

Іванчук Ярослав Володимирович

УДК 621.979

**ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ПРИВОД ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ
РОЗВАНТАЖЕННЯ КУЗОВІВ-САМОСКИДІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Спеціальність 05.02.02 – Машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович,
Вінницький національний технічний університет,
завідувач кафедри металорізальних верстатів та
обладнання автоматизованого виробництва

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Яхно Олег Михайлович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»,
завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки
і механотроніки

кандидат технічних наук, доцент
Стасюк Віктор Михайлович,
Луцький національний технічний університет,
доцент кафедри безпеки життєдіяльності

Захист відбудеться «02» квітня 2009 р. о 16⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210, ГУК.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГУК.

Автореферат розісланий «23» лютого 2009 р.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Вантажно-розвантажувальні роботи на транспортних засобах (автомобілях і тракторах) відносяться до категорії найбільш трудомістких і важких. Середній рівень їх механізації орієнтовно складає 70%, що значно нижче рівня механізації цих робіт на залізничному, річковому і морському транспорті.

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на транспортних засобах, навалочні вантажі (грунт, пісок, гравій, щебінь, овочі, зерно, мінеральні добрива тощо) складають приблизно 80%. При розвантаженні навалочних вантажів, в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу, частина вантажів лишається на кузові. В залежності від типу вантажу і його складу залишки у кузові коливаються в межах від 3% до 20% обсягів перевезення. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простоя транспортних засобів під розвантажувальними роботами.

До найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій відносяться вібраційні та віброударні, які реалізуються за допомогою пристроїв з різними типами приводів – механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим.

Перспективним, на нашу думку, є застосування гідроімпульсних приводів у виробництві вібраційних та віброударних розвантажувальних пристроїв, що обумовлене простотою конструкції, компактністю, високою енергоємністю, широким діапазоном регулювання робочих параметрів та можливістю роботи в автоматизованому режимі.

Зокрема, перспективним напрямком є створення змінного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілів-самоскидів, бортових автомобілів, причепів тракторів та інших транспортних засобів.

Тому розробка вібраційного та віброударного обладнання, з метою використання для вантажно-розвантажувальних робіт на транспорті, є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з державними науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до науково-дослідної тематики кафедри «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованих виробництв» (МРВОАВ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) згідно координаційного плану держбюджетних робіт Міністерства освіти і науки України «Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні» («Розробка теорії розрахунку та проектування процесів і обладнання сучасних вібротехнологій» (№ державної реєстрації 0197U12585), «Розробка та дослідження спеціальної контрольно-розподільної апаратури гідроімпульсного приводу» (№ державної реєстрації 0100U002927).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розробка та дослідження гідроімпульсного приводу нового віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

- обґрунтувати доцільність використання вібрацій і ударів та визначити переваги і недоліки існуючих типів віброприводів, що можуть бути використаними для підвищення ефективності процесів розвантаження транспортних засобів;
- обґрунтувати вибір конструктивних схем та розробити на їх базі новий гідроімпульсний привод віброударного пристрою для підвищення ефективності розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів;
- розробити динамічні та математичні моделі гідроімпульсного приводу віброударного пристрою;
- провести дослідження математичних моделей на ПЕОМ з визначенням режимів роботи приводу;

- розробити експериментально-дослідницьке обладнання та системи контролю параметрів роботи віброударного пристрою;
- провести порівняльний аналіз експериментально і теоретично визначених основних параметрів (тиск в робочій порожнині гідроциліндра, переміщення гідроциліндра та клапанів першого і другого каскадів) гідроімпульсного приводу віброударного пристрою;
- визначити ефективні режими (частоту і амплітуду) розвантаження сипучих та крупнокускових і змерзлих вантажів за допомогою віброударного пристрою;
- розробити науково-обґрунтовану методику розрахунку і проектування гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Об'єкт дослідження – пристрої для вібраційного і віброударного розвантаження транспортних засобів.

Предмет дослідження – гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Методи дослідження. До основних методів дослідження входить математичне моделювання процесів в гідроімпульсному приводі віброударного пристрою з урахуванням його конструкційних особливостей і режимів роботи на основі нелінійних диференціальних рівнянь механіки руху твердого та рідинного тіла з використанням числових методів їх розв'язання на основі програми MAPLE 6.0 для визначення в аналітичній і графічній формі основних параметрів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою і ефективних режимів розвантаження сипучих та крупнокускових і змерзлих вантажів за допомогою віброударного пристрою, а також експериментальне дослідження цих параметрів на спеціально розробленій експериментальній установці для визначення ступеня обґрунтованості прийнятих для теоретичних досліджень припущення, а також ступінь адекватності математичної моделі вібраційного гідроімпульсного приводу реальній системі.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукову новизну дисертаційної роботи складають такі основні її результати і положення:

- набули подальший розвиток та застосування основні положення резонансно-структурної теорії щодо поведінки навалочних вантажів під дією вібрацій і ударів;
- вперше розроблена динамічна та математична модель гідроімпульсного приводу віброударного пристрою у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь, які відображають взаємозв'язок між основними періодами робочого циклу спрацювання запірних елементів автоматичного розподільника з певними початковими та граничними умовами;
- вперше розроблена математична модель процесу передачі енергії удару виконавчим органом віброударного пристрою кузова-самоскида, запропоновано аналітичний критерій оцінки стану ефективного розвантаження його, виявлена і досліджена залежність енергії та частоти ударів, ходу виконавчого органу і тривалості робочого циклу від конструктивних параметрів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою;
- вперше на основі аналізу результатів теоретичного і експериментального досліджень сформульовані наукові принципи проектного розрахунку гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів.

Практичне значення одержаних результатів. Практичну цінність дисертаційної роботи складають такі її результати:

- розроблена нова конструкція гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів з широким діапазоном регулювання параметрів роботи: енергії удару (за рахунок регулювання тиску відкриття і закриття клапана першого каскаду), частоти створення імпульсів тиску і відповідно вібраційних та

віброударних впливів, що суттєво розширює технічні можливості приводу (Пат. 9583 Україна, МПК F 15 B 15/26. Вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук - № u 200504193; заявл. 04. 05. 2005; опубл. 30. 08. 05, Бюл. №11; Пат. 22795 Україна, МПК B65G 67/32. Вібраційний високочастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Я. В. Іванчук - №u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5);

- спроектований і виготовлений експериментальний зразок гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів, під час лабораторних досліджень відмов якого в роботі не спостерігалось;
- розроблена технічна документація (робочі креслення, опис конструкції та інструкція з експлуатації гідроімпульсного привода віброударного пристрою передана, ТОВ НВП «ГідравлікаВінниця-Сервіс» (м. Вінниця) ПП «БудІмідж» (м. Вінниця) для оснащення автомобілів-самоскидів спеціальним навісним обладнанням.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень отримані автором самостійно. Автором розроблена конструкція гідроімпульсного приводу [1]; запропоновано використовувати гідроімпульсний привод в якості навісного обладнання за іншим технологічним призначенням. Запропоновано використати кульковий клапан у якості першого каскаду гідроімпульсного привода [2]; розроблено алгоритм дослідження динаміки процесу роботи універсального гідравлічного віброударного приводу для розвантаження транспортних засобів [3]; розроблені математичні і динамічні моделі гідроімпульсного привода вібророзвантажувача автомобіля-самоскида [4]; проведено аналіз конструкцій гідроімпульсних приводів, що використовуються в будівельних і дорожніх машинах та запропоновано розширення сфер їх застосування [5]; дисертантом визначено динамічний прогин дна кузова за допомогою дискретної моделі Релея і теореми Карно в поєднанні із законом збереження енергії [6]; дисертантом проведено аналіз конструкцій гідроімпульсних приводів для використання в якості навісного обладнання транспортних засобів [7]; запропоновано регулювати тиск спрацювання клапана першого каскаду за допомогою гідравлічного дистанційного регулятора [8].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи, наукові і практичні результати доповідались і обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: XI міжнародній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2006 р.); VII Міжнародній науково-технічній конференції «Стан і перспективи розвитку сучасних технологій і обладнання переробних і харчових виробництв» (м. Вінниця, 2006р.); VII міжнародній науково-технічній конференції АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Вінниця, 2006 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатроніка будівельних і дорожніх машин» (м. Харків, 2007 р.); IX міжнародній науково-технічній конференції АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Кременчук, 2008 р.), а також на VI науково-технічній конференції АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Львів, 2005 р.) та XXXV – XXXVII науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, 2006 р.– 2008 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковані у 8 наукових працях, з них: 6 – статей у фахових наукових виданнях України; 2 – патенти України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'ятих розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації 168 сторінок. Основний зміст викладено на 135 сторінках машинописного тексту, ілюструється 68 рисунками та 3 таблицями. Додатки містять 9 сторінок. Список джерел має 122 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність та необхідність проведення досліджень, сформульовано мету роботи та шляхи її досягнення, визначено об'єкт і предмет дослідження, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, а також результати їх впровадження. Наведено відомості про апробацію результатів роботи.

У **першому розділі** проведено огляд літературних джерел, присвячених дослідженням застосування вібрацій та віброударних навантажень для підвищення ефективності процесів розвантаження, розглянуто застосування основних положень резонансно-структурної теорії щодо поведінки навалочних вантажів під дією вібрацій і ударів, а саме, що найбільш ефективною є полігармонійна зовнішня дія, яка складається із ряду частотних компонентів з постійною різницею частот які утворюють хвильовий пакет, що лежить у вузькому частотному інтервалі. Аналіз поведінки такого хвильового пакету з однаковою амплітудою у часі дає можливість синтезувати зовнішнє навантаження у виді імпульсу сили.

Вагомий внесок в область розробки та дослідження обладнання і процесів сучасних вібротехнологій зробили В. А. Бауман, І. І. Батищев, П. С. Берник, Ю. О. Бочаров, М. М. Вірник, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. І. Ліштван, І. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, О. М. Яхно, а також ряд інших вчених та спеціалістів.

Відомі вібраційні та віброударні електромеханічні та пневматичні механізми для розвантажувальних робіт знайшли застосування, зокрема, на залізничному транспорті. Ці конструкції розвантажувальних механізмів мають великі габарити та металоємність, тому їх недоцільно застосовувати на автомобільному транспорті в якості навісного обладнання. Відповідно постає задача створення гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів усіх видів транспортних засобів.

Проведений аналіз процесу вібраційного і віброударного розвантаження вантажу, відомого обладнання для реалізації вищевказаного процесу, методів його розрахунку дозволили сформулювати мету та поставити завдання дослідження.

У **другому розділі** обґрунтовано вибір параметрів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою на основі відомих експериментальних досліджень та розроблено принципово нові конструкції гідроімпульсних приводів віброударних пристроїв автомобіля-самоскида, на основі яких було розроблено гідроімпульсний привод віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.

Для підвищення ефективності розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів пропонується застосовувати вібрації або періодичні удари прикладені до вантажонесучого органу.

Аналіз робіт Р. Д. Ісковича-Лотоцького, І. Б. Матвеева, Р. Р. Обертюха показав, що для розвантаження дрібнодисперсних вантажів бажано застосовувати гармонійні коливання.

Для вантажів, які у вологому стані налипають на вібраційний вантажонесучий орган транспортуючої машини або примерзли, слід застосовувати ударні імпульси для розпушування і ліквідації примерзання вантажу до стінок кузова автомобіля-самоскида.

Для створення розвантажувального пристрою широкого спектру застосування, на базі розглянутих вище конструкцій була використана конструкція гідроімпульсного привода вібраційно-віброударного пристрою, яка задовольняє вимоги як до параметрів розвантаження різних видів вантажів (гармонійні коливання та ударні імпульси), так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв. Конструктивна схема пристрою показана на

а)

б)

Рис. 1. Гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження кузова-самоскида:

а) – схема розташування пристрою;

б) – конструктивна схема віброударного пристрою для розвантаження

віброударного пристрою з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором. Ці дослідження доцільно почати з вибору та обґрунтування структурно-розрахункової схеми приводу (рис. 2) на основі прийнятих загальних положень та основних припущень:

- довжини каналів напірних і зливних магістралей відносно малі, що в поєднанні з великою площею перерізу, дозволяє не враховувати втрати тиску на тертя в них, так як ці втрати незначні в порівнянні з втратами на місцевих опорах;

рис. 1.

Пристрій містить гідроциліндр 2, в якому розміщений плунжер 1, що закріплений на кузові автомобіля-самоскида 11. У свою чергу гідроциліндр 2 притиснений силовою пружиною 3 до плунжера 1, до якого закріплені змінні інерційні маси 4. У середині плунжера 1 вмонтований двокаскадний елемент керування зворотно-поступальними рухами гідроциліндру 2 у вигляді клапана-пульсатора, який складається із клапана другого каскаду 5, що з'єднаний контактною пружиною 6 зі штовхачем 7, в якому виконаний дросельний отвір 8 з можливістю автоматичного перекидання і який з'єднаний із керуючим кульковим клапаном першого каскаду 9. Посадочне місце для удару гідроциліндру 2 по плунжеру 1 може бути виконане у вигляді накладок 10, які закріплені до плунжера 1, жорсткість яких змінюється в залежності від режиму роботи.

Третій розділ присвячений теоретичному дослідженню роботи гідроімпульсного приводу

- прийнята невелика довжина напірних каналів дає можливість не враховувати хвильові процеси, а обмежитись лише перевірою розрахунком по таблицям і номограмам;
- сили сухого тертя в розрахунок не приймаються у зв'язку з їх незначними величинами в порівнянні з іншими силами;
- режим течії через дросельні отвори – турбулентний;
- температурний режим робочої рідини забезпечує незначну зміну її в'язкості і чисел Рейнольдса;
- величина коефіцієнта стиснення (податливості) робочої рідини змінюється на незначну величину і без особливої похибки, можна вважати її постійною;
- перехідний процес в момент контакту клапана другого каскаду із сідлом (ударна дія) не впливає на вихідні параметри системи.

На рис. 2 показано наступні величини: Q_H – подача робочої рідини гідронасосом; F – площа основи гідроциліндра; F_1 – площа основи клапана другого каскаду; F_2 – площа запірної основи клапана другого каскаду; F_3 – внутрішня площа клапана другого каскаду; F_4 – площа отвору основи клапана другого каскаду; F_5 – первинна площа основи клапана першого каскаду; F_6 – вторинна площа основи клапана першого каскаду; f_{dp} – площа дросельного отвору; M – приведена маса гідроциліндра з інерційними масами; m_2 – приведена маса клапана другого каскаду; m_1 – приведена маса клапана першого каскаду; c – жорсткість пружини гідроциліндра; c_2 – жорсткість пружини клапана другого каскаду; c_1 – жорсткість пружини клапана першого каскаду; c_p – жорсткість контактної пружини; x_0 – попередній натяг силової пружини гідроциліндра; x_{02} – попередній натяг пружини клапана другого каскаду; x_{01} – попередній натяг пружини клапана першого каскаду; x_2 – максимальне зміщення гідроциліндра; x_{1max} ,

Рис. 2. Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором

x_{2max} – максимальне зміщення клапанів першого та другого каскадів; x_{op} – попередній натяг контактної пружини; A_1, A_2, A_3, A_4 – робочі порожнини двокаскадного клапана-пульсатора; μ_{dp} – коефіцієнт витрат робочої рідини через дросельний отвір; α – кут фаски клапана другого каскаду.

Динамічні моделі прямого і зворотного ходу клапанів першого і другого каскадів, а також гідроциліндра, для різних фаз роботи привода можна представити у вигляді дев'яти простих моделей гідроциліндра (рис. 3, а; рис. 4, а), клапана першого каскаду (рис. 3, в, г; рис. 4, г, д), клапана другого каскаду (рис. 3, б; рис. 4, б, в) при зміні тисків $p_1(t), p_2(t), p_3(t), p_4(t)$ в робочих порожнинах A_1, A_2, A_3, A_4 відповідно.

Рис. 3. Динамічні моделі прямого ходу елементів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою:

а) – гідроциліндра; б) – клапана другого каскаду; в) – клапана першого каскаду, при досяганні розрахункового тиску спрацювання p_4 ; г) – клапана першого каскаду, при досягненні розрахункового тиску спрацювання p_4

Рис. 4. Динамічні моделі зворотного ходу елементів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою:

а) – гідроциліндра; б) – клапана другого каскаду в процесі підйому; в) – клапана другого каскаду в процесі опускання; г) – клапана першого каскаду, при опусканні до перекриття напірної і зливної ліній; д) – клапана першого каскаду, при опусканні після перекриття напірної і зливної ліній

Розглянувши баланс витрат для робочих порожнин приводу і рівняння руху елементів, складаємо математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} B_1 \frac{dp_1}{dt} = Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - F \dot{x}_1 - (F_2 - F_3) \dot{x}_2 - k_H p_1; \\ B_2 \frac{dp_2}{dt} = \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\zeta\bar{\zeta}} f_{\zeta\bar{\zeta}} \sqrt{p_2 - p_{\zeta\bar{\zeta}}}; \\ B_3 \frac{dp_3}{dt} = \mu_2 F_3 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{\bar{a}\bar{d}} f_{\bar{a}\bar{d}} \sqrt{p_3 - p_4} - (F_4 - F_3) \dot{x}_2 - F_4 \dot{x}_3; \\ B_4 \frac{dp_4}{dt} = \mu_{\bar{a}\bar{d}} f_{\bar{a}\bar{d}} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 f_3 \sqrt{p_4 - p_{\zeta\bar{\zeta}1}} - F_1 \dot{x}_2 + F_6 \dot{x}_3; \\ M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 F - c(x_1 + x_0) - F_{\bar{a}\bar{d}} - \beta_a \dot{x}_1 + Mg; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_1 (F_2 - F_3) + p_2 (F_1 - F_2) - p_3 (F_4 - F_3) - p_4 (F_1 - F_4) - \\ - c_2 (x_2 + x_{02}) - \beta_2 \dot{x}_2 - m_2 g - R_1; \\ m_1 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = p_4 F_6 - c_1 (x_3 + x_{01}) - \beta_3 \dot{x}_3 - R_2; \\ 0 \leq x_1 \leq x_a; 0 \leq x_2 \leq x_{2\max}; 0 \leq x_3 \leq x_{1\max}; p_i \leq \delta_1 \leq p_{1\max}(t_{1\delta\bar{a}\zeta\bar{\zeta}}); \\ 0 \leq \delta_2 \leq p_{1\max}(t_{1\delta\bar{a}\zeta\bar{\zeta}}); p_i \leq \delta_3 \leq p_{1\max}(t_{1\delta\bar{a}\zeta\bar{\zeta}}); p_i \leq \delta_4 \leq p_{1\max}(t_{1\delta\bar{a}\zeta\bar{\zeta}}); \end{array} \right. \quad (1)$$

де B_1, B_2, B_3, B_4 – коефіцієнти зміни об'єму робочої рідини в порожнинах A_1, A_2, A_3, A_4 відповідно; μ_1 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана другого каскаду в зливну лінію площею f_1 ; μ_2 – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду площею F_3 ; μ_3 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана першого каскаду в зливну лінію площею f_3 ; $\mu_{\zeta\bar{\zeta}}$ – коефіцієнт витрати рідини через зливну лінію площею $f_{\zeta\bar{\zeta}}$ клапана другого каскаду; β_3 – коефіцієнт в'язкого тертя клапана першого каскаду; β_2 – коефіцієнт в'язкого тертя клапана другого каскаду; β_a – коефіцієнт в'язкого тертя гідроциліндра; k_H – коефіцієнт витрат робочої рідини гідронасоса; $p_{\zeta\bar{\zeta}2}$ – тиск робочої рідини в зливній лінії; F_{mp} – сила сухого тертя (гума-сталь); g – прискорення вільного падіння; R_1 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана першого каскаду; R_2 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана другого каскаду; x_1, x_2, x_3 – поточні координати переміщення гідроциліндра, клапанів першого та другого каскадів; p_1, p_2, p_3, p_4 – поточне значення тиску в порожнинах A_1, A_2, A_3, A_4 відповідно; $p_{1\max}(t_{1\delta\bar{a}\zeta\bar{\zeta}})$ – тиск робочої рідини в робочій порожнині гідроциліндра в кінці першої фази; p_H – номінальний тиск у системі; t – час.

Для першої фази роботи приводу підйому гідроциліндра, в результаті розв'язання системи (1), отримуємо рівняння зміни тиску в робочій порожнині

гідроциліндра:

$$p_1(t) = \frac{Q_H t}{B_1} - \frac{F}{B_1} \left(W + At + \left(\frac{W-A}{\xi} - \frac{g}{\xi} \left(\frac{W-A}{g-\xi} - \frac{\xi}{g-\xi} W \right) \right) e^{\xi t} \right) - \frac{F}{B_1} \left(\frac{W-A}{g-\xi} - \frac{\xi}{g-\xi} W \right) e^{gt}, \quad (2)$$

$$\text{де } W = \frac{((cx_0 + F_{\delta\delta} - Mg)B_1 F + \beta_a^2 Q_H h) \beta_a F}{((F^2 - c\beta_a)^2 B_1)} - \frac{((cx_0 + F_{\delta\delta} - Mg) \beta_a^2 \tilde{n})}{((F^2 - c\beta_a)^2)}; \quad A = \frac{\beta_a F x_0 Q}{((F^2 - c\beta_a) B_1)};$$

$$\xi = -\frac{1}{2} \frac{(-\beta_a^2 + \sqrt{\beta_a(\beta_a^3 + 4MF^2 - 4M\beta_a c)})t}{M\beta_a}; \quad g = \frac{1}{2} \frac{(\beta_a^2 + \sqrt{\beta_a(\beta_a^3 + 4MF^2 - 4M\beta_a c)})t}{M\beta_a}.$$

Після зупинки гідроциліндра настає друга фаза роботи привода, що супроводжується зміною тиску у робочій порожнині на незначну величину ($\Delta p_I = 0,1 \text{ МПа}$), відкриття клапану другого каскаду та початком руху гідроциліндра у зворотньому напрямку. Відповідно починається третя фаза роботи привода.

Розв'язання системи (1) для третьої фази роботи привода дає рівняння зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра у вигляді:

$$p_1(t) = \frac{Q_H t_1}{\tau \beta_1} t - \frac{F t}{\tau B_1} \left(\left(W + At + \left(\frac{W-A}{\xi} \right) e^{\xi t_1} \right) - \left(\frac{W-A}{g-\xi} - \frac{\xi}{g-\xi} W \right) \left(\frac{g}{\xi} e^{\xi t_1} - e^{gt_1} \right) \right), \quad (3)$$

$$\text{де } \tau = \frac{F x_c + \beta_1 (p_H - p_{1\max}(t_{1\max}))}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3(p_H - p_{1\max}(t_{1\max}))} \sqrt{p_H - k_H} \frac{(p_H - p_{1\max}(t_{1\max}))}{2} + k_H p_{1\max}(t_{1\max})} - \text{ час третьої фази}$$

(опускання гідроциліндра); $t_{1\delta\delta\delta\delta} = \frac{p_H}{Q_H} B_1 + \frac{F}{Q_H} ((Mg/c) - x_0 + (c_1 F x_{01} / c F_5))$ - час першої фази (підйому гідроциліндра).

Розглядаючи рівняння (2) і (3), будемо за допомогою ПЕОМ в середовищі MAPLE 6.0 графіки зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра в залежності від часу (рис. 5).

Частота спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора і відповідно частота вібрацій роботи гідроімпульсного привоу віброударного пристрою:

$$\nu = 1/\Delta t = 1/(t_{1\delta\delta\delta\delta} + \tau). \quad (4)$$

Рис. 5. Зміна тиску в робочій порожнині гідроциліндра в залежності від часу

Використовуючи рівняння (4), побудуємо за допомогою ПЕОМ користуючись програмою MAPLE 6.0 об'ємний графік залежності частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привоу віброударного пристрою від жорсткості силової пружини c і пружини першого каскаду c_1 на рис. 6.

З системи (1) також отримуємо залежність переміщення гідроциліндра в часі для першої фази роботи привода (підйому гідроциліндра):

Рис.6. Зміна частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привоу віброударного пристрою в залежності від жорсткості

$$x_I(t) = W + At + \left(\frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left(\frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t} + \left(\frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t}, \quad (5)$$

та залежність переміщення гідроциліндра в часі для третьої фази роботи привода (опускання гідроциліндра):

$$x_1(t) = \left(\frac{\Psi - \Theta}{\rho} - \frac{\phi}{\rho} \left(\frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) \right) e^{\rho t} + \left(\frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) e^{\phi t} + \Theta t + \Psi, \quad (6)$$

де

$$\Psi = -\frac{p_{1\max}(t_{1\max})F}{c} + \mu_{\delta\delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{ac} + \mu_{\delta\delta} \frac{2p_{1\max}(t_{1\max})b^2}{c} - \frac{Mg}{c} - (x_a + x_0) + \frac{(p_H - p_{1\max}(t_{1\max})) (F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) \beta_a^2}{\tau c^2}; \quad \rho = \frac{-\beta_a + \sqrt{\beta_a^2 + 4Mc}}{M}; \quad \phi = \frac{-\beta_a - \sqrt{\beta_a^2 + 4Mc}}{M},$$

де n – кількість манжет; Δx – технологічний зазор між гідроциліндром і корпусом клапана-пульсатора; b – глибина паза під ущільнюючу манжету; a – стандартні розміри манжети.

Використовуючи рівняння (5) і (6), побудуємо за допомогою ПЕОМ в середовищі MAPLE 6.0 графік зміни переміщення гідроциліндра в залежності від часу (рис. 7). Для теоретичного дослідження ударної взаємодії пристрою із кузовом самоскида, на якому розташований вантаж, розглядаємо систему – кузов, вантаж, гідроциліндр із інерційними масами (рис. 8), як жорстку пластину розмірами $L \times l \times b$, яка по всій площі рівномірно навантажена зусиллям q , по центру навантажена зусиллям Mg .

Рис.7. Зміна переміщення гідроциліндра в залежності від часу

Рис.8. Схема розрахунку ударної взаємодії гідроциліндра із інерційними масами з кузовом автомобіля-самоскида

Диференціальні рівняння прогину пластини (днища кузова) відповідно в системі координат x і y :

$$\begin{cases} -\frac{d^2w}{dy^2} = \frac{1}{D} \left(Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right); \\ -\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{1}{D} \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left(Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right), \end{cases}$$

де w – прогин пластини; D – жорсткість пластини при циліндричному згині; μ – коефіцієнт Пуассона; q_x, q_y – зусилля яким навантажена пластини відповідно по осям x, y .

Застосовуючи закон збереження енергії для системи пластини – гідроциліндр з інерційними масами – вантаж (рис. 9), отримуємо рівняння швидкості руху u_1 центру пластини (кузова) в момент удару гідроциліндра.

$$u_1 = \frac{3Mv\delta_{cm}^2}{q(\Omega^3 L + \Theta L^3 l)}, \quad (7)$$

$$\text{де } \Omega = \frac{1}{2D} \left(\frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right); \quad \Theta = \frac{1}{2D} \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right);$$

δ_{cm} – статичний прогин пластини; v – швидкість гідроциліндра в момент удару по дну кузова (пластини).

Залежність для визначення максимального прогину центру пластини (кузова) внаслідок удару гідроциліндра має вигляд:

Рис.9. Розрахункова схема для знаходження прогину кузова при ударі

$$\delta_{\partial} = \left(\delta_{cm} - \frac{(M + M_{\partial} + m_{nl})}{c_{nl}} g \right) + \sqrt{\left(\delta_{cm} - \frac{(M + M_{\partial} + m_{nl})}{c_{nl}} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c_{nl}}}, \quad (8)$$

$$\text{де } v = \frac{2g \frac{(M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{L} (\Omega l^3 L + \Theta L^3 l) \left(\delta_{\tilde{n}\partial} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{\tilde{n}_{i\ddot{e}}} g \right)}{3M\delta_{c\partial}^2 \sqrt{c_{i\ddot{e}}}}; \quad c_{nl} \text{ – коефіцієнт жорсткості}$$

пластини; M_{∂} – маса вантажу; m_{nl} – маса пластини; M – маса гідроімпульсного віброударного пристрою.

Використовуючи дискретну модель Релея та теорему Карно, з рівнянь (7) і (8) отримали умову розвантаження кузова, а саме середнє прискорення вантажу внаслідок ударної взаємодії гідроциліндра з кузовом автомобіля-самоскида, яке повинно бути більшим або дорівнювати прискоренню вільного падіння:

$$a = \frac{\left(\frac{3Mv\delta_{c\partial}^2}{2q(\Omega^3 L + \Theta L^3 l)} \right)^2}{\left(\delta_{\tilde{n}\partial} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{\tilde{n}} g \right) + \sqrt{\left(\delta_{\tilde{n}\partial} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}} \geq 9.8 \frac{g}{\tilde{n}^2}.$$

У четвертому розділі виконано експериментальне дослідження процесу роботи гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, метою якого було визначення основних параметрів (тиск в робочій порожнині гідроциліндра, переміщення гідроциліндра, переміщення клапана першого і другого каскадів) віброударного пристрою, а також прискорення яке отримує вантаж при розвантаженні.

Для експериментального дослідження зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра, зміни переміщення елементів пристрою в залежності від часу, а також прискорення, яке отримує вантаж, був виготовлений експериментальний стенд.

В конструктивну схему стенду (рис. 10) вмонтовані давач тиску 1 в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра 2, давач переміщення 4, 6 відповідно клапанів першого 3 та другого 5 каскадів, давач переміщення 7 для вимірювання прогину центру пластини.

У процесі експерименту реєструвались такі параметри:

- тиск рідини в робочій порожнині виконавчого механізму або в навантажуваному об'ємі на вході двокаскадного клапана-пульсатора;

- переміщення клапана першого каскаду;

- переміщення клапана другого каскаду;

- переміщення робочого органу привода (ударної маси);

- переміщення центру пластини 8, на якій розміщений вантаж 9.

На рис.11 представлені фотографії експериментального стенду (рис. 12, а, б) та дослідного зразка (рис. 12, в) гідроімпульсного приводу віброударного пристрою.

У ході експериментів отримані осцилограми (рис. 12 – 17) змін у часі величини тиску у виконавчому гідроциліндрі P , величини переміщень S виконавчого гідроциліндра, клапанів першого S_1 та другого S_2 каскадів, а також несучої платформи L відповідно.

Рис.10. Конструктивна схема стенду для експериментального дослідження гідроімпульсного приводу

а) б) в)
Рис.11. Експериментальний стенд та дослідний зразок гідроімпульсного приводу віброударного пристрою

Рис.12. Осцилограма зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра в залежності від часу

Рис.13. Осцилограма залежності переміщення гідроциліндра в залежності від часу

Рис.14.Осцилограма залежності переміщення клапана першого каскаду в залежності від часу

Рис.15. Осцилограма залежності переміщення клапана другого каскаду в

Рис.16.Осцилограма переміщення центру пластини під дією удару в залежності від часу при наявності сипучого вантажу

Рис. 17. Осцилограма переміщення центру пластини під дією удару в залежності від часу при наявності крупнокускового вантажу

Порівнянням отриманих теоретичних (рис., рис. 5, 7) та експериментальних (рис., рис. 11, 12) залежностей параметрів виконавчого гідроциліндра на різних режимах роботи встановлено, що розходження значень амплітуди переміщення становить 11...13%, тиску в робочій порожнині – 8...11% за середньої похибки обробки експериментальних даних не більше 7,4%.

Найбільш ефективною для розвантаження сипучих вантажів є робота пристрою у віброударному режимі з частотою 12,7...20 Гц і амплітудою 8...12 мм, а для розвантаження крупнокускових і змерзлих вантажів є робота у віброударному режимі з частотою 5...10 Гц і амплітудою 10...15 мм (рис., рис. 16, 17).

Основні параметри гідроімпульсного приводу віброударного пристрою такі: тиск насосної станції 12...16 МПа; продуктивність насосної станції $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; площа прохідного отвору дроселя клапана другого каскаду $f_{dp}=0,1 \text{ см}^2$; площі прохідного отвору зливу $f_3=0,25 \text{ см}^2$.

У **п'ятому розділі** викладено результати практичного використання та впровадження результатів досліджень.

Проектний розрахунок гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, починається з визначення необхідної жорсткості силової пружини гідроциліндра, для цього ми визначаємо необхідну швидкість удару гідроциліндра з інерційними масами по дну кузова-самоскида транспортного засобу для початку розвантаження вантажу, після чого визначаємо жорсткості пружин клапана першого і другого каскадів c_1 , c_2 відповідно, а також частоту роботи ν віброударного пристрою.

Розроблений в дисертаційній роботі привод прийнято до впровадження ПП «БудІмідж» (м. Вінниця). Очікуваний річний економічний ефект 3500 грн.

Методика проектного розрахунку нового гідравлічного віброударного приводу і програмне забезпечення визначення тиску в робочій порожнині гідроциліндра, переміщення гідроциліндра, а також зміна частоти вібрацій роботи гідроімпульсного приводу віброударного пристрою передані для користування технічному відділу ТОВ НВП «ГідравлікаВінниця-Сервіс» (м. Вінниця).

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена розробці та дослідженню гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для прискорення розвантаження кузовів-самоскидів та зниження затрат і скорочення наднормативних простоїв транспортних засобів. У результаті проведених

досліджень досягнута поставлена мета роботи – розроблений та досліджений гідроімпульсний привод нового віброударного пристрою для підвищення ефективності розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

1. У результаті аналізу відомих способів розвантаження навалочних вантажів з великою вологістю, змерзлих та крупнокускових, визначено, що найбільш ефективно цей процес відбувається при використанні вібрацій та ударів, а його протікання описується основними положеннями резонансно-структурної теорії. Серед існуючих типів приводів пристроїв, що використовують для створення віброударних навантажень, найбільш ефективним є гідроімпульсний привод, що має велику енергоємність, малу металоемність та урегульованість параметрів.

2. Для розробки принципів та конструктивних схем гідроімпульсного приводу віброударного навісного пристрою доцільно використовувати вмонтований двокаскадний елемент керування зворотно-поступальними рухами гідроциліндру у вигляді клапана-пульсатора з керуючим кульковим клапаном першого каскаду та клапаном другого каскаду зі штовхачем, в якому виконаний дросельний отвір з можливістю автоматичного перекривання.

3. Розроблені динамічні та автоматичні моделі робочого циклу гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, а також ударної взаємодії гідроциліндра із змінними інерційними масами з кузовом самоскида.

4. Проведено дослідження отриманих аналітичних залежностей основних параметрів гідроімпульсного приводу віброударного пристрою (тиску, переміщення, прискорення та частоти) для різних фаз роботи приводу на ПЕОМ за допомогою програми MAPLE 6.0.

5. Розроблений та виготовлений стенд для експериментального дослідження гідроімпульсного приводу віброударного пристрою з контрольно-вимірювальною апаратурою для реєстрації тиску в робочій порожнині гідроциліндра та переміщень відповідно виконавчого органу, клапанів першого та другого каскадів, вантажу.

6. Порівнянням теоретичних та експериментальних графіків залежностей для динамічних параметрів двокаскадного клапана-пульсатора і виконавчого гідроциліндра на різних режимах роботи встановлено, що розходження за амплітудою переміщення виконавчої ланки 11...13%, тиском в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра 8...11% похибка обробки експериментальних даних не більше 7,4%. Це дозволяє вважати прийняті для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а математичну модель вібраційного гідроімпульсного приводу адекватною реальній системі.

7. Експериментальними дослідженнями гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів виявлено, що найбільш ефективною для розвантаження сипучих вантажів є робота у віброударному режимі з частотою 12,7...20 Гц і амплітудою 8...12 мм, а для розвантаження крупнокускових і змерзлих вантажів є робота у віброударному режимі з частотою 5...10 Гц і амплітудою 10...15 мм.

8. Розроблена науково-обґрунтована методика розрахунку та проектування гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів та отримані аналітичні залежності для визначення його основних енергетичних, силових та конструктивних параметрів.

9. Розроблені керівні рекомендації та матеріали для проектування гідроімпульсного приводу віброударних пристроїв для розвантаження транспортних засобів і передані у використання ПП «БудІмідж» (м. Вінниця) з метою оснащення автомобілів-самоскидів спеціальним навісним обладнанням, де очікуваний економічний ефект складає 3500 грн/рік і для впровадження на ТОВ НВП «ГідравлікаВінниця-Сервіс» (м. Вінниця).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в сільськогосподарському виробництві / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник

наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2006. - № 1. – С. 178 – 181.

2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи віброударної головки бурильної установки з гідроімпульсним приводом / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2006. – №1(43). – С. 49-51.

3. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи універсального гідравлічного віброударного приводу для розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Наукові нотатки. (Луцький державний технічний університет). – Луцьк, 2007. - № 20. – С. 184 – 187.

4. Іскович-Лотоцький Р. Д. Розробка та дослідження гідроімпульсного привода вібророзвантажувача автомобіля-самоскида / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Промислова гідравліка і пневматика (Вінницький державний аграрний університет, Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики). – 2008. – №1(19). – С. 96 – 99.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. - № 88. – С. 48 – 54.

6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – №2(51). – С. 8 – 11.

7. Пат. 9583 Україна, МПК F 15 В 15/26. Вібраційний гідроциліндр/ Р.Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук - № u 200504193; заявл. 04. 05. 2005; опубл. 30. 08. 05, Бюл. №11.

8. Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. Вібраційний височастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Я. В. Іванчук – № u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.

АНОТАЦІЇ

Іванчук Я. В. Гідроімпульсний привод віброударного пристрою для ефективного розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 «Машинознавство». – Вінницький національний технічний університет, Вінниця. – 2009.

Дисертація присвячена розробці та дослідженню гідроімпульсного приводу нового віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

У роботі набули подальший розвиток та застосування основні положення резонансно-структурної теорії щодо поведінки навалочних вантажів під дією вібрацій і ударів.

Отримано рішення для розробки принципів та конструктивних схем віброударних пристроїв з гідроімпульсним приводом. На базі знайдених рішень розроблений новий гідроімпульсний привод віброударного пристрою для підвищення ефективності розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Розроблені динамічні та математичні моделі гідроімпульсного приводу віброударного пристрою. Проведені дослідження математичних моделей на ПЕОМ з визначенням режимів роботи приводу.

Експериментально і теоретично визначені основні параметри робочих режимів роботи гідроімпульсного приводу віброударного пристрою.

Розроблена науково-обґрунтована методика розрахунку і проектування гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.

Ключові слова: вантажно-розвантажувальні роботи, гідроімпульсний привод, прискорення вантажонесучого органу, клапан-пульсатор, робочий цикл, плунжер, сипучий вантаж, кузов-самоскид.

АННОТАЦІЯ

Иванчук Я. В. Гидроимпульсный привод виброударного устройства для эффективной разгрузки кузовов-самосвалов транспортных средств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 «Машиноведение». – Винницкий национальный технический университет, Винница. – 2009.

Диссертация посвящена разработке и исследованию гидроимпульсного привода нового виброударного устройства для повышения эффективности процессов разгрузки кузовов-самосвалов транспортных средств.

В работе получили последующее развитие и применение основные положения резонансно-структурной теории относительно поведения навалочных грузов под действием вибраций и ударов.

В результате анализа известных способов разгрузки навалочных грузов с большой влажностью, замерзших и крупнокусковых, определено, что наиболее эффективно этот процесс происходит при использовании вибраций и ударов, а его протекание описывается основными положениями резонансно-структурной теорией.

Среди существующих типов приводов устройств, которые используются для создания виброударных нагрузок, наиболее эффективным является гидроимпульсный привод, благодаря большой энергоемкости, малых габаритов и возможности регулирования параметров.

При разработке принципиальных и конструктивных схем гидроимпульсного привода виброударного навесного устройства целесообразно использовать вмонтированный двухкаскадный элемент управления возвратно поступательными движениями гидроцилиндра в виде клапана-пульсатора с управляющим шариковым клапаном первого каскада и клапаном второго каскада с толкателем, в котором выполнено дроссельное отверстие с возможностью автоматического перекрытия.

Получено решение для разработки принципиальных и конструктивных схем виброударных устройств с гидроимпульсным приводом. На базе найденных решений разработан новый гидроимпульсный привод виброударного устройства для повышения эффективности разгрузки кузовов-самосвалов транспортных средств.

Разработаны динамические и математические модели гидроимпульсного привода виброударного устройства, а также ударного взаимодействия гидроцилиндра с переменными инерционными массами с кузовом самосвала транспортного средства.

Проведено исследование полученных аналитических зависимостей основных параметров гидроимпульсного привода виброударного устройства (давления, перемещения, ускорения и частоты) для разных фаз работы привода на ЭВМ в программе MAPLE 6.0.

Разработанный и изготовленный стенд для экспериментального исследования гидроимпульсного привода виброударного устройства с контрольно-измерительной аппаратурой для регистрации давления в рабочей полости гидроцилиндра и перемещений соответственно исполнительного органа, клапанов первого и второго каскадов, груза.

Экспериментально и теоретически определены основные параметры рабочих режимов работы гидроимпульсного привода виброударного устройства (давление в рабочей полости гидроцилиндра, перемещения гидроцилиндра и клапанов первого и второго каскадов), определены эффективные режимы (частота и амплитуда) разгрузки сыпучих и крупнокусковых и замерзших грузов с помощью виброударного устройства.

Разработана научно-обоснованная методика расчета и проектирования гидроимпульсного привода виброударного устройства для разгрузки транспортных средств и

получены аналитические зависимости для определения его основных энергетических, силовых и конструктивных параметров.

Разработаны руководящие рекомендации и материалы для проектирования гидроимпульсного привода виброударных устройств для разгрузки транспортных средств и переданы для использования на ЧП «БудИмидж» (г. Винница) для оснастки автомобилей-самосвалов специальным навесным оборудованием для внедрения, где ожидаемый экономический эффект составит 3500 грн/год и для внедрения на ООО НПП «ГидравликаВинница-Сервис» (г. Винница).

Ключевые слова: погрузочно-разгрузочные работы, гидроимпульсный привод, ускорение грузонесущего органа, клапан-пульсатор, рабочий цикл, плунжер, сыпучий груз, кузов-самосвал.

SUMMARY

Ivanchuk Y. V. Hydraulic impulsive drive of vibroshock device for the effective unloading baskets-tippers on transport vehicles. – A manuscript.

Dissertation for a Candidate's degree in Engineering, specialty 05.02.02 –“Engineering science”. Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia. – 2009.

Dissertation is devoted development and research of hydraulic impulsive drive of new vibroshock device for the increase efficiency of processes for unloading baskets-tippers on transport vehicles.

In-process got subsequent development and application of substantive provisions resonance to the structural theory in relation to the conduct of pile upping loads under the action of vibrations and shots. A decision for development principle and structural charts of vibroshock devices is got with a hydraulic impulsive drive. On the base of the found decisions the new hydraulic impulsive rive of vibroshock device is developed for the increase an efficiency of unloading a baskets-tippers of transport vehicles. The dynamic and mathematical models for hydraulic impulsive drive of vibroshock device are developed. Researches of mathematical models are conducted on COMPUTER with determination of the modes for operations of drive. Experimentally and the basic parameters for operating conditions work of hydraulic impulsive drive of vibroshock device are certain in theory. The scientifically-grounded method of calculation and planning hydraulic impulsive drive of vibroshock device is developed for the increase efficiency of processes for unloading of baskets-tippers on transport vehicles.

Keywords: pile upping loads works, hydraulic impulsive drive, acceleration of bear loading organ, pulsar-valve, duty cycle, pin, friable load, basket-tipper.