні втрати	мл/хв	до 0,53

В п'ятому розділі розроблено розрахункову схему та математичну модель гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном. З метою адекватного опису робочих процесів під час піднімання чи опускання стріли фронтального навантажувача використано стохастичну залежність тензора моменту інерції для виконавчого органу від кутів повороту головних осей.

При роботі фронтального навантажувача рух стріли супроводжується ривками в наслідок наявності люфтів, дії сил тертя, деформації шарнірів та конструкції стріли, а також перехідних процесів в гідроприводі. Стріла з вантажем коливається вибираючи зазори у шарнірах. Тому реальні значення кутів α , β , γ повороту головних осей x , z , y варто враховувати як стохастичні величини із діапазоном зміни в $\pm 4^\circ$ (див. рис. 15, b, c) для різної зведеної маси m .

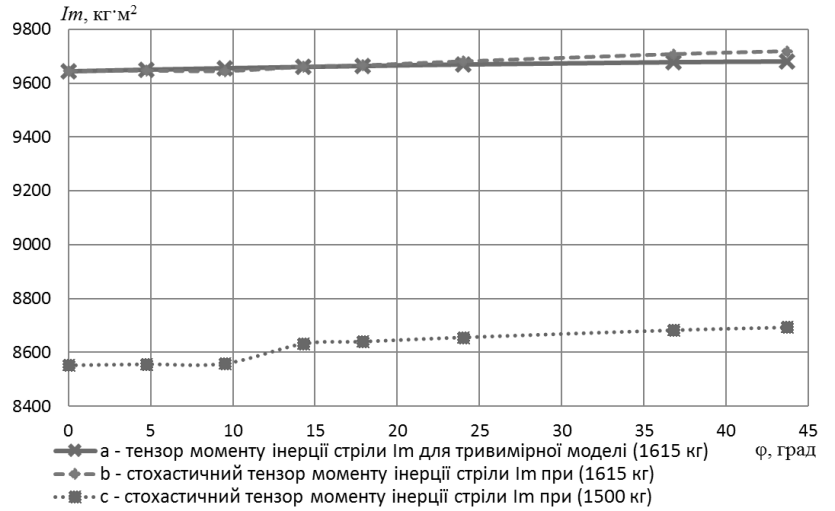


Рис. 15. Залежності тензора моменту інерції стріли I_m під час повороту на кут φ стріли фронтального навантажувача

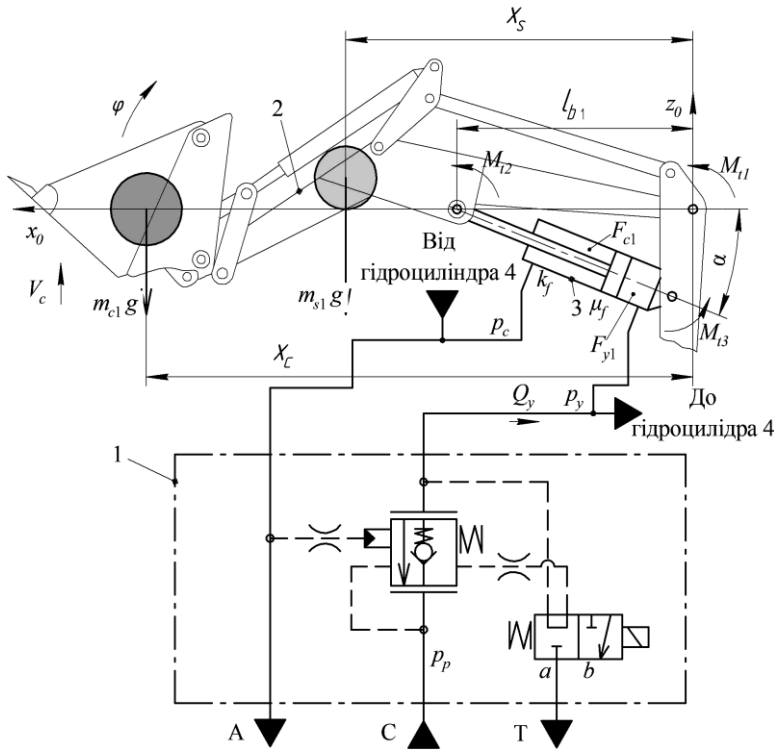


Рис. 16. Розрахункова схема гідроприводу стріли фронтального навантажувача

Розрахункова схема гідроприводу стріли фронтального навантажувача (рис. 16) включає: врівноважувальний клапан 1, стрілу фронтального навантажувача 2, гідроциліндри 3 та 4. Математична модель гідроприводу стріли фронтального навантажувача побудована на основі математичної моделі (2) – (10) експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном. Зокрема, математична модель гідроприводу стріли фронтального навантажувача враховує інерційно-масові характеристики стріли за рахунок рівняння рівноваги моментів для неї за формулою:

$$\begin{aligned}
 I_m \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = & p_y \cdot 2F_{y1} \cdot l_b \cdot \sin(\alpha) - m_{s1} \cdot g \cdot x_s - m_{c1} \cdot g \cdot x_c - 2[m_{c1} \cdot g \cdot x_c + m_{s1} \cdot g \cdot x_s] \cdot \mu_f \times \\
 & \times \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_{b1} \cdot \sin(\alpha) - 2[\pi \cdot d_{c1} \cdot b_{c1} \cdot k_{f1} + \pi \cdot d_{s1} \cdot b_{s1} \cdot k_{f1}] \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_{b1} \cdot \sin(\alpha) - \\
 & - 2M_{t1} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - 2M_{t2} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - 2M_{t3} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right), \quad (17)
 \end{aligned}$$

де m_{c1} , m_{s1} – зведені маси вантажу та стріли 2; d_{c1} , d_{s1} , b_{c1} , b_{s1} – діаметри та ширини ущільнень поршня та штока гідроциліндрів 5, 6, відповідно; l_{b1} – довжина стріли 2 від осі її обертання до осі закріплення гідроциліндрів 3, 4; x_s , x_c – координати положення центру мас стріли 2 та вантажу по осі x ; M_{t1} , M_{t2} , M_{t3} – моменти тертя, що виникають в шарнірах гідроциліндрів 3, 4 та стріли 2.

Досліджено вплив зупинки та подолання перешкоди фронтальним навантажувачем на роботу гідроприводу стріли (див. рис. 17). Отримано стійкі перехідні процеси, а час перехідного процесу t_p не перевищує $1,3c$.

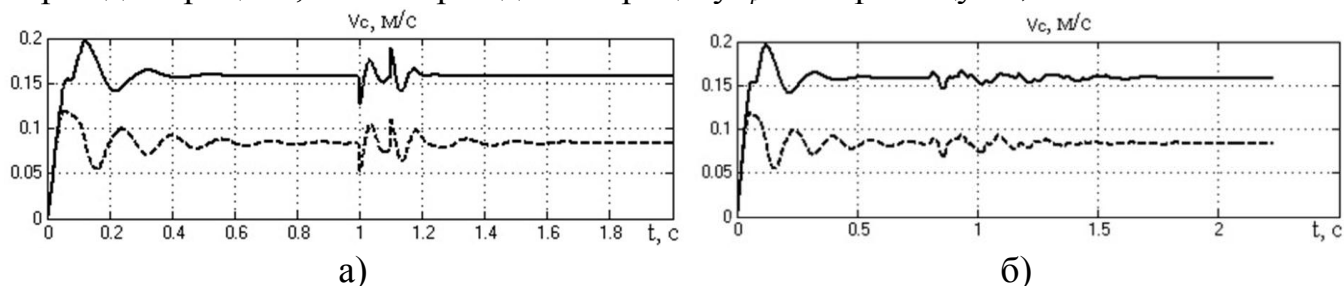


Рис. 17. Зміна швидкості руху стріли під час зупинки а) та подолання перешкоди б) фронтальним навантажувачем

Удосконалено гідросистему екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» на основі схеми гідроприводу стріли фронтального навантажувача (див. рис. 1).

Розраховано затрачену енергію гідроприводу в робочому циклі фронтального навантажувача для удосконаленої схеми (див. рис. 18) та схеми типової машини «БОРЕКС 2206». Регульований насос забезпечує незначні затрати енергії на холостих режимах роботи в періодах T_1 та T_4 (рис. 17). Встановлення врівноважувального клапана замість дроселя із зворотним клапаном зменшує затрати енергії на 35% для виконання однакових операцій. При цьому затрати енергії на один робочий цикл для схеми типової машини «БОРЕКС 2206» складають 167,855кДж, для схеми фронтального навантажувача з дроселем із зворотним клапаном – 112,2кДж, а для удосконаленої схеми фронтального навантажувача – 72,76кДж.

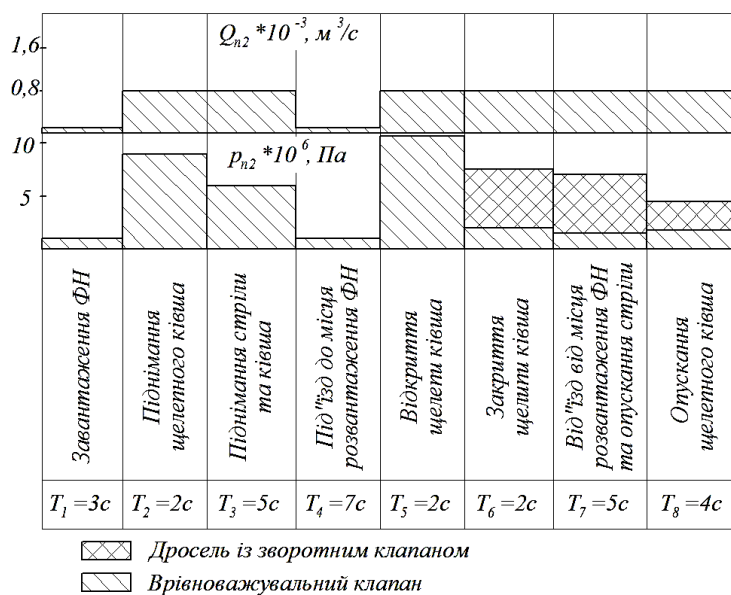


Рис. 18. Робочий цикл фронтального навантажувача

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу схем гідросистем фронтальних навантажувачів та конструкцій гальмівних клапанів запропоновано нову схему багаторежимного гідроприводу з новою конструкцією врівноважувального клапана. Врівноважувальний клапан забезпечує в холостому та в робочому режимах із

зустрічним навантаженням функцію самогерметизації гідрозамка, а в робочому режимі із супутнім навантаженням – функції стабілізації швидкості руху гідродвигуна та мінімізацію втрат потужності в гідроприводі.

2. Розроблено математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли, в яких враховано залежність гідродинамічної сили $F_{hd}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику, стохастичну залежність тензора моменту інерції $I_m=f(\varphi, m, \alpha, \beta, \gamma)$ для виконавчого органу та залежність величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан, що адекватно описує робочі процеси в гідроприводі стріли з ймовірністю 95% за критерієм Фішера.

3. Знайдено, що стійка робота гідроприводу стріли забезпечується в робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями при виборі параметрів основного золотника з діапазонів: діаметра лівого торця $d_{y2}=(15...18)\cdot 10^{-3}\text{м}$; попереднього стиснення пружини $H_y=(2...7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; жорсткості пружини $C_y=(1...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$; коефіцієнту підсилення робочого вікна $K_y=(0,5...1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$, а також діаметра поршня $d_{y1}=(15...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; площі дроселів $f_d=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ та $f_b=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$.

4. Забезпечено точність стабілізації швидкості руху гідродвигуна гідроприводу з похибкою $\delta < 8\%$ та $\delta^* < 3\%$ при робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями за рахунок вибору параметрів врівноважувального клапана з діапазонів: $d_{y1}=(15...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2...7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,2)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15...19)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $C_y=(2,25...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$, що дозволяє підвищити керованість виконавчого органу фронтального навантажувача.

5. Розраховано діапазони параметрів врівноважувального клапана: $d_{y1}=(18...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2...5)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,2)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(16...19)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $C_y=(1...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$; $f_b=(0,5...0,7)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$; $f_d=(0,5...1,0)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$, при яких забезпечується час регулювання $t_p < 0,5\text{с}$ і перерегулювання $\sigma < 35\%$ в гідроприводі для робочого режиму із зустрічним навантаженням та час регулювання $t_p^* < 0,4\text{с}$ і перерегулювання $\sigma^* < 50\%$ в гідроприводі для робочого режиму із супутнім навантаженням, що зменшує навантаження на елементи гідроприводу.

6. Доведено, що в холостому режимі регульований насос багаторежимного гідроприводу забезпечує зменшення втрат енергії до 10% за рахунок мінімальної подачі при малому тиску в напірній гідролінії. Забезпечено величину тиску керування опусканням виконавчого органу до 3МПа за рахунок використання оригінальної конструкції врівноважувального клапана, що суттєво зменшує втрати енергії в робочому режимі із супутнім навантаженням.

7. Визначено, що за рахунок запропонованої схеми врівноважувального клапана в холостому режимі роботи гідроприводу максимальні витoki через основний золотник складають 0,53мл/хв для тиску від навантаження 5МПа. Перевезення більших за масою вантажів забезпечує зменшення витоків робочої рідини до 0,1мл/хв за рахунок клапанної конструкції основного золотника, що дозволяє утримувати виконавчий орган в робочій позиції протягом тривалого часу. Витoki робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана не зафіксовано.

8. Встановлено нелінійну залежність швидкодії сервозолотника від навантаження на виконавчому органі. Час переключення t_s сервозолотника не перевищує 0,6с, що забезпечує необхідну швидкодію гідроприводу.

9. Запропоновано комплексний критерій оптимізації параметрів врівноважувального клапана для оптимізації статичних, динамічних та енергетичних характеристик багаторежимного гідроприводу. Оптимальне сполучення параметрів врівноважувального клапана для гідроприводу стріли: $d_{y1}=20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d_{y2}=18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $H_y=4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $K_y=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $f_d=f_b=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma=11,1\%$, $\sigma^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p=0,6\text{с}$, $t_p^*=0,22\text{с}$, похибку стабілізації швидкості руху гідродвигуна $\delta=7,8\%$, $\delta^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N=1340\text{Вт}$, $N^*=827\text{Вт}$, та дозволяє підвищити ефективність роботи гідроприводу за рахунок зменшення затраченої потужності та похибки стабілізації швидкості руху гідродвигуна в робочих режимах.

10. Результати дисертаційної роботи впроваджені на ЗАТ «Левада» м. Вінниця та в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті. Використання в гідроприводі врівноважувальних клапанів замість дроселів із зворотними клапанами забезпечує зменшення затрат енергії на 35%. Економічний ефект за рік становить 17404 грн на одну машину.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Козлов Л. Г.* Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням / *Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич* // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – С. 29–33. (Здобувачем запропоновано принципову схему нового гідроприводу з електрогідравлічним керуванням).

2. *Козлов Л. Г.* Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням/ *Л.Г. Козлов, В.А. Ковальчук, С.М. Лозовський, А.О. Товкач, О.В. Піонткевич, М.П. Коріненко* //Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №. 4. – С. 74-78. (Здобувачем запропоновано схему для експериментальних досліджень гідроприводу з пропорційною гідроапаратурою на базі лабораторного обладнання кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету).

3. *Козлов Л. Г.* Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів [Електронний ресурс]. / *Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко* // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 3. – 6 с. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>. (Видання входить до науко-метричних баз даних Index Copernicus, РІНЦ, Directory of Open Access Journals, EBSCO, Open Academic Journals Index). (Здобувачем розроблено експериментальну установку для дослідження статичних характеристик електромагнітів, досліджено ділянки робочого ходу електромагнітів).

4. *Піонткевич О. В.* Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики / *О. В. Піонткевич* // Вісник

машинобудування та транспорту. – 2016. – №2: – С. 68– 76. (Здобувачем розроблено систему керування гідроприводом мобільної робочої машини на базі врівноважувального клапана, розв'язано математичну модель, досліджено динамічні характеристики).

5. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – №. 8 (80). – С. 22–29. (Видання входить до наукометричних баз даних SCOPUS, CrossRef, IndexCopernicus, American Chemical Society, РИНЦ, Ulrich's Periodicals Directory, ResearchBib, CiteFactor). (Здобувачем розроблено математичну модель гідроприводу на основі нового пристрою керування та запропоновано припущення, що використані в дисертаційній роботі).

6. Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Пionткевич. – № u201511543; заявл. 23.11.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с. (Здобувачем запропоновано використати пружини для повернення у вихідне положення основного золотника та сервозолотника, дросель і демпфер для плавного відкриття основного золотника, розроблено конструкцію сервозолотника, яка забезпечує відповідну комутацію гідроліній).

7. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на швидкодію механотронного гідропривода / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Пionткевич // Матеріали XI Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)». – 2012. – С. 198–199. (Здобувачем розроблено математичну модель системи керування механотронного гідроприводу на основі регульованого насоса та гальмівного клапана).

8. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача / Л.Г. Козлов, О. В. Пionткевич, А.О. Іванов, Т.А. Іванчук // XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2016. – 2с. (Здобувачем досліджено параметри гідроприводу стріли фронтального навантажувача, що впливають на стійкість його роботи).

9. Пionткевич О. В. Вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики гідропривода / О. В. Пionткевич // II Міжнародна науково-практична Інтернет-конференція "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи", ВНТУ. – 2016. – 3 с. (Здобувачем досліджено вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики).

10. Козлов Л. Г. Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах / Л. Г. Козлов, О. В. Пionткевич // XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – С. 134–136. (Здобувачем запропоновано методу дослідження гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана шляхом імітаційного моделювання течії робочої рідини).

11. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Тези доповідей II-ої

Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин», м. Вінниця, 15-16 листопада 2016 р. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 119–120. *(Здобувачем розроблено експериментальний стенд для дослідження статичних та динамічних характеристики гідроприводу з врівноважувальним клапаном).*

12. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С.І. Котик // XLVI Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2017. – 2с. *(Здобувачем проведено аналіз існуючих схем та конструкцій гальмівних клапанів).*

13. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНИКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200. *(Здобувачем запропоновано для розрахунку тензора моменту інерції виконавчого органу враховувати стохастичний вплив на нього кутів повороту головних осей, проведено оптимізацію конструкції врівноважувального клапана).*

14. Піонткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119. *(Здобувачем визначено ступінь герметичності основного золотника та сервозолотника для врівноважувального клапана).*

15. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p. *(Здобувачем розроблено розрахункову схему мехатронного гідроприводу на основі регульованого насоса та розв'язано її математичну модель).*

16. Kozlov L. H. Reduction of nonproductive losses in the hydraulic drive control system of a mobile machine on the basis of the counterbalance valve / L.H. Kozlov, O.V. Piontkevych, S.I. Kotyk, W.P.B. Mbouyim // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика»: міжнар. наук.-техн. конф., 3-6 жовтня 2017 – С. 68–69. *(Здобувачем досліджено енергетичні характеристики системи керування гідроприводом з врівноважувальним клапаном для мобільної машини при різних режимах роботи).*

17. Козлов Л. Г. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>. *(Здобувачем порівняно енергетичні втрати удосконаленого гідроприводу з гідроприводом прототипу машини «БОРЕКС 2206»).*

18. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження характеристик врівноважувального клапана для системи керування гідроприводом фронтального навантажувача [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, М. П.

Коріненко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту», м. Харків, 14-16 травня 2018 р. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – С. 66–68. (Здобувачем визначено залежність величини подачі робочої рідини через основний золотник врівноважувального клапана).

19. *Піонткевич О. В. Дослідження сервозолотника врівноважувального клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук // Матеріали XXIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 19-22 червня 2018 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – С. 157-159. (Здобувачем розраховано конструктивні параметри сервозолотника врівноважувального клапана, знайдено залежність швидкодії вмикання та вимикання сервозолотника від навантаження на виконавчому органу).*

АНОТАЦІЯ

Піонткевич О. В. Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», МОН України, Київ, 2019.

Дисертація присвячена підвищенню ефективності роботи гідроприводу фронтального навантажувача, що забезпечує зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, а також стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксацію навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витоках з камер гідродвигуна за рахунок розробки гідроприводу з врівноважувальним клапаном.

Розроблено математичну модель експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном. Під час моделювання враховано вплив гідродинамічної сили на основний золотник врівноважувального клапана, зміну величини подачі через його робоче вікно та вплив стохастичних характеристик тензора моменту інерції виконавчого органу. Знайдено співвідношення параметрів врівноважувального клапана, які забезпечують стійку роботу гідроприводу. Оптимізовано параметри врівноважувального клапана за статичними, динамічними та енергетичними характеристиками гідроприводу.

Створено дослідний зразок врівноважувального клапана. Досліджено ступень герметичності врівноважувального клапана, статичні та динамічні характеристики гідроприводу стріли. Підтверджено з ймовірністю 95% адекватність математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли. Удосконалено схему екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206». Застосування в гідроприводах фронтального навантажувача врівноважувальних клапанів замість дроселів забезпечує зменшення затрат енергії на 35% для виконання однакових операцій.

Ключові слова: врівноважувальний клапан, математична модель, гідропривод, гідродинамічна сила, ступінь герметичності, тензор моменту інерції, фронтальний навантажувач.

АННОТАЦИЯ

Пионткевич О. В. Повышение эффективности многорежимного гидропривода фронтального погрузчика. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - Машиноведение. Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», МОН Украины, Киев, 2019.

Диссертация посвящена повышению эффективности работы гидропривода фронтального погрузчика, что обеспечивает уменьшение энергетических потерь в гидроприводе, а также стабилизацию скорости движения его гидродвигателя и фиксацию нагруженного исполнительного органа в рабочем положении при минимальных утечках из камеры гидродвигателя за счет разработки гидропривода с уравнивающим клапаном.

Разработано математическую модель экспериментального образца гидропривода стрелы с уравнивающим клапаном. При моделировании учтено влияние гидродинамической силы на основной золотник уравнивающего клапана, изменение величины подачи через его рабочее окно и влияние стохастических характеристик тензора момента инерции исполнительного органа. Найдено соотношение параметров уравнивающего клапана, которые обеспечивают устойчивую работу гидропривода. Оптимизированы параметры уравнивающего клапана по статическими, динамическими и энергетическими характеристиками гидропривода.

Создан опытный образец уравнивающего клапана. Исследовано степень герметичности уравнивающего клапана, статические и динамические характеристики гидропривода стрелы. Подтверждено с вероятностью 95% адекватность математической модели экспериментального образца гидропривода стрелы. Усовершенствована схема экскаватора-погрузчика «БОРЭКС 2206». Использование в гидроприводах фронтального погрузчика уравнивающих клапанов вместо дросселей с обратными клапанами обеспечивает уменьшение затрат энергии на 35% для выполнения одинаковых операций.

Ключевые слова: уравнивающий клапан, математическая модель, гидропривод, гидродинамическая сила, степень герметичности, тензор момента инерции, фронтальный погрузчик.

ANNOTATION

Piontkevych O. V. Improving the efficiency of the multi-mode hydraulic drive of the front-end loader. – Manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.02.02 – Engineering Science. – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" MES of Ukraine, Kyiv, 2019.

The thesis is devoted to improving the efficiency of the hydraulic drive of the front-end loader boom, which reduces the energy losses in the hydraulic drive, as well as

stabilizing the speed of its hydraulic cylinders and fixing the loaded boom in the working position with minimal leaks from the hydraulic cylinder chamber by developing a hydraulic drive based on the counterbalance valve.

A non-linear mathematical model of an experimental sample of a boom hydraulic drive with the counterbalance valve has been developed. The simulation took into account the influence of the hydrodynamic force on the main spool of the counterbalance valve, the change in the amount of flow through its working window and the effect of the stochastic characteristics of the tensor of the moment of inertia of the executive body. A method for calculating the hydrodynamic force on the main spool based on the study of the working fluid flow in the counterbalance valve channels using the Autodesk Simulation CFD program has been developed. The calculation of the working fluid flow was performed by solving the three-dimensional Navier-Stokes equations, using the finite element method and the k-epsilon turbulence model. The non-linear mathematical model of the experimental sample of the boom hydraulic drive was solved in the MATLAB Simulink environment using the equal Rosenbrock method of the 2nd order. The influence of the parameters of the counterbalance valve on the location of zones of stable operation of the hydraulic drive is investigated. Optimized the parameters of the counterbalance valve by LP-search. The optimization criterion includes static, dynamic and energy characteristics of the hydraulic drive. An algorithm has been created for calculating the counterbalance valve for the selection of optimal design parameters that provide improved static, dynamic and energy characteristics of the hydraulic drive under operating conditions with counter and associated loads.

The degree of tightness of a counterbalance valve, static and dynamic characteristics of an experimental sample of an hydraulic boom hydraulic drive are investigated. According to the results of the experiments, the degree of tightness of the counterbalance valve was determined at the level of foreign analogues. The error of stabilization of the flow does not exceed 8%. The absence of loss of working fluid through the servospool and the parabolic dependence of the speed of the servospool of the counterbalance valve on the load on the actuator are confirmed. With a probability of 95%, the adequacy of the developed mathematical model of an experimental sample of a hydraulic drive boom loader according to Fisher's criterion was confirmed. It is proposed to improve the scheme of the BOREX 2206 backhoe loader.

In hydraulic scheme of the front-end loader the use of counterbalance valves instead of throttles with check valves reduces energy costs by 35% to perform the same operations at maximum feed. Transients during braking or overcoming obstacles front-end loader are stable, and the transition process does not exceed 1.3 seconds.

Key words: counterbalance valve, mathematical model, hydraulic drive, hydrodynamic force, degree of tightness, inertia tensor, front-end loader.

Підписано до друку 16.09.2019 р. Формат 29,7×42 ¼
Наклад 100 пр. Зам. № 2019-124.
Віддруковано в інформаційному редакційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95. Тел.: 65-18-06.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК №3516 від 01.07.2009 р.