

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Ukrainian Scientific & Technical Journal

ISSN 2306-8744

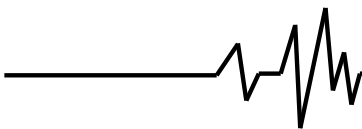
Вібрації в техніці та технологіях



**ВІБРАЦІЇ В
ТЕХНІЦІ ТА
ТЕХНОЛОГІЯХ**Журнал науково-виробничого та навчального спрямування
Видавець: Вінницький національний аграрний університетЗаснований у 1994 році під назвою "Вібрації в техніці та технологіях"
Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації
КВ № 16643-5115 ПР від 30.04.2010 р.*Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях" / Редколегія:
Котов Б. І. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2017. – 2 (85) – 128 с.**Друкується за рішенням Вченої ради Вінницького національного аграрного університету
(протокол № від . 2017 р.)**Періодичне видання включено до Переліку наукових фахових видань України, що затверджений
наказом Міністерства освіти і науки України від 21.12.2015 р. № 1328; індексується у міжнародній
наукометричній базі даних Index Copernicus***Головний редактор****Котов Б.І.** – д.т.н., проф., Вінницький національний аграрний університет**Заступники головного редактора****Іскович-Лотоцький Р.Д.** – д.т.н., проф., Вінницький національний технічний університет
Ловейкін В.С. – д.т.н., проф., Національний університет біоресурсів і природокористування України**Відповідальний секретар****Солона О.В.** – к.т.н., доц., Вінницький національний аграрний університет**Члени редакційної колегії****Адамчук В.В.** – д.т.н., проф., акад. НААН, Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"**Анісімов В.Ф.** – д.т.н., проф., Вінницький національний аграрний університет**Афтаназів І.С.** – д.т.н., проф., Національний університет "Львівська політехніка"**Бобир М.І.** – д.т.н., проф., Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"**Булгаков В.М.** – д.т.н., проф., акад. НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України**Веселовська Н.Р.** – д.т.н., проф., Вінницький національний аграрний університет**Войтюк Д.Г.** – к.т.н., проф., чл.-кор. НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України**Джемелінський В.В.** – к.т.н., проф., Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"**Дирда В.І.** – д.т.н., проф., Інститут геотехнічної механіки імені М.С. Полякова НАН України**Дудніков А.А.** – к.т.н., проф., Полтавська державна аграрна академія**Зав'ялов В.Л.** – д.т.н., проф., Національний університет харчових технологій**Зінковський А.П.** – д.т.н., проф., Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України**Костогриз С.Г.** – д.т.н., проф., Хмельницький національний університет**Кузьо І.В.** – д.т.н., проф., Національний університет "Львівська політехніка"**Кушнар'єв А.С.** – д.т.н., проф., чл.-кор. НААН, Таврійський державний агротехнологічний університет**Мазоренко Д.І.** – к.т.н., проф., чл.-кор. НААН, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка**Матвеев В.В.** – д.ф.-м.н., проф., академік НААН, Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України**Матвійчук В.А.** – д.т.н., проф., Вінницький національний аграрний університет**Надуть В.П.** – д.т.н., проф., Інститут геотехнічної механіки імені М.С. Полякова НАН України**Назаренко І.І.** – д.т.н., проф., Київський національний університет будівництва і архітектури**Ольшанський В.П.** – д.ф.-м.н., проф., Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка**Паламарчук І.П.** – д.т.н., проф., Вінницький національний аграрний університет**Ройзман В.П.** – д.т.н., проф., Хмельницький національний університет**Сілін Р.І.** – д.т.н., проф., Хмельницький національний університет**Струтинський В.Б.** – д.т.н., проф., Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"**Шульженко М.Г.** – д.т.н., проф., Харківська національна академія міського господарства**Цуркан О.В.** – к.т.н. доц., Вінницький національний аграрний університет**Франчук В.П.** – д.т.н., проф., Державний ВНЗ "Національний гірничий університет"**Ярошевич М.П.** – д.т.н., проф., Луцький національний технічний університет**Ярошенко Л.В.** – к.т.н., доц., Вінницький національний аграрний університет**Зарубіжні члени редакційної колегії****Бабічев А.П.** – д.т.н., проф., чл.-кор. РАН, Донський державний технічний університет (м. Ростов-на-Дону, Росія)**Блехман І.І.** – д.т.н., проф., акад. РАН, Інститут проблем машинознавства РАН (м. Санкт-Петербург, Росія)**Копілов Ю.Р.** – д.т.н., проф., Воронежський державний технічний університет (м. Воронеж, Росія)**Серга Г.В.** – д.т.н., проф., Кубанський державний аграрний університет (м. Краснодар, Росія)**Субач А.П.** – д.т.н., проф., Ризький технічний університет, (м. Рига, Латвія)**Віба Янес** – д.т.н., проф., Ризький технічний університет (м. Рига, Латвія)**Войнаровський Юзеф** – д.т.н., проф., Силезький політехнічний інститут (м. Глівіце, Польща)**Яцун С.Ф.** – д.т.н., проф., Курський державний технічний університет (м. Курськ, Росія)Технічний редактор **Кудратова М.В.**

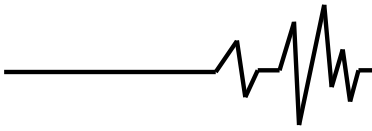
Адреса редакції: 21008, Вінниця, вул. Сонячна 3, Вінницький національний аграрний університет, тел. 46– 00– 03

Сайт журналу: <http://vibrojournal.vsau.org/>Електронна адреса: vibrojournal@gmail.com



З М І С Т

I. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН*Кірієнко О. А.***ЗАСТОСУВАННЯ ХВИЛЕВОДУ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ТРУБ НЕВЕЛИКОЇ ДОВЖИНИ МЕТОДОМ ВІБРОПРОКОЛУ В ЗВУКОРЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМАХ.....5***Котов Б. І., Спірін А. В., Степаненко С. П.***ДО ТЕОРІЇ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОСІЮВАННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ У ВІБРОРЕШІТНИХ СЕПАРАТОРАХ.....9***Надутый В. П., Сухарев В. В., Костыря С. В.***ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО ОБЕЗВОЖИВАНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИНХРОННОГО ИМПУЛЬСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ.....16***Ольшанський В. П., Бурлака В. В., Сліпченко М. В., Малець О. М.***ПРО РУХ ШАРУ ЗЕРНОСУМІШІ НА ПЛОСКОМУ ВІБРОРЕШЕТІ.....20***Рахманов С. Р., Вышинский В. Т., Морозова Л. А.***ДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГЛАВНОЙ СИЛОВОЙ ЛИНИИ СТАНА ХПТ.....28****II. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА***Іванов М. І., Переяславський О. М., Шаргородський С. А., Ковальова І. М.***СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ КУТА НАХИЛУ ПОХИЛОГО ДИСКА РЕГУЛЬОВАННОГО АКСІАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА.....37***Іскович-Лотоцький Р. Д., Веселовська Н. Р., Зелінська О. В., Веселовський Я. П.***ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ІНЕРЦІЙНОГО ВІБРОПРЕС-МОЛОТА З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ.....43***Сивак Р. І.***НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ.....47***Турич В. В., Веселовська Н. Р., Руткевич В. С.***КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ІНСТРУМЕНТА З ДЕТАЛЛЮ У ПРОЦЕСАХ ПОВЕРХНЕВОГО ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ З УЛЬТРАЗВУКОМ.....51***Шатохин В. М.***ГЛОБАЛЬНО СХОДЯЩИЙСЯ АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ ИНТЕГРАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ УСТАНОВИВШИХСЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В НЕЛИНЕЙНЫХ МОДЕЛЯХ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ.....59***Ярошенко Л. В., Чубик Р. В., Зрайло Н. М.***КЕРОВАНІЙ СИМЕТРИЧНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОПРИВОД ДЛЯ ПРОТЯЖНИХ ВІБРОМАШИН.....70***Яцковський В. І., Борисюк Д. В., Романюк О. Н., Біліченко В. В.***АНАЛОГО-ЦИФРОВЕ ПЕРЕТВОРЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ СИГНАЛІВ.....78****III. ПЕРЕРОБНІ ТА ХАРЧОВІ ВИРОБНИЦТВА***Зав'ялов В. Л., Мисюра Т. Г., Попова Н. В., Запорожець Ю. В., Деканський В. Є.***РОЗРОБЛЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ ВІБРОЕКСТРАКЦІЙНОЇ АПАРАТУРИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЇЇ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ.....81***Калініченко Р. А., Солоня О. В., Твердохліб І. В.***ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНОЇ ТЕРМООБРОБКИ ЗЕРНА У ВІБРОКИПЛЯЧОМУ ШАРІ.....95***Котов Б. І., Деревенько І. А., Степаненко С. П.***ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕПАРАЦІЇ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ НА СТУПІНЧАСТО-КОНІЧНОМУ РЕШЕТІ ВІБРОВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН.....99***Паламарчук І. П., Полєвода Ю. А., Михальова Ю. О.***ОБҐРУНТУВАННЯ ОЦІНКИ КРИТЕРІЇВ ВІБРОЛОПАТЕВОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ДІЇ.....103***Цуркан О. В., Величко Л. Д., Присяжнюк Д. В.***МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРАЦІЙНОЇ СУШАРКИ З МАЯТНИКОВИМИ МЕХАНІЗМАМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ.....110****IV. ДУМКА МОЛОДОГО ВЧЕНОГО***Омельянов О. М.***АНАЛІЗ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ СЕПАРАТОРА КОМБІКОРМІВ.....121**

**II. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА**

Іванов М. І.

Переяславський О. М.

Шаргородський С. А.

Ковальова І. М.

*Вінницький
національний аграрний
університет*

Ivanov M. I.

Pereyaslavskiy O. M.

Shargorodskiy S. A.

Kovaliova I. M.

*Vinnitsia National
Agrarian University***УДК 62-82:631.3:621.659****СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ
МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ
КУТА НАХИЛУ ПОХИЛОГО
ДИСКА РЕГУЛЬОВАНОГО
АКСІАЛЬНОГО
РОТОРНОПОРШНЕВОГО
НАСОСА**

Розглядаються силові характеристики механізму регулювання кута нахилу похилого диска регульованого аксіального роторнопоршневого насоса, який використовується у LS-гідроприводах. Показано механізм силової дії поршнів блока циліндрів на похилий диск, який створює момент повороту похилого диска та визначає силу притискування цапф диска до гідростатичних підшипників. Зазначені параметри змінюються за періодичними залежностями із значним розмахом величин. В зв'язку з цим виникає необхідність розроблення заходів по підвищенню надійності та працездатності вузлів, які знаходяться під дією періодичних навантажень.

***Ключові слова:** мобільні машини, аксіальний роторнопоршневий насос, похилий диск, зведена сила, момент сил.*

Вступ. Сучасні тенденції розвитку мобільних технологічних машин різноманітного призначення передбачають подальше підвищення рівня гідрофікації приводів активних робочих органів [1]. Розвиток даного напрямку вимагає вирішення ряду принципіальних задач, в тому числі пов'язаних із мінімізацією кількості насосних агрегатів в умовах зростання кількості виконавчих гідродвигунів. Даний напрям розвитку гідравлічних систем дозволяє суттєво підвищувати рівень енергоощадності та економічної ефективності мобільних машин [2, 3].

В зв'язку з цим зростає попит на використання в системах гідравлічних приводів мобільних машин регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів [1]. Такий підхід до побудови насосного агрегата викликаний необхідністю регулювання подачі насоса відповідно до потреб приводних гідродвигунів різних робочих органів [4, 5, 6]. При цьому виникає необхідність подальшого удосконалення конструкції насосів зазначеного типу, що передбачає підвищення технічного

рівня характеристик як насоса в цілому, так і його окремих вузлів. Якість роботи насоса суттєво залежить від характеристик системи регулювання об'ємної подачі насоса, до складу якої входять LS-регулятор та механізм регулювання кута нахилу похилого диска.

Мета роботи полягає у дослідженні характеристик механізму регулювання кута нахилу похилого диска та визначення заходів по удосконаленню його конструкції.

Аналіз останніх досліджень. Регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси з похилим диском відрізняються більш простими конструктивними рішеннями, що позитивно відображається на економічності та надійності приводів в цілому [4, 5, 6, 7]. В більшості випадків застосування вказаних насосів в конструкціях різних мобільних машин задовольняє їх потреби по діапазону регулювання об'ємної подачі.

Підвищення технічного рівня гідравлічного обладнання сільськогосподарських машин, в тому числі аксіальних роторно-поршневих насосів, зумовлюється вимогами до підвищення робочих швидкостей машин та максимального

тиску в гідросистемах [1].

В даний час вітчизняні виробники гідравлічного обладнання для мобільних технологічних машин (ПрАТ «Гідросила АПМ», м. Кропивницький) впроваджують у виробництво типорозмірний ряд аксіальних роторнопоршневих насосів серії PVC. Існує нагальна потреба дослідження та удосконалення ряду їх технічних характеристик, що має вивести вказані насоси на рівень світових зразків.

Викладення основного матеріалу.

Регульований аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.63 (рис.1) включає блок циліндрів 1, поршні якого через п'яту 2 опираються на торець похилого диска 3. Керування кутом нахилу похилого диска відбувається за допомогою LS- регулятора типу PVN 4 та гідроциліндра 5. Пружина 6 віджимає похилий диск в початкове положення з нахилом від вертикалі у 18° . Приводний вал 7 приводить в обертальний рух блок циліндрів.

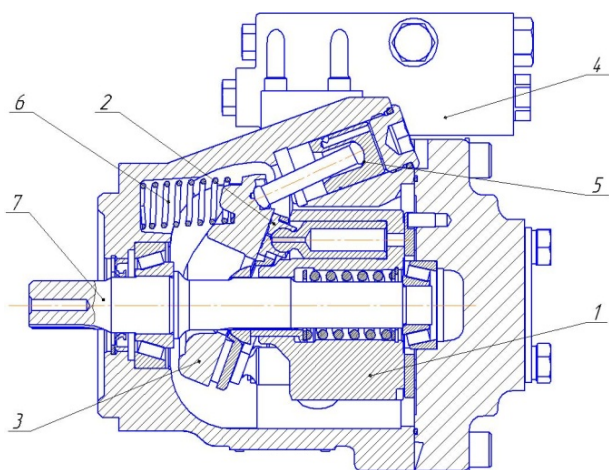


Рис. 1. Регульований аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.63:
1 – блок циліндрів; 2 – п'ята; 3 – похилий диск; 4 – LS- регулятор типу PVN; 5 – гідроциліндр керування; 6 – пружина віджиму люльки; 7 – приводний вал

Регулювання об'ємної подачі насоса відбувається зміною робочого об'єму насоса шляхом зміни кута нахилу похилого диска 3. Нахил похилого диска регулюється за допомогою LS- регулятора 4 та гідроциліндра керування 5, шток якого діє на похилий диск в напрямку зменшення кута його нахилу. Поворот похилого диска в бік збільшення кута нахилу виконується використанням сили тиску поршнів блока циліндрів на похилий диск. З цією метою похилий диск 3 встановлено в корпусі таким чином, що вісь його повороту розташована нижче за вісь обертання блока циліндрів (рис. 2). В результаті цього сумарною силовою дією циліндрів

формується зведена сила, спрямована на збільшення кута нахилу похилого диска.

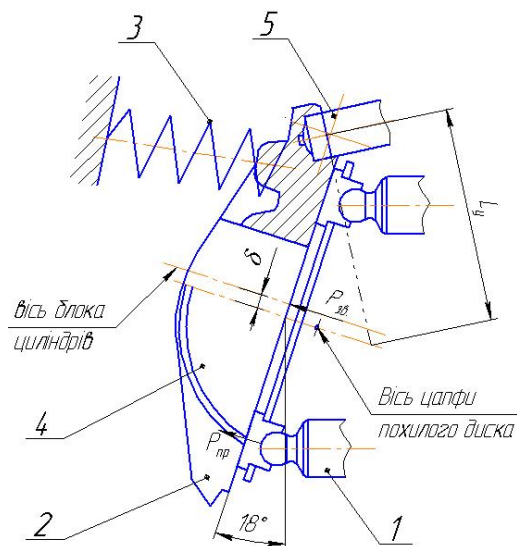


Рис. 2. Схема до визначення моменту сил, які діють на похилий диск насоса PVC:
1 – поршень блока циліндрів; 2 – похилий диск; 3 – пружина віджиму; 4 – цапфа похилого диска; 5 – шток поршня гідроциліндра керування

На рис. 2 показано схему до визначення сил, які діють на похилий диск в процесі роботи насоса типу PVC. Рівняння моментів діючих сил має наступний вигляд:

$$M_y = M_{зе} + M_{ін} + M_{тр} + M_{пруж}, \quad (1)$$

де M_y – момент сили, яку створює гідроциліндр керування, $M_{зе}$ – момент зведеної сили, $M_{ін}$ – момент інерції похилого диска, $M_{тр}$ – момент сил тертя в опорах (цапфах) похилого диска, $M_{пруж}$ – момент, який створює пружина віджиму.

Момент зведеної сили $M_{зе}$ поршнів блока циліндрів на торець похилого диска зумовлений дією окремих поршнів, причому завдяки обертанню блока циліндрів точка прикладення сили з боку поршнів постійно змінює своє положення, що призводить до нестабільності величини зазначеного моменту.

Процес зміни зведеної сили та моменту її дії на похилий диск змодельовано шляхом визначення величини зведеної сили та моменту у фіксованих положеннях блока циліндрів при повороті його послідовно на кут в 2° . В конструкції насоса використовується дев'ять поршнів, тому циклічність зміни моменту зведеної сили становить 40° .

На рис. 3 показано три варіанти положення блока циліндрів при різних значеннях кута повороту, починаючи від початкового положення гідроциліндра 1.3 в крайньому нижньому положенні.

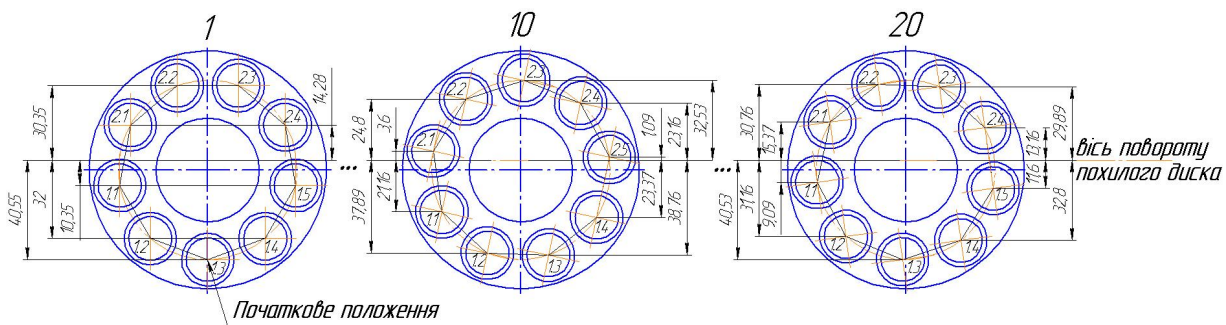


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення залежності моментів сил, що створюються поршнями гідроциліндрів, від кута повороту блока циліндрів

Насос типу PVC 1.63 працює в режимі самовсмоктування, тому в гідролінії всмоктування та у відповідних порожнинах насоса глибина падіння вакууму знаходиться на рівні $0,5$ бар. Таким чином, можливе припущення про те, що при знаходженні циліндрів в зоні всмоктування сила дії їх поршнів на торець похилого диска наближається до мінімально малих значень. В результаті цього при визначенні зведеної сили для насоса даного типу враховуємо тільки силову дію поршнів циліндрів, які знаходяться в зоні нагнітання – згідно рис. 3 у правій половині блока циліндрів.

В процесі обертання блока циліндрів кількість поршнів, які знаходяться в зоні тиску, поперемінно змінюється від 5 до 4. На рис. 3 в положенні 1 кут повороту блока циліндрів дорівнює нулю. Гідроциліндр 1.3 в цей момент знаходиться у крайньому нижньому положенні, вважається з'єднаним із зоною нагнітання. В цьому випадку нижче осі повороту похилого диска знаходиться три гідроциліндра – 1.3, 1.4, 1.5, вище – два гідроциліндра 2.4 та 2.3. Сили, що створюються зазначеними гідроциліндрами, створюють моменти, спрямовані протилежно відносно осі повороту похилого диска. При подальшому обертанні блока циліндрів змінюється відстань гідроциліндрів до осі

повороту похилого диска, а також кількість гідроциліндрів, які знаходяться вище та нижче осі повороту похилого диска. В положенні 10 два гідроциліндри 1.3, 1.4 знаходяться нижче за вісь повороту похилого диска, в той же час вище осі повороту знаходяться гідроциліндри 1.5, 2.4, 2.3. В позиції 20 (кут повороту блока циліндрів 40°), знаходиться по два гідроциліндра вище та нижче за вісь повороту похилого диска. Момент зведеної сили $M_{зе}$ розраховано при неспівпаданні осі блока циліндрів та осі повороту похилого диска, яке в даному випадку становить 4 мм.

На рис. 4 показано отримані в результаті описаного вище моделювання залежності величини моменту зведеної сили дії поршнів гідроциліндрів від кутового положення блока циліндрів. При цьому тиск у лінії нагнітання насоса становить 25 МПа. Як показано на рис. 4, поперемінна зміна кількості поршнів під тиском, які знаходяться нижче і вище осі повороту похилого диска, призводить до значних коливань величини даного моменту. Періодична залежність моменту зведеної сили дії поршнів блока циліндрів має при цьому однаковий характер незалежно від величини зсуву осі повороту похилого диска відносно осі обертання блока циліндрів.

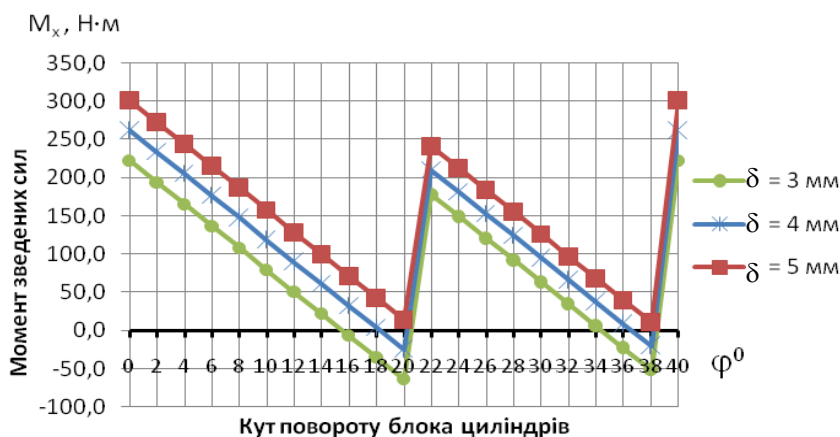
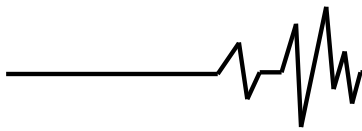


Рис. 4. Залежність моменту зведеної сили поршнів блока циліндрів на похилій диск від кутового положення блока циліндрів при різних значеннях величини зсуву δ осі повороту похилого диска. Кут нахилу похилого диска 18°



Результати аналізу впливу величини зсуву δ осі повороту похилого диска відносно осі обертання блока циліндрів свідчать, що збільшення його величини призводить до збільшення пікових значень моменту зведеної сили поршнів блока циліндрів на похилий диск. Так, при зсуві 3 мм максимальний момент зведеної сили становить 244 Н·м, при зсуві осі повороту похилого диска на величину 4 мм момент зведеної сили збільшується до 283 Н·м. При подальшому збільшенні зсуву до величини 5 мм момент зведеної сили зростає до 323 Н·м.

На рис. 5 зображено вид на похилий диск, де показано цапфи, якими похилий диск опирається на ложементи гідростатичних

підшипників, виконаних у корпусі насоса. На цапфах виконано камери 1 та 2 гідростатичних підшипників, до яких під тиском підводиться робоча рідина. Також на цьому рисунку показано проекцію траєкторії точки прикладання зведеної сили до робочої поверхні похилого диска. Виявлений характер даної траєкторії [8] свідчить про циклічність процесу, при якому зведена сила змінює координати не тільки вздовж горизонтальної осі, а також і відносно вертикалі, провокуючи таким чином коливання похилого диска в двох напрямках.

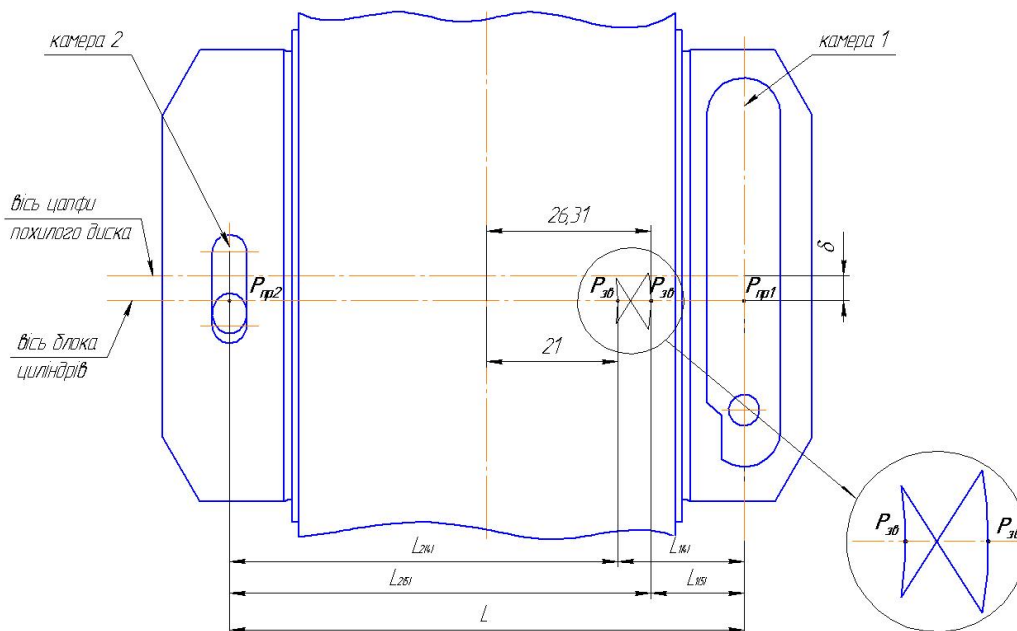


Рис.5. Траєкторія переміщення точки прикладання зведеної сили дії поршнів блока циліндрів на похилий диск

Крім зміни положення точки прикладення зведеної сили також відбувається зміна її величини в залежності від тиску у лінії нагнітання насоса та кількості циліндрів, що знаходяться у зоні високого тиску. Графік залежності зведеної сили $P_{3\phi}$ від вказаних параметрів показано на рис. 6.

Фактично величина зведеної сили також коливається від мінімального значення, яке відповідає наявності чотирьох циліндрів в зоні високого тиску, до максимального при наявності в зоні високого тиску п'яти циліндрів. При номінальному тискові $p_{ном} = 25 \text{ МПа}$ різниця між максимальним та мінімальним значеннями зведеної сили досягає $\Delta P_{3\phi} = 7,84 \text{ кН}$, що може призводити до збудження відповідних коливань в елементах конструкції насоса.

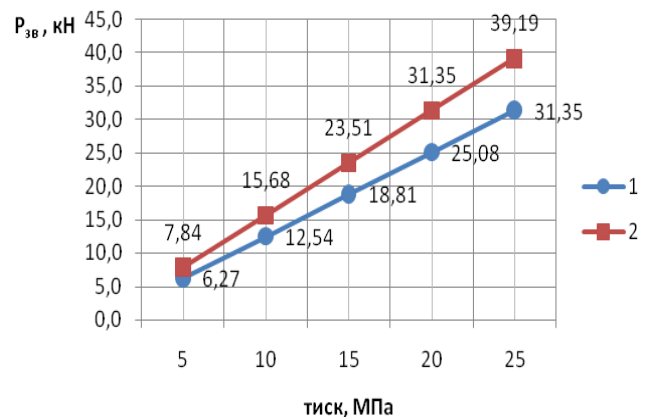
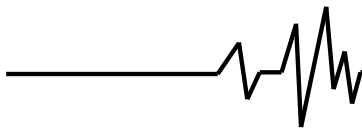


Рис. 6. Залежність зведеної сили $P_{3\phi}$ від тиску у лінії нагнітання:

**1 – під тиском знаходяться 4 поршня;
2 – під тиском знаходяться 5 поршнів**



Зведена сила $P_{зв}$ не тільки створює момент на похилому диску, але також викликає притискання цапф похилого диска до ложементів. Але через несиметричність точки прикладання сили $P_{зв}$ відносно цапф, величини сил, які викликають притискання цапф, не співпадають. Згідно рис. 5 в процесі роботи насоса переміщення точки прикладання зведеної сили вздовж осі повороту не перевищує 5% від величини відстані між осями камер підшипників, тому приймаємо припущення, що координата точки прикладання зведеної сили знаходиться на відстані 23,66 мм від вертикальної осі симетрії похилого диска. В цьому випадку сили притискання цапф до ложементів можуть бути розрахованими за наступними залежностями, отриманими на підставі рівнянь моментів, діючих перпендикулярно до вертикальної осі

$$P_{np1} = \frac{P_{зв} \cdot L_2}{L_1 + L_2} \quad P_{np2} = \frac{P_{зв} \cdot L_1}{L_1 + L_2}, \quad (2)$$

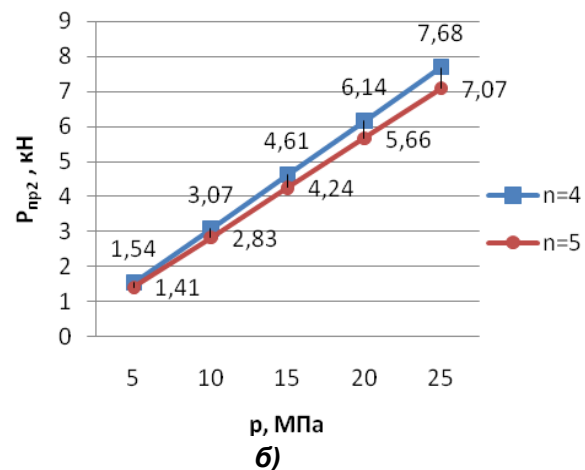
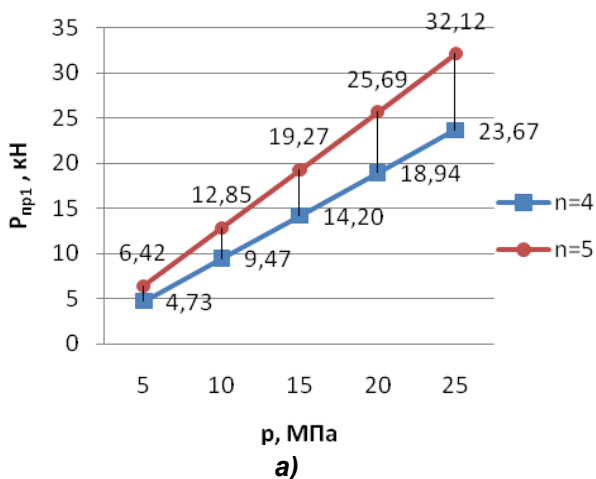


Рис. 7. Залежності сил притискання цапф гідростатичного підшипника, які визначені при різній кількості поршнів блока циліндрів в області високого тиску: а) сила притискання правої цапфи (камера 1); б) сила притискання лівої цапфи (камера 2)

В той же час згідно графіків залежностей, показаних на рис. 7,б, сила притискання лівої цапфи похилого диска, яка знаходиться у зоні дії тиску всмоктування, не перевищує значення 7,68 кН при максимальному значенні зведеної сили та зменшується до 7,07 кН при мінімальному значенні зведеної сили, які відповідають номінальному тиску 25,0 МПа у лінії нагнітання насоса. Розмах коливань сили притискання у даному випадку не перевищує 0,61 кН.

Висновки

Аналіз сучасних тенденцій розвитку конструкцій регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів свідчить про необхідність підвищення технічного рівня даних насосів. Розвиток сільськогосподарського

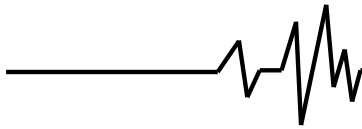
де позначені наступні величини: P_{np1} – сила притискання до ложементу правої цапфи, P_{np2} – сила притискання до ложементу лівої цапфи, L_1 – відстань точки прикладання зведеної сили до осі камери 1, L_2 – відстань точки прикладання зведеної сили до осі камери 2.

На рис. 7, а показано зазначені залежності відповідно для різної кількості циліндрів n , які знаходяться в зоні високого тиску. Згідно рис. 7,а сила притискання правої цапфи досягає 32,12 кН при тискові у лінії нагнітання 25,0 МПа при умові, що в зоні високого тиску знаходиться п'ять циліндрів. При зменшенні кількості циліндрів в зоні високого тиску до чотирьох сила притискання зменшується до 23,67 кН. Відповідно виникають коливання сили із розмахом 8,45 кН, що може ускладнювати роботу гідростатичного підшипника.

машинобудування в свою чергу вимагає економічно ефективного, енергоощадного гідравлічного обладнання для сучасних машин підвищеної потужності та з розвиненими комплексами виконуваних технологічних операцій.

В значній степені вирішення цієї задачі визначається шляхом суттєвого підвищення характеристик системи регулювання подачі насоса – LS-регулятора та механізму регулювання нахилу похилого диска.

Виявлено характер силового навантаження похилого диска, коливальний характер моменту зведеної сили блока циліндрів, який впливає на точність повороту похилого диска. Показано високий рівень зазначеного моменту зведеної сили, а також



значне навантаження гідростатичних підшипників, які забезпечують поворот похилого диска. Виявлений пульсуючий характер зазначених характеристик дозволяє вважати можливим ускладнення роботи гідростатичних підшипників, що може призводити до їх інтенсивного зношення та неточності позиціонування похилого диска.

Список використаних джерел

1. Андренко, П.Н. Направления развития объемного гидропривода / П.Н. Андренко, З. Я. Лурье // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2016. – №2(52). – С. 3-14.
2. Галухин, Н.А. Исследование влияния насыщения потока насоса на к.п.д. flow sharing гидропривода / Н.А. Галухин // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2014. – № 1(43). – С. 55-63.
3. Бондарь, В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / В.А. Бондарь // Вісник СумДУ. – 2004. – № 12(58). – С. 41-45.
4. <http://www.boschrexroth.com>
5. <http://www.parker.com>
6. <http://www.danfoss.com>
7. Башта, Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков, Е.М. Хаймович. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
8. Удосконалення системи керування нахилом люльки аксиального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.63 / [Іванов М.І., Переяславський О.М., Шаргородський С.А. та ін.] // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2015. – №4(50). – С. 64-70

Список джерел в транслітерації

1. Andrenko, P.N. Napravleniya razvitiya objomnogo gidroprivoda / P.N. Andrenko, Z.Ya. Lurye // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2016. – № 2(52). – С. 3-14.
2. Galukhin, N.A. Issledovanie vliyaniya nasyshcheniya potoka nasosa na k.p.d. flow sharing gidroprivoda / N.A. Galukhin // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2014. – № 1(43). – С. 55-63.
3. Bondar, V.A. Printsipy LS і LUDV v gidrosistemakh otkrytogo kontura / V.A. Bondar // Visnyk SumDU. – 2004. – № 12(58). – С. 41-45.
4. <http://www.boschrexroth.com>
5. <http://www.parker.com>
6. <http://www.danfoss.com>
7. Bashta, T.M. Obyemnye gidravlicheskie privody / T.M. Bashta, I.Z. Zaychenko, V.V. Ermakov, E.M. Khaymovich. – М.: Mashinostroenie, 1968. – 628 s.

8. Udoskonalennia systemy keruvannia nakhylom liulki aksialnogo rotoporshneвого nasosa typu PVC 1.63 / [Ivanov M.I., Pereyaslavskiy O.M., Shargorodskiy S.A. ta in.] // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2015. – №4(50). – С. 64-70.

СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА НАКЛОНА НАКЛОННОГО ДИСКА РЕГУЛИРУЕМОГО АКСИАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА

Аннотация. Рассматриваются силовые характеристики механизма регулирования угла наклона наклонного диска регулируемого аксиального роторнопоршневого насоса, который используется в LS-гидроприводах. Показан механизм силового действия поршней блока цилиндров на наклонный диск, который создаёт момент его поворота и определяет силу прижима цапф диска к гидростатическим подшипникам. Указанные параметры изменяются по периодическим зависимостям со значительным размахом величин моментов и сил. В связи с этим возникает необходимость разработки мероприятий по повышению надёжности узлов, которые находятся под воздействием указанных периодических нагрузок.

Ключевые слова: мобильные машины, аксиальный роторнопоршневой насос, наклонный диск, приведенная сила, момент сил.

POWER CHARACTERISTICS OF MECHANISM FOR REGULATION OF INCLINATION ANGLE OF SLOPING DISC IN REGULATING AXIAL ROTARY PUMP

Annotation. Power characteristics of mechanism for regulation of inclination angle of sloping disc in regulating axial rotary pump, which is used in LS-hydraulic drive are discussed. The mechanism of force influence of plungers of the cylinder block to a sloping disc, which creates a rotation moment of sloping disc and determines the pressing force of the disc axels to the hydrostatic bearings, is shown. Those characteristics are changing according to periodic dependences with big differences values of moments and forces. So it is necessary to work out some ways, which help to increase reliability and work capacity of mechanisms, which are under the influence periodic loads.

Key words: mobile machines, regulating axial rotary pump, sloping disc, pivot power, moment of forces.