

## Моделювання роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90

### Modeling of hydrostatic transmission operation type GST90

*М. І. Іванов, канд. техн. наук, О. М. Переяславський, канд. техн. наук,*

*І. М. Ковальова, Р. О. Гречко*

*Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, Україна*

**Мета.** Моделювання роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 при інерційному навантаженні.

**Методи дослідження.** Математичне моделювання з використанням фундаментальних закономірностей гідравліки, гідромеханіки та теоретичної механіки, теоретичний аналіз процесів, які визначають характеристики гідростатичної трансмісії

**Результати дослідження.** Створено математичну модель гідростатичної трансмісії та на основі її дослідження проведено аналіз процесів роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 в умовах зміни інерційного навантаження на гідромоторі. Виявлено характерні особливості роботи гідростатичної трансмісії та її окремих складових при наявності значного інерційного навантаження.

**Висновки.** Проведене математичне моделювання роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90, яке ґрунтується на реальних характеристиках приводів мобільних технологічних машин, свідчить, що при значних інерційних навантаженнях на виконавчому гідромоторі виникають процеси, які можуть бути причиною втрати гідростатичною трансмісією працездатності, зменшення зносостійкості та ресурсу її роботи. Очевидною є необхідність проведення подальших досліджень та розроблення заходів по поліпшенню характеристик ГСТ та окремих її вузлів.

**Ключові слова.** Гідростатична трансмісія ГСТ90, математична модель, інерційне навантаження, результати моделювання.

#### Вступ

Використання гідростатичних трансмісій типу ГСТ90, в яких використовується об'ємне регулювання швидкості гідродвигуна, набуло широкого розповсюдження у сільськогосподарських, дорожньо-транспортних, комунальних та інших мобільних технологічних машин, у тому числі у спецтехніці [1]. Застосування гідростатичних трансмісій даного типу забезпечує широкий діапазон зміни числа обертів виконавчого гідродвигуна, безступінчасте регулювання швидкості дає можливість найбільш ефективного використання потужності двигуна, що відповідає вимогам енергозбереження. Гідростатична трансмісія в якості привода ходу дозволяє забезпечити плавний розгін і малу швидкість, необхідну для сільськогосподарських машин, оскільки вихідна частота обертання вала гідромотора може бути нижчою одного оберту за хвилину. Також гідростатичні трансмісії дозволяють забезпечити маневреність машин, завдяки простоті реверсування, яке здійснюється зміною нахилу диска насоса [1—4]. Сучасні тенденції розвитку об'ємних гідроприводів, до числа яких відносяться також гідростатичні трансмісії, характеризуються неперервним підвищенням швидкісних, питомих, контактних та температурних навантажень [10]. Вирішення виникаючих задач вимагає виконання значних за об'ємом науково-дослідних робіт, конструкторських розробок та експериментальних досліджень. В даних умовах суттєво важливими є методи прогнозування шляхів і засобів розв'язання поставлених задач, до числа яких відноситься математичне моделювання роботи об'ємних гідроприводів.

#### Постановка задачі

З часів створення перших гідростатичних трансмісій вони, головним чином, застосовувались на самохідних машинах в якості привода ходу таких машин. Але на сьогодні коло застосування гідростатичних трансмісій набагато розширилось через те, що виробники не тільки самохідних машин, але і стаціонарного обладнання передбачають використання гідростатичних трансмісій в якості приводів робочих органів машин різноманітного функціонального призначення. Відомі випадки використання гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 в приводах автоміксерів бетоновозів, соломорізів та низки інших спеціальних машин.

Розширення функціональних можливостей використання гідростатичних трансмісій для різних приводів може спричиняти певну нестабільність режимів роботи. Вони можуть виникати в умовах використання гідростатичних трансмісій типу ГСТ90 на режимах, нехарактерних для їх роботи у складі приводів ходу самохідних машин. Так

при використанні гідростатичних трансмісій ГСТ90 у приводах автоматсерів бетоновозів та соломорізів при роботі привода без навантаження, в тому числі інерційного, виникав галопуючий режим обертання вала гідромотора, що неприйнятно з точки зору працездатності машин. Це викликає зацікавленість виробників в усуненні зазначених проблем та забезпеченні якісної роботи гідростатичних трансмісій в умовах розширення діапазону можливих режимів роботи. Таким чином, виникає необхідність ретельного дослідження роботи, проведення моделювання, результати якого мають сприяти удосконаленню конструкції та параметрів гідростатичних трансмісій.

### Стан сучасного виробництва гідростатичних трансмісій

Типова гідравлічна схема гідростатичної трансмісії, яку показано на рисунку 1, має головний контур, який включає регульований насос 1 і нерегульований гідромотор 15, всмоктувальну (нижню) і напірну (верхню) гідролінії. При реверсі чи русі самохідної машини по інерції, або на спуску всмоктувальна лінія виконує функції напірної, а напірна — всмоктувальної. Для попередження перевантаження гідростатичної трансмісії встановлені запобіжні клапани 9 і 10, які обмежують максимальний тиск у напірній гідролінії. Якщо в будь-якій з ліній тиск перевищуватиме допустимий, один з клапанів відкриється і перепустить рідину в протилежну лінію [3].

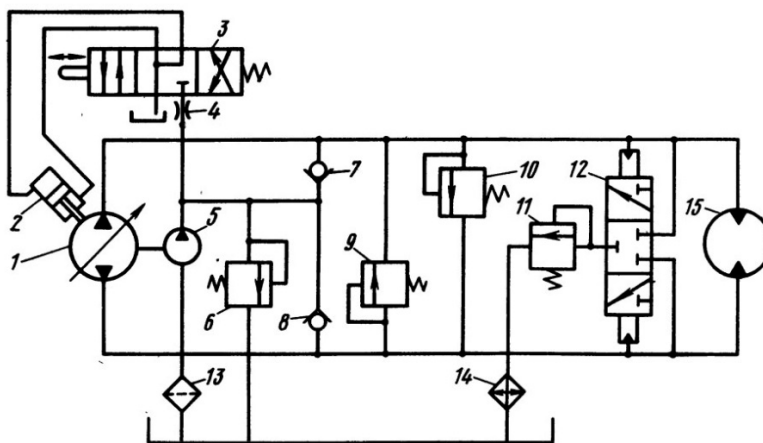


Рисунок 1 — Гідравлічна схема гідростатичної трансмісії: 1 — насос, 2 — гідроциліндр, 3 — розподільник, 4 — дросель, 5 — насос підживлення, 6, 9, 10 — запобіжні клапани, 7, 8 — зворотні клапани, 11 — переливний клапан, 12 — шунтуючий розподільник, 13 — фільтр, 14 — охолоджувач

Загальна гідравлічна система включає систему підживлення, яка забезпечує створення підпору у всмоктувальній лінії для компенсації витрат робочої рідини на дренаж у насосі та гідромоторі, а також на відведення певної кількості робочої рідини із замкненого контура на охолодження до бака. Система підживлення містить насос 5 підживлення, шунтуючий розподільник 12, переливний клапан 11, запобіжний клапан 6 і зворотні клапани 7 і 8. Насос 5 забирає охолоджену рідину через фільтр 13 із загального бака системи і подає її через відповідний зворотний клапан у всмоктувальну лінію гідростатичної трансмісії. Охолоджена рідина, що захоплюється загальним потоком, надходить до насоса 1. Частина рідини компенсує витоки, що мають місце в гідростатичній трансмісії. Якщо подача насоса 5 більша за витоки робочої рідини з гідравлічного контуру, утворений надлишок рідини через запобіжний клапан 6 спрямовується до баку. З метою стабілізації температурного режиму роботи використовується шунтуючий розподільник 12 та переливний клапан 11. Шунтуючий розподільник в процесі роботи гідростатичної трансмісії з'єднує всмоктувальну гідролінію із переливним клапаном 11, який призначений для підтримання заданого тиску на виході шунтуючого розподільника, і таким чином, обмеження витрати рідини, що надходить до охолоджувача 14. Систему охолодження розраховують так, щоб температура охолоджувальної рідини не була вище 82 °С [1].

Система керування насосом 1 містить гідропідсилувач з жорстким зворотним зв'язком, що забезпечує слідкуючу дію, тобто пропорційність між переміщенням органа керування підсилувачем і кутом повороту похилого диска або блока циліндрів гідромашини. Гідропідсилувач насоса складається з гідроциліндра 2, який змінює кут нахилу похилого диска насоса, і керується золотниковим розподільником 3, до якого подається рідина з системи підживлення через дросель 4. Важливими складовими гідравлічної системи є гідроапарати, типовими представниками яких є зворотні, переливні і запобіжні клапани. Виробники гідростатичних трансмісій в даний час приділяють значну увагу конструкціям запобіжних клапанів [5—9], якість характеристик яких суттєво впливає на працездатність. У схемі, яку показано на рисунку 1, використано запобіжні клапани прямої дії, що відповідало

технічному рівню об'ємного гідروпривода на момент створення даної конструкції. Сучасні тенденції розвитку об'ємного гідропривода передбачають значне підвищення номінального тиску (до 490 бар), що призводить до необхідності пошуку відповідних конструкцій запобіжних клапанів. На рисунку 2 показано гідравлічні схеми вузлів виконавчих гідромоторів, в корпусах яких звичайно вбудовуються запобіжні та зворотні клапани. На рисунку 2,а показано гідравлічну схему вузла виконавчого гідромотора, в якій використовуються запобіжні клапани непрямої дії [7]. Поширеним варіантом удосконалення конструкції гідроапаратури, яка використовується у гідростатичних трансмісіях, є використання вбудованих запірно-регулюючих елементів. На рисунку 2,б показано гідравлічну схему вузла виконавчого гідромотора, в якій передбачено використання запобіжного клапана із вбудованим у нього зворотним клапаном [8].

Для гідростатичної трансмісії, що працює при піковому тиску 400—500 бар, використовувати клапан прямої дії нерационально, від того, що він повинен містити пружину, розраховану на значну силу стиснення. Для усунення значних недоліків застосовують клапани непрямої дії, в яких для керування основним клапаном використовують допоміжний голчастий клапан. В результаті демпфуючої дії отворів, розташованих у запірно-регулюючому елементі, відсутні коливання останнього і, отже, коливання тиску в напірній гідролінії [4].

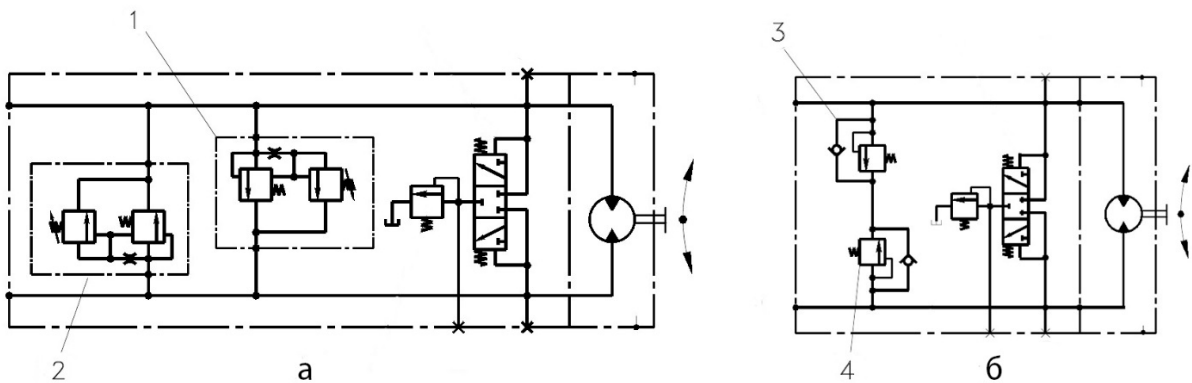


Рисунок 2 — Гідравлічні схеми вузлів виконавчих гідромоторів гідростатичних трансмісій:  
1, 2 — запобіжні клапани непрямої дії, 3, 4 — запобіжні клапани із вбудованими зворотними клапанами

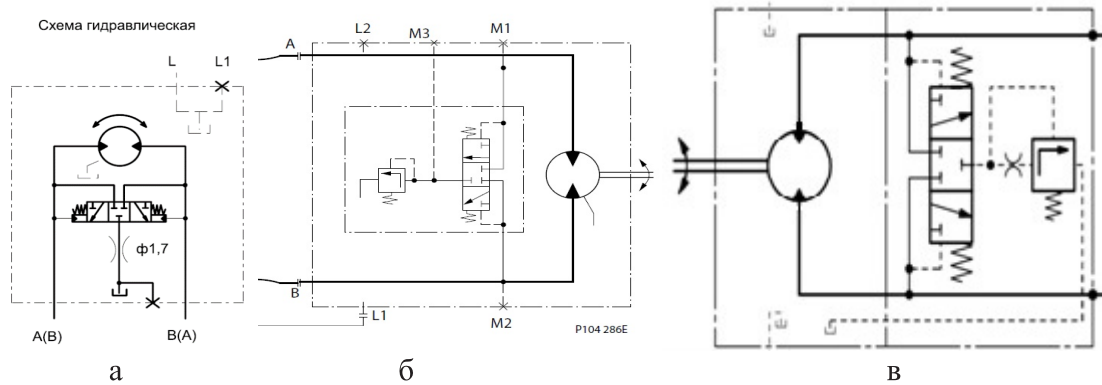
Система тепловідведення з робочої зони гідростатичної трансмісії включає шунтуючий розподільник 12 та переливний клапан 11 (рисунок 1). За допомогою даної системи частина рідини (до 20%) із всмоктувальної гідролінії відводиться на охолодження до бака. Характеристики системи впливають на стабільність температурного режиму роботи гідростатичної трансмісії. У процесі впровадження гідростатичних трансмісій типу ГСТ90 у якості приводів автоматсерів бетоновозів та соломорізів виникали нестабільні режими роботи, спричинені дією динамічних характеристик шунтуючого розподільника та переливного клапана. На рисунку 3 показано варіанти систем, які використовуються фірмами «Horda Hydraulic», «Sauer Danfoss», «Bosch Rexroth» для вирішення вказаних проблем. Фірма Horda Hydraulic виробляє гідромотори серії A1 (гідравлічну схему показано на рисунку 3, а), в яких переливний клапан замінено на дросель певного діаметра [6]. У гідромоторах фірми Sauer Danfoss серії 90 (рис. 3, б), які використовуються в складі гідростатичної трансмісії привода ходу зернозбирального комбайна «LEXION-400» німецької фірми «CLAAS», встановлено переливний клапан із змінним керуючим тиском [7]. Гідромотори фірми Bosch Rexroth серії A10FM (рис. 3, в), у своїй конструкції поєднують дросель і переливний клапан [8].

Аналіз відомих конструкцій гідростатичних трансмісій та відповідних публікацій свідчить про актуальність досліджень, результати яких мають розширити можливості застосування у приводах робочих органів машин різноманітного технологічного призначення.

### Результати досліджень

Типовими представниками описаних вище гідрооб'ємних приводів є гідростатичні трансмісії типу ГСТ90, які випускаються ПрАТ «Гідросила АПМ» (м. Кропивницький) за ліцензією Sauer-Sundstrand. Конструкція ГСТ90 включає основний закритий та дренажний контури. В основному закритому контурі головні порти насоса з'єднані гідравлічними лініями з головними портами гідромотора. Перебіг робочої рідини у будь-якому напрямку від насоса до гідромотора, і потім повертається до насоса у даному закритому контурі. Кожна з гідравлічних ліній може знаходитись під високим тиском. У робочому режимі позиція похилої шайби визначає, яка з ліній знаходиться під високим тиском, а також напрямком потоку робочої рідини. Дренажний контур відповідає за теплообмін, оскільки нагріта рідина після переливного клапана проходить через спеціальні гідролінії, виконані

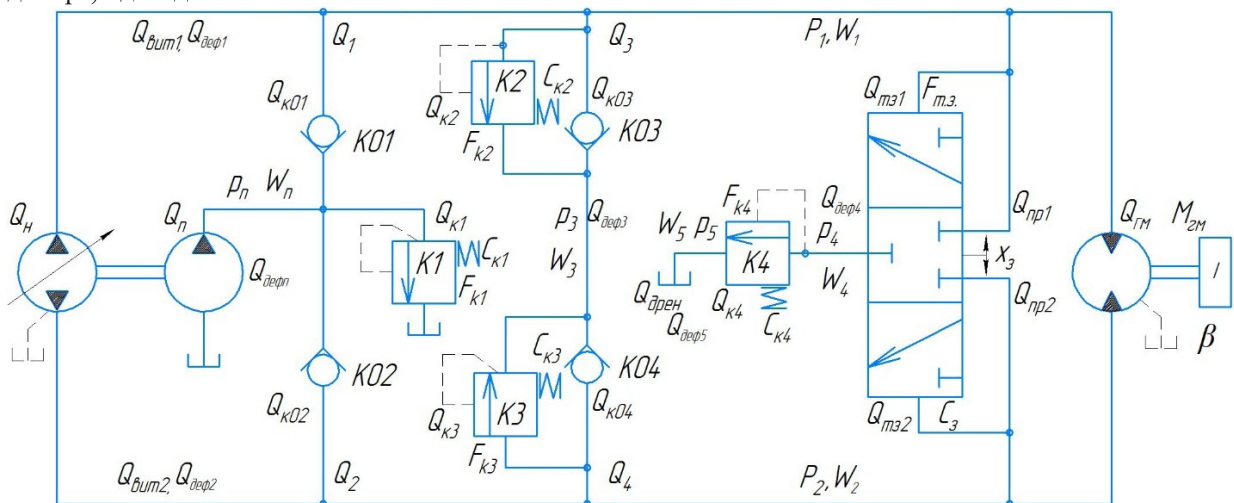
у корпусі гідромотора, що сприяє відведенню тепла, і далі разом із рідиною з дренажних гідроліній насосів потрапляє до теплообмінника і далі до бака.



Рисунок, 3 — Гідравлічні схеми систем відведення робочої рідини із всмоктувальної гідролінії до баку а) Horda Hydraulic, б) Sauer Danfoss, в) Bosch Rexroth

В даних гідростатичних трансмісіях основним насосом є регульований аксіальний роторно-поршневий насос з похилим диском. Подача гідронасоса пропорційна частоті обертання вала і робочому об'єму. Величина робочого об'єму безступінчасто регулюється від нуля до максимального значення в кожному напрямі. Напрямок подачі рідини можна реверсувати зміною нахилу диска в протилежний бік від нейтрального положення. Насос підживлення шестеренного типу, постійної продуктивності, вбудований в задню кришку насоса та приводиться до дії від основного вала насоса.

В якості гідромотора використовують реверсивний нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим диском, напрям обертання вала гідромотора визначається напрямом підводу робочої рідини. В кришку гідромотора вмонтовано два зворотно-запобіжні клапана, переливний клапан та шунтуючий розподільник. Зворотно-запобіжні клапани двосторонньої дії призначені для обмеження пікових тисків в робочих магістралях і здійснення подачі робочої рідини від насоса підживлення в лінію всмоктування основного насоса. Шунтуючий розподільник призначений для примусової заміни робочої рідини в силових магістралях з метою забезпечення сприятливого температурного режиму роботи гідросистеми, а також можливості очищення об'ємно-замкнутого контуру від продуктів виробітку ізносу. При досягненні незначного перепаду тиску на торцях золотника, останній стискає пружину і зміщується у відповідний бік. При цьому лінія з меншим тиском (зливна магістраль) з'єднується з лінією зливу в корпус гідромотора через переливний клапан. Переливний клапан - призначений для підтримки тиску заданого у зливній гідролінії, яка спрямовує робочу рідину під тиском 10-12,7 бар до теплообмінника (радіатора) і далі до бака.



Рисунок, 4 — Розрахункова схема гідростатичної трансмісії типу ГСТ90

Для дослідження роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 методом математичного моделювання

розроблено розрахункову схему, яку показано на рисунку 4. На схемі позначені узагальнюючі координати елементів системи — для механічних ланок це є лінійні або кутові переміщення, а для гідросистеми — тиск та витрата робочої рідини на характерних ділянках. Також на розрахунковій схемі позначені параметри фізичних процесів, які розглядались під час математичного моделювання, а саме: об'єми порожнин характерних ділянок, коефіцієнти перетоків, коефіцієнти в'язкого тертя, маси та моменти інерції рухомих ланок, жорсткості пружних елементів.

При складанні математичної моделі з урахуванням результатів попередніх досліджень було прийнято такі припущення:

- густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі гідросистеми в усталеному температурному режимі,
- не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах насоса і на зовнішніх клапанах, як такі, що звичайно мають незначну величину,
- коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, оскільки в усталеному режимі роботи насоса його величина змінюється незначно,
- тиск підпору на зливі незначний і практично незмінний,
- відхилення змінних від усталених значень є малими,
- пружини гідроапаратів працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх торців від поверхонь контакту,
- пружні властивості корпусів гідропристроїв, каналів та гідроліній враховуються зведеним модулем об'ємної пружності робочої рідини,
- відстань між елементами гідросистеми незначна, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів.

Математична модель гідростатичної трансмісії включає рівняння, що описують зміну кожної узагальнюючої координати. Фізичні закономірності, якими визначаються особливості процесів при роботі гідростатичної трансмісії — це рівняння нерозривності потоків рідини на характерних ділянках гідросистеми, а також рівняння руху механічних ланок системи.

Система диференціальних рівнянь нерозривності потоків на характерних ділянках гідростатичної трансмісії має вигляд

$$\begin{cases} Q_H = Q_1 + Q_3 + Q_{зм} + Q_{вшт1} + Q_{нр1} + Q_{тз1} + Q_{деф1}, \\ Q_{зм} = Q_{нр2} + Q_2 + Q_4 + Q_H + Q_{вшт2} + Q_{тз2} + Q_{деф2}, \\ Q_H = Q_{к01} + Q_{к02} + Q_{к1} + Q_{вшт1} + Q_{деф1}, \\ Q_{нр} = Q_{нр} + Q_{нр} + Q_{вштнр} + Q_{деф4}, \\ Q_{к2} = Q_{к04} + Q_{вшт3} + Q_{деф3}, \\ Q_{к3} = Q_{к03} + Q_{вшт3} + Q_{деф3}, \\ Q_{дрен} = Q_{нр} + Q_{к1} + Q_{деф5}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $Q_H$  — подача насоса,  $Q_1$  — витрата робочої рідини у гідролінії, яка з'єднує напірну гідролінію із зворотним клапаном КО1,  $Q_3$  — витрата робочої рідини у гідролінії, яка з'єднує напірну гідролінію із запобіжно-зворотним клапаном КО3,  $Q_{зм}$  — витрата робочої рідини, яку споживає гідромотор,  $Q_{вшт1}$  — витрата витоків робочої рідини з напірної гідролінії,  $Q_{нр1}$  — витрата робочої рідини через шунтуючий розподільник,  $Q_{деф1}$  — витрата робочої рідини, спричинена деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску  $p_1$ ,  $Q_{тз1}$  — витрата робочої рідини у підторцеву порожнину шунтуючого золотника,  $Q_{нр2}$  — витрата робочої рідини зі всмоктувальної гідролінії через шунтуючий розподільник,  $Q_2$  — витрата робочої рідини у гідролінії, яка з'єднує всмоктувальну гідролінію із зворотним клапаном КО2,  $Q_4$  — витрата робочої рідини у гідролінії, яка з'єднує всмоктувальну гідролінію із запобіжно-зворотним клапаном КО4,  $Q_{вшт2}$  — витрата витоків робочої рідини з всмоктувальної гідролінії,  $Q_{деф2}$  — витрата робочої рідини, що спричинена деформацією порожнин, заповнених робочою рід-

ною, під дією тиску  $p_2$ ,  $Q_{\text{тз2}}$  — витрата робочої рідини у підторцеву порожнину шунтуючого золотника,  $Q_{\text{п}}$  — подача насоса підживлення,  $Q_{\text{К01}}$  — витрата робочої рідини через зворотний клапан К01,  $Q_{\text{К02}}$  — витрата робочої рідини через зворотний клапан К02,  $Q_{\text{К1}}$  — витрата робочої рідини через запобіжний клапан К1,  $Q_{\text{витп1}}$  — витіки робочої рідини з порожнини гідролінії підживлення,  $Q_{\text{дефп1}}$  — витрата робочої рідини спричинена деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску  $p_1$ ,  $Q_{\text{пер}}$  — витрата рідини через переливний клапан К4,  $Q_{\text{пер}}$  — витрата рідини, викликана рухом переливного клапана із швидкістю  $V$ ,  $Q_{\text{вит.пер}}$  — витіки з переливного клапана,  $Q_{\text{деф4}}$  — витрата робочої рідини через деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску  $p_4$ ,  $Q_{\text{К2}}$  — витрата робочої рідини через запобіжний клапан К2,  $Q_{\text{К04}}$  — витрата робочої рідини через зворотний клапан К04,  $Q_{\text{вит3}}$  — витіки з гідролінії, яка з'єднує клапани К03 та К04,  $Q_{\text{деф3}}$  — витрата робочої рідини, через деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску  $p_3$ ,  $Q_{\text{дрен}}$  — витрата робочої рідини у гідролінії дренажа,  $Q_{\text{деф5}}$  — витрата робочої рідини, спричинена деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску  $p_5$ .

У рівняннях (1) складові визначаються за наступними залежностями

$$Q_{e01} = \mu f_{K01} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_n - p_1|}}, \quad f_{K01} = \begin{cases} f_{K01} \rightarrow p_n > p_1 \\ 0 \rightarrow p_n < p_1 \end{cases},$$

$$Q_{e02} = \mu f_{K02} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_n - p_2|}}, \quad f_{K02} = \begin{cases} f_{K02} \rightarrow p_n > p_2 \\ 0 \rightarrow p_n < p_2 \end{cases},$$

$$Q_{e1} = \mu f_{K1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_n|}}, \quad f_{K1} = \begin{cases} f_{K1} \rightarrow p_n > p_{K1} \\ 0 \rightarrow p_n < p_{K1} \end{cases},$$

$$Q_{e2} = \mu f_{K2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_1 - p_3|}}, \quad f_{K2} = \begin{cases} f_{K2} \rightarrow p_1 > p_{K2} \\ 0 \rightarrow p_1 < p_{K1} \end{cases},$$

$$Q_{e3} = \mu f_{K3} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_2 - p_3|}}, \quad f_{K3} = \begin{cases} f_{K3} \rightarrow p_2 > p_{K3} \\ 0 \rightarrow p_2 < p_{K3} \end{cases},$$

$$Q_{e03} = \mu f_{K03} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_3 - p_1|}}, \quad f_{K03} = \begin{cases} f_{K03} \rightarrow p_3 > p_1 \\ 0 \rightarrow p_3 < p_1 \end{cases},$$

$$Q_{e04} = \mu f_{K04} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_3 - p_2|}}, \quad f_{K04} = \begin{cases} f_{K04} \rightarrow p_3 > p_2 \\ 0 \rightarrow p_3 < p_2 \end{cases},$$

$$Q_{np1} = \mu f_{np1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_1 - p_4|}}, \quad f_{np1} = \begin{cases} f_{np1} \rightarrow p_2 > p_1 \\ 0 \rightarrow p_2 < p_1 \end{cases},$$

$$Q_{np2} = \mu f_{np2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|p_2 - p_4|}}, \quad f_{np2} = \begin{cases} f_{np2} \rightarrow p_1 > p_2 \\ 0 \rightarrow p_1 < p_2 \end{cases},$$

$$Q_{z\mu} = q_{z\mu} \frac{d\varphi}{dt}, \quad Q_{\text{sum1}} = \sigma_1 p_1, \quad Q_{\text{sum2}} = \sigma_2 p_2, \quad Q_{\text{sum3}} = \sigma_3 p_3, \quad Q_{\text{sumn}} = \sigma_n p_n,$$

$$Q_{\text{деф1}} = kW_1 \frac{dp_1}{dt}, \quad Q_{\text{деф2}} = kW_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad Q_{\text{деф3}} = kW_3 \frac{dp_3}{dt}, \quad Q_{\text{деф4}} = kW_4 \frac{dp_4}{dt},$$

$$Q_{\text{деф5}} = kW_5 \frac{dp_5}{dt}, \quad Q_{\text{дефn}} = kW_n \frac{dp_n}{dt}, \quad Q_{\text{мз1}} = S \frac{dx_3}{dt}, \quad Q_{\text{мз2}} = -S \frac{dx_3}{dt},$$

У наведених залежностях позначено наступне:  $f_{K01}, f_{K02}, f_{K03}, f_{K04}$  — площі робочих вікон зворотних клапанів  $K01, K02, K03, K04$  відповідно,  $f_{K1}, f_{K2}, f_{K3}$  — площі робочих вікон запобіжних клапанів  $K1, K2, K3$  відповідно,  $p_n$  — тиск у системі підживлення,  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  — тиск у відповідних гідролініях гідростатичної трансмісії,  $q_{\text{гм}}$  — характерний об'єм гідромотора,  $\varphi$  — кут повороту вала гідромотора,  $\sigma_p, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_n$  — коефіцієнти витоків робочої рідини з відповідних гідроліній,  $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_n$  — об'єми порожнин гідросистеми, які знаходяться під дією тисків  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_n$  відповідно,  $K$  — зведений коефіцієнт податливості порожнин гідросистеми, заповнених робочою рідиною.

Система рівнянь сил та моментів сил, які діють на рухомі елементи пристроїв гідростатичної трансмісії, набуває наступного вигляду

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{x1} = C_{x1} \times \Delta x_{x1} + m_{x1} \times \frac{d^2 x_{x1}}{dt^2} + \beta_{x1} \times \frac{dx_{x1}}{dt}, \\ F_{x2} = C_{x2} \times \Delta x_{x2} + m_{x2} \times \frac{d^2 x_{x2}}{dt^2} + \beta_{x2} \times \frac{dx_{x2}}{dt}, \\ F_{x3} = C_{x3} \times \Delta x_{x4} + m_{x3} \times \frac{d^2 x_{x3}}{dt^2} + \beta_{x3} \times \frac{dx_{x3}}{dt}, \\ F_{x4} = C_{x4} \times \Delta x_{x4} + m_{x4} \times \frac{d^2 x_{x4}}{dt^2} + \beta_{x4} \times \frac{dx_{x4}}{dt}, \\ F_{m.з.} = C_3 \times \Delta x_3 + m_3 \times \frac{d^2 x_3}{dt^2} + \beta_{m3} \times \frac{dx_3}{dt}, \\ M_{зм} = I \times \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \beta_{зм} \times \frac{d\varphi}{dt} + M_{мех}, \end{array} \right. \quad (2)$$

де у наведених рівняннях (2) позначено наступне:  $F_{K1}, F_{K2}, F_{K3}, F_{K4}$  — сили гідростатичного тиску, які діють на запірно-регулюючі елементи запобіжних клапанів  $K1, K2, K3, K4$  відповідно,  $C_{K1}, C_{K2}, C_{K3}, C_{K4}$  — жорсткості указаних клапанів,  $\Delta x_{K1}, \Delta x_{K2}, \Delta x_{K3}, \Delta x_{K4}$  — переміщення запірно-регулюючих елементів даних клапанів відповідно,  $m_{K1}, m_{K2}, m_{K3}, m_{K4}$  — маси рухомих запірно-регулюючих елементів даних клапанів,  $\beta_{K1}, \beta_{K2}, \beta_{K3}, \beta_{K4}$  — коефіцієнти в'язкого тертя, які виникають при русі запірно-регулюючих елементів даних клапанів,  $F_{тз}$  — сила, яка діє на торці золотника шунтуючого розподільника,  $C_3$  — жорсткість пружин, встановлених під торцями золотника,  $m_3$  — маса золотника,  $\beta_3$  — коефіцієнт в'язкого тертя, яке відбувається при русі золотника,  $M_{гм}$  — крутний момент, який створюється перепадом тисків в його порожнинах,  $I$  — зведений момент інерції на валу гідромотора,  $\beta_{зм}$  — коефіцієнт в'язкого тертя, яке виникає при роботі блока циліндрів,  $M_{техн}$  — момент технологічного навантаження на валу гідромотора.

У даному випадку

$$\begin{array}{l} F_{x1} = S_{k1} p_n, F_{x2} = S_{k2} p_1, F_{x3} = S_{k3} p_2, F_{x4} = S_{k4} p_4, \\ F_{m.з.} = S_{мз} (p_1 - p_2), M_{зм} = q(p_1 - p_2), \end{array}$$

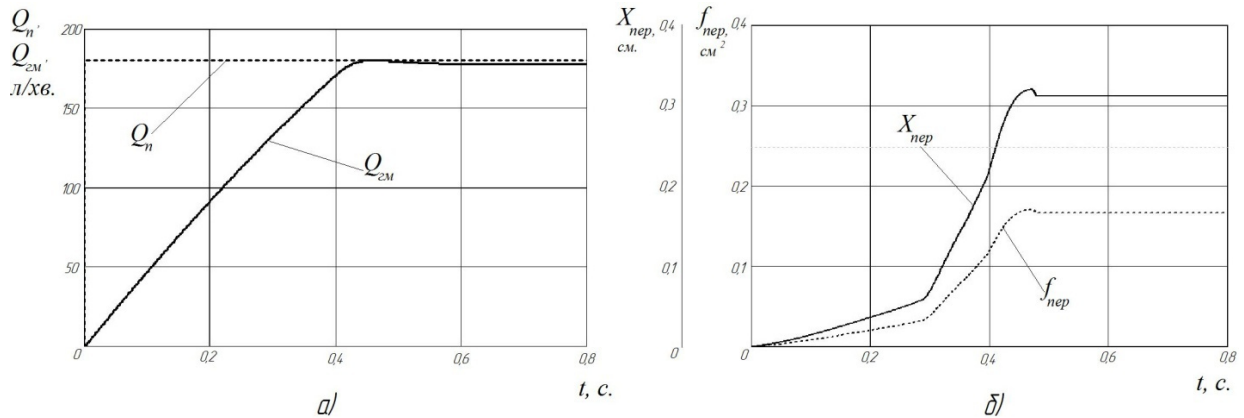
де  $S_{k1}, S_{k2}, S_{k3}, S_{k4}$  — значення ефективних площ торців запірно-регулюючих елементів, на які діє відповідний гідростатичний тиск,  $S_{тз}$  — площа торців золотника шунтуючого розподільника.

Розроблена математична модель, яка відповідає розрахунковій схемі рисунку 4, включає 13 диференціальних рівнянь, загальний порядок системи рівнянь — дев'ятнадцятий. З урахуванням того, що значна кількість характеристик окремих елементів має нелінійний характер, для дослідження математичної моделі вибрано числовий метод розв'язання рівнянь за допомогою програми, створеної в середовищі програмування Borland Delphi.

Моделювання роботи гідростатичної трансмісії проводилось згідно наступних значень параметрів гідростатичної трансмісії ГСТ90: робочий об'єм насоса  $V_n = 89 \text{ см}^3$ , робочий об'єм насоса підживлення  $V_{np} = 18,1 \text{ см}^3$ , робочий об'єм гідромотора  $V_m = 89 \text{ см}^3$ , частота обертання вала насоса  $n = 2000 \text{ об/хв.}$ , запобіжні клапани  $K2$  та

КЗ нагнітальної та всмоктувальної гідролінії налаштовані на тиск спрацювання 320 бар, жорсткість пружин запобіжних клапанів К2 і К3 становить  $C_{K2}=C_{K3}=274,6 \text{ Н/мм}$ , запобіжний клапан К1 насоса підживлення налаштовано на тиск 25 бар, жорсткість пружини клапана К1 становить  $C_{K1}=214 \text{ Н/мм}$ , жорсткість пружини переливного клапана К4  $C_{K4}=5,7 \text{ Н/мм}$ , інерційне навантаження на валу гідромотора  $I=1000 \text{ кг}\cdot\text{см}^2$ , зведений момент технологічного навантаження на валу гідромотора  $M_{\text{тех}}=10 \text{ Нм}$ , об'єми порожнин гідросистеми  $W_1=200 \text{ см}^3$ ,  $W_2=200 \text{ см}^3$ ,  $W_3=8,5 \text{ см}^3$ ,  $W_4=6,1 \text{ см}^3$ ,  $W_5=200 \text{ см}^3$ ,  $W_n=6 \text{ см}^3$ .

Результати дослідження математичної моделі гідростатичної трансмісії ГСТ90 дозволяють аналізувати характер зміни в часі тиску у гідролініях і порожнинах гідросистеми, витрати, переміщення запірно-регулювальних елементів клапанів та розподільників. На рисунку 5 показано розраховані залежності зміни витрати  $Q_{\text{гм}}$  гідромотора гідростатичної трансмісії ГСТ90, переміщення  $X_{\text{пер}}$  золотника переливного клапана та площі відкриття  $f_{\text{пер}}$  робочого вікна даного клапана.



Рисунок, 5 — Графіки зміни витрати  $Q_{\text{гм}}$  яку споживає гідромотор, та параметрів відкриття переливного клапана при запуску гідростатичної трансмісії із повним автоматиксером, а) графіки зміни в часі подачі насоса  $Q_n$  та витрати  $Q_{\text{гм}}$  яку споживає гідромотор, б) переміщення золотника переливного клапана  $X_{\text{пер}}$  та зміни площі вікна золотника  $f_{\text{пер}}$

На рисунку 5, а пунктирною лінією показано значення подачі  $Q_n$  насоса гідростатичної трансмісії. Вважалось, що заданий рівень подачі насоса формується миттєво і залишається постійним в процесі роботи гідростатичної трансмісії. Водночас відбувається за аперіодичною залежністю зміна значення витрати  $Q_{\text{гм}}$  споживання робочої рідини гідромотора в процесі запуску гідростатичної трансмісії при умові запуску привода при повному автоматиксері. У даному випадку інерційне навантаження відповідало максимальному для даного типу гідростатичної трансмісії.

На рисунку 5, б показано процес відкриття переливного клапана, який регулює відведення робочої рідини із всмоктувальної гідролінії на охолодження. Зацікавленість у з'ясуванні особливостей процесу роботи переливного клапана проявили представники виробника — ПрАТ «Гідросила АПМ».

Процес розгону гідромотора згідно показаним графікам відбувається плавно, протягом 0,45 секунди витрата гідромотора  $Q_{\text{гм}}$  досягає значення, яке відповідає подачі насоса  $Q_n$ . Незначне неспівпадання даних графіків визначається витокami рідини у порожнинах гідростатичної трансмісії. Процес набору швидкості гідромотора відбувається без перерегулювання.

Відповідно до зміни витрати гідромотора відбувається процес відкриття переливного клапана із збільшенням площі робочого вікна. Переміщення золотника переливного клапана збільшується із збільшенням витрати гідромотора і припиняється при виході золотника на упор. В цей момент переміщення золотника становить  $X_{\text{пер}}=3,2 \text{ мм}$ . При подальшому збільшенні витрати гідромотора переміщення золотника відсутнє і площа відкриття робочого вікна золотника  $f_{\text{пер}}=1,8 \text{ мм}^2$  залишається незмінною, тобто при такому рівні витрати рідини у всмоктувальній гідролінії, переливний клапан працює як постійний дросель.

В процесі запуску гідростатичної трансмісії при заповненому автоматиксері на початку розгону гідромотора виникає невідповідність подачі насоса та витрати рідини, яку споживає гідромотор. Це призводить до підвищення тиску у напірній гідролінії. Запобіжні клапани К2 та К3 налаштовані на максимальний тиск, який у даному випадку становить 320 бар.



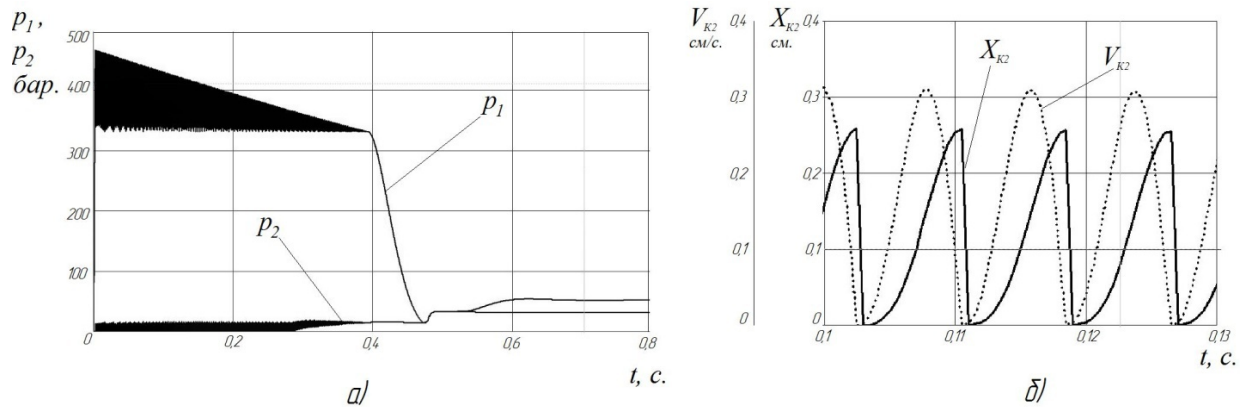


Рисунок 6 — Графіки зміни тиску у гідролініях гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 та переміщення і швидкості руху запобіжного клапана у напірній гідролінії при запуску гідропривода при повному автоміксері. а) зміна тисків у напірній  $p_1$  та всмоктувальній  $p_2$  гідролініях, б) графіки зміни переміщення  $X_{K2}$  та швидкості  $V_{K2}$  запірно-регулюючого елемента при відкритті запобіжного клапана у напірній гідролінії

На рисунку 6 побудовано графіки зміни в часі тиску у гідролініях ГСТ90, а також швидкості переміщення запобіжного клапана K2 в процесі запуску автоміксера, заповненого бетонною сумішшю. В цей момент у лінії нагнітання виникають, значні по амплітуді, коливання тиску  $p_1$  (рисунок 6, а), що є характерними для ГСТ90 конструкції, відображеної на рисунку 4. Також з графіків видно, що пікові значення тиску  $p_1$  в момент пуску насоса, досягають 475 бар. Частота коливань тиску становить 625 Гц.

Під час запуску ГСТ90 гідромотор набирає оберти вала не одразу, а поступово, це видно з графіків подачі насоса і споживання мотора (рисунок 6, а). В цей момент тиск у нагнітальній гідролінії перевищує тиск налаштування запобіжного клапана, останній спрацьовує і перепускає рідину у всмоктуючу гідролінію. Режим роботи запобіжного клапана K2 відповідає коливальному і продовжується упродовж набору швидкості обертання вала гідромотора. Коли споживання витрати робочої рідини гідромотором досягає значення подачі насоса, клапан сідає на сідло, коливання зникають і режим роботи ГСТ90 стабілізується.

На рисунку 6, б показано у збільшеному масштабі графіки зміни переміщення  $X_{K2}$  золотника запобіжного клапана K2 та зміни швидкості  $V_{K2}$  його руху. Згідно з показаним графіком золотник переливного клапана виконує коливальні рухи, причому швидкість коливань періодично падає до нуля, також до нуля зменшується величина переміщення золотника, що відповідає контакту із сідлом. При цьому, як показано на рисунку 6, б, посадка золотника на сідло відбувається із значним прискоренням, що призводить до ударної дії на сідло, яке у даному випадку виконано у вигляді гострої кромки.

## Висновки

У процесі дослідження роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 розроблено математичну модель, яка ґрунтується на реальних характеристиках даних гідросистем. На її основі з використанням алгоритмічної мови Delphi проведено обчислювальний експеримент процесу запуску гідростатичної трансмісії при повному автоміксері.

Згідно результатів експеримента процес запуску гідростатичної трансмісії типу ГСТ90 характеризується аперіодичним зміною швидкості гідромотора. Протягом 0,45 с швидкість гідромотора зростає від початкового нульового значення до величини, яка відповідає подачі насоса. Процес розгону гідромотора відбувається плавно, без перегулювань. При цьому поступово відбувається відкриття переливного клапана, яке досягає максимального постійного значення при виході гідромотора на заданий подачею насоса режим роботи. В цьому режимі згідно отриманих результатів переливний клапан працює як постійний дросель.

При запуску насоса в зв'язку з тим, що гідромотор має значне інерційне навантаження і поступово набирає швидкість, в напірній гідролінії відбувається зростання тиску, яке спричиняє спрацьовування запобіжного клапана. Пікове значення тиску досягає 475 бар, яке поступово зменшується по мірі збільшення швидкості гідромотора. При виході гідромотора на задане значення швидкості обертання запобіжний клапан закривається, тиск у напірній лінії зменшується. Подальше падіння тиску у напірній гідролінії відбувається до моменту, коли перепад тиску у напірній та всмоктувальній гідролініях досягає технологічного навантаження на валу гідромотора.

Особливістю роботи запобіжного клапана, параметри якого відповідають технічній документації на їх виготовлення, є виникнення автоколивального процесу, при якому клапан коливається із частотою 625 Гц, при-

чому мають місце посадки клапана на сідло, які супроводжуються ударними ефектами. Результатом цього може бути прискорене зношення пари «сідло-клапан», враховуючи, що робоча кромка сідла виготовляється гострою.

В зв'язку із зазначеним доцільно розглянути можливість заміни запобіжних клапанів прямої дії на клапани непрямої дії, які звичайно мають більший запас стійкості до виникнення нестійких режимів роботи. Існує необхідність розроблення заходів щодо зміцнення робочої кромки сідла запобіжного клапана.

В подальшому необхідно розширити дослідження роботи гідростатичних трансмісій ГСТ90 при різних значеннях технологічного та інерційного навантаження, що може розширити можливості використання гідростатичних трансмісій у технологічних машинах різноманітного призначення.

### Література

1. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. — М.: Машиностроение, 1988. — 244 с.
2. Погорілець, О. М. Гідропривод сільськогосподарської техніки: навчальне видання / О. М. Погорілець, М. С. Воляньський, В. Д. Войтюк, С. І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорілець. — К.: Вища освіта, 2004. — 368 с.
3. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет./ З.В. Ловкис. — М.: Агропромиздат, 1990. — 239 с.
4. Гевко, Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник / Б. М. Гевко, С. Г. Білик, А. Ю. Ліник, О. В. Фльонц. — Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2015. — 384 с.
5. Аврунин, Г. А. Регулирование температуры рабочей жидкости в объемных гидроприводах мобильных машин / Г. А. Аврунин, И. Г. Пимонов, И. И. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. — 2016. — №1 (51). — С. 11—20.
6. Каталог компоненти гідравлічної трансмісії Bondioli & Pavesi : [Електронний ресурс]. — URL:<https://shop.byru.ru/upload/iblock/e4f/Komponenty-gidravlicheskoj-transmissii.pdf>
7. Каталог гідромоторів Хорда-Гідравліка серії А1: [Електронний ресурс]. — URL: <http://www.gidroprivod.by/sites/s1/upload/files/Catalog%20Horda.pdf>
8. Каталог гідромоторів Sauer Danfoss серії 90: [Електронний ресурс]. — URL:[https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy\\_e\\_motory/porshnevy\\_e\\_motory\\_sauer\\_danfoss/sauer\\_danfoss\\_90.pdf](https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy_e_motory/porshnevy_e_motory_sauer_danfoss/sauer_danfoss_90.pdf)
9. Каталог гідромоторів BoschRexroth серії А10FM/ А10FE: [Електронний ресурс]. URL:[https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy\\_e\\_motory/porshnevy\\_e\\_motory\\_bosch\\_rexrot/bosch\\_rexrot\\_A10FM\\_A10FE.pdf](https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy_e_motory/porshnevy_e_motory_bosch_rexrot/bosch_rexrot_A10FM_A10FE.pdf)
10. Каталог насосів та гідромоторів Гідросила: [Електронний ресурс]. — URL:<https://www.hydrasila.com/files/catalog/ru-catalog-40.pdf>

### References

1. Petrov, V. A. (1988). *Gidroobemnye transmisii samokhodnykh mashin* [Hydrostatic transmissions of self-propelled machines]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
2. Pogorilets, O. M., (Ed.), Volifniskii, M.S., Voityuk, V.D., & Pastushenko, S.I. (2004). *Hydropryvod silskogospodarskoi tekhniki* [Hydraulic actuator of agricultural machinery]. Kyiv: Vyshcha schola [in Ukrainian].
3. Lovkis, Z. V. (1990). *Gidroprivody selskokhoziastvenoi tekhniki* [Hydraulic drives of agricultural machinery]. Moscow: Agropromizdat [in Russian].
4. Gevko, R. B., Bilyk, S. G., Linnyk, A. Yu., & Flonts, O. V. (2015). *Hydropryvod i hydroavtomatyka silskogospodarskoi tekhniki* [Hydraulic actuator and hydraulics of agricultural machinery]. Ternopil: TNTU im. I. Pulyuia [in Ukrainian].
5. Avrunin, G. A., Pimonov, I. G., & Moroz, I. I. (2016). Reglirovanie temperatury robochei zhidkosti v obemnykh gidroprivodakh mobilnykh mashin [Regulation of the temperature of the working fluid in the volume drives of mobile machines]. *Promyslova gidravlika i pnevmatyka — Industrial hydraulics and pneumatics*, 1, 11—20 [in Russian].
6. Katalog komponenty hydraulichnoi transmisii Bondioli & Pavesi [Catalog of the component of the hydraulic transmission Bondioli & Pavesi] (n.d.) URL:<https://shop.byru.ru/upload/iblock/e4f/Komponenty-gidravlicheskoj-transmissii.pdf> [in Russian].
7. Katalog hydromotoriv Horda-Hydraulika serii A1 [Catalog of hydraulics of the Horda-Hydraulics series A1] (2013) URL: <http://www.gidroprivod.by/sites/s1/upload/files/Catalog%20Horda.pdf> [in Russian].
8. Katalog hydromotoriv Sauer Danfoss serii 90 [Catalog of Bosch Rexroth hydro-motors series A10FM / A10FE] (2008). URL:[https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy\\_e\\_motory/porshnevy\\_e\\_motory\\_sauer\\_danfoss/sauer\\_danfoss\\_90.pdf](https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy_e_motory/porshnevy_e_motory_sauer_danfoss/sauer_danfoss_90.pdf) [in English].

9. Katalog hydromotoriv Bosh Rexroth serii A10FM/ A10FE [Catalog of Sauer Danfoss Series 90 Hydromotors] (2012). URL: [https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy\\_e\\_motory/porshnevy\\_e\\_motory\\_bosch\\_rexrot/bosch\\_rexrot\\_A10FM\\_A10FE.pdf](https://hydromotor.com.ua/pdf/porshnevy_e_motory/porshnevy_e_motory_bosch_rexrot/bosch_rexrot_A10FM_A10FE.pdf) [in English].

10. Katalog nasosiv ta hydromotoriv Hydrosyla [Catalog of pumps and hydromotors Hydrosila] (2018). URL: <https://www.hydsosila.com/files/catalog/ru-catalog-40.pdf> [in Russian].

Надійшла 13.11.2018 року

УДК 62-82: 631.3: 621.659

## Моделирование работы гидростатической трансмиссии типа ГСТ90

Н. И. Иванов, А. Н. Переяславский,

И. М. Ковалёва, Р. А. Гречко

**Цель.** Моделирование работы гидростатической трансмиссии типа ГСТ90 при инерционной нагрузке.

**Методы исследования.** Математическое моделирование с использованием фундаментальных закономерностей гидравлики, гидромеханики и теоретической механики, теоретический анализ процессов, которые определяют характеристики гидростатической трансмиссии

**Результаты.** Создана математическая модель гидростатической трансмиссии и на основе ее исследования проведен анализ процессов работы гидростатической трансмиссии типа ГСТ90 в условиях изменения инерционной нагрузки на гидромоторе. Выявлены характерные особенности работы гидростатической трансмиссии, и ее отдельных составляющих при наличии значительной инерционной нагрузки.

**Выводы.** Проведенное математическое моделирование работы гидростатической трансмиссии типа ГСТ90, основанное на реальных характеристиках приводов мобильных технологических машин, свидетельствует, что при значительных инерционных нагрузках на исполнительном гидромоторе возникают процессы, которые могут быть причиной потери гидростатической трансмиссией работоспособности, уменьшение износостойкости и ресурса ее работы. Очевидна необходимость проведения дальнейших исследований и разработки мероприятий по улучшению характеристик ГСТ90 и отдельных ее узлов.

**Ключевые слова.** Гидростатическая трансмиссия типа ГСТ90, математическая модель, инерционная нагрузка, результаты моделирования.

UDC 62-82: 631.3: 621.659

## Modeling of hydrostatic transmission operation type GST90

N. I. Ivanov, A. N. Pereyaslavsky,

I. M. Kovaliova, R. A. Hrechko

**Aim.** Modeling of hydrostatic transmission type GST90 under inertial load.

Research methods. Mathematical modeling using fundamental laws of hydraulics, hydromechanics and theoretical mechanics, theoretical analysis of the processes that determine the characteristics of hydrostatic transmission

**Results.** A mathematical model of a hydrostatic transmission has been created and, based on its research, an analysis has been made of the processes of operation of a hydrostatic transmission of the type GST90 under conditions of a change in the inertial load on the hydraulic motor. The characteristic features of the hydrostatic transmission, and its individual components in the presence of a significant inertial load.

**Results.** The mathematical modeling of the hydrostatic transmission type GST90, based on the real characteristics of mobile technological machines, shows that with significant inertial loads on the executive motor, there are processes that can cause the loss of hydrostatic transmission performance, reducing wear and service life. Obvious need for further research and development of measures to improve the characteristics of the GTS90 and its individual nodes.

**Keywords.** Hydrostatic transmission type GST90, mathematical model, inertial load, simulation results.

Відомості про авторів

**Іванов Микола Іванович**

тел. (+38) 067-740-57-49  
E-mail: ivanovni3220@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-6059-503X>

**Іванов Николай Іванович**

тел. (+38) 067-740-57-49  
E-mail: ivanovni3220@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-6059-503X>

**Ivanov Nikolai**

tel. (+38) 067-740-57-49  
E-mail: ivanovni3220@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-6059-503X>

**Переяславський Олексій Миколайович**

тел. (+38) 097-504-80-23  
E-mail: aleksey.pereyaslavskyy@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0003-3252-1057>

**Переяславский Алексей Николаевич**

тел. (+38) 097-504-80-23  
E-mail: aleksey.pereyaslavskyy@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0003-3252-1057>

**Pereyaslavskyy Aleksey**

tel. (+38) 097-504-80-23  
E-mail: aleksey.pereyaslavskyy@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0003-3252-1057>

**Ковальова Ірина Михайлівна**

тел. (+38) 093-243-68-10  
E-mail: kov-irinka@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-9992-7716>

**Ковалёва Ирина Михайловна**

тел. (+38) 093-243-68-10  
E-mail: kov-irinka@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-9992-7716>

**Kovaliova Iryna**

Vtel. (+38) 093-243-68-10  
E-mail: kov-irinka@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-9992-7716>

**Гречко Роман Олександрович**

тел. (+38) 097-209-08-80  
E-mail: grechkoro@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0002-8409-5793>

**Гречко Роман Александрович**

тел. (+38) 097-209-08-80  
E-mail: grechkoro@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0002-8409-5793>

**Hrechko Roman**

contact tel. (+38) 097-209-08-80  
E-mail: grechkoro@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0002-8409-5793>