DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-3
УДК 621.22

ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

CHOICE AND JUSTIFICATION OF THE POWER SUPPLY SYSTEM OF HYDROSTATIC RESISTORS

Є. Ю. Сахно[1*], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0002-9789-7242
С. В. Коваленко[1], канд. пед. наук., доцент ORCID: 0000-0001-5829-7132

[1] *Національний університет «Чернігівська політехніка»*
*e-mail: evsakhno@ukr.net

Анотація. В статті розглянуто питання дослідження систем живлення гідростатичних опор гідровузла. Показано результати розрахунку гідравлічної системи живлення з підводом робочої рідини до опори через дросельні регулятори мембранного типу. Дослідження показали, що варіант системи живлення з багатопоточним регулятором мембранного типу в більш та менш навантаженій лінії має менше зміщення валу ніж система живлення з дросельним двопотоковим регулятором, що забезпечує більшу жорсткість та розширює діапазон припустимих навантажень на вал.

Ключові слова: гідростатичний підшипник, система живлення, зміщення вала, регулятор потоку.

Постановка проблеми.

Відомо, що у практику машинобудування впроваджені системи живлення з постійними дроселями для поділу потоку на *n* частин, які як правило, розраховані на сприйняття гідроопорою навантажень, що змінюються в найбільш широкому діапазоні, значення якого відображені у паспортних даних машини. Тому для подачі рідини в кишені гідроопор застосовують системи, у яких незалежно від зміни величини тиску в карманах підшипника, потік гідростатичного змащення поділяється на частини відповідно до діючих навантажень на вал, що обертається. Перспективним є застосування в сучасних системах живлення дросельних багатопотокових подільників, що являють собою автономні вузли, серійний випуск яких, як досить дешевих апаратів дозволяє забезпечити ефективне змащення за різних умов роботи обладнання. При цьому жорсткість опор у більшості випадків (особливо при екстремальних, короткочасних навантаженнях) не відповідає вимогам прогресивної технології. А використання гідроопор з нерегульованими дроселями або одно-двопотоковими регуляторами є мало ефективним, тому що в цьому випадку не виключається металевий контакт в опорі. Системи живлення, що працюють за принципом «насос – кишеня», забезпечують високу жорсткість та несучу здатність опор за умови співвідношення максимального та мінімального навантаження [1–3]. Проте об'ємні насоси-розподільники потоків є дещо складними в конструктивному та технологічному виконанні, і під час подачі змащення в кишенях опор насосна установка повинна розміщуватися безпосередньо біля кишень, щоб зменшити систему каналів, що підводять рідину.

Аналіз останніх досліджень.

В роботі [4] розглянуто питання зниження вібрацій шпинделя на основі застосування регульованої конструкції гідростатичних опор. В роботі [5] представлено основні результати експлуатації безконтактних опор шпинделів металорізальних верстатів і тенденції їхнього розвитку. Запропоновано нові принципи конструювання безконтактних опор шпинделів верстатів для високопродуктивної точної обробки. В роботі [6] надано схемне рішення адаптивної системи живлення шпиндельних гідравлічних підшипників технологічного обладнання, і встановлено, що застосування частотно- регульованого приводу насоса в системі живлення шпиндельних гідростатичних підшипників шпиндельного вузла токарного прецизійного верстата дозволило підвищити показники енергоефективності об'ємного гідроприводу системи.

Наукові роботи [7, 8] присвячені вдосконаленню теорії та практики проектування адаптивних гідростатичних опор нового покоління, а також розробці методів і прийоми раціонального використання шпиндельних вузлів і напрямних з такими опорами. Визначено, що використання принципів рідинного тертя у важконавантажених вузлах є досить перспективним рішенням для важких верстатів підвищеної точності із ЧПК. Розроблено адаптивну систему керування тиском у кишенях гідростатичних опор і зусиллям натягу приводу позиціонування. Також розроблено мехатронну систему адаптивного керування тиском в кишенях підшипника підвищеної точності та адаптивні регулятори систем живлення опор зі зворотним зв'язком по положенню вала. В роботі [9] сформульовано наукові основи розробки сферичних опор регульованих опор рідинного тертя просторових механізмів, а також схемних та конструктивних рішень, технологічному забезпеченні розробок та вивченню особливостей гідродинамічних процесів та розрахунку на їх основі статистичних характеристик опор. Підтвердження достовірності розроблених наукових положень здійснено експериментальним дослідженням характеристик та дослідною апробацією виготовлених сферичні опори просторових пристроїв.

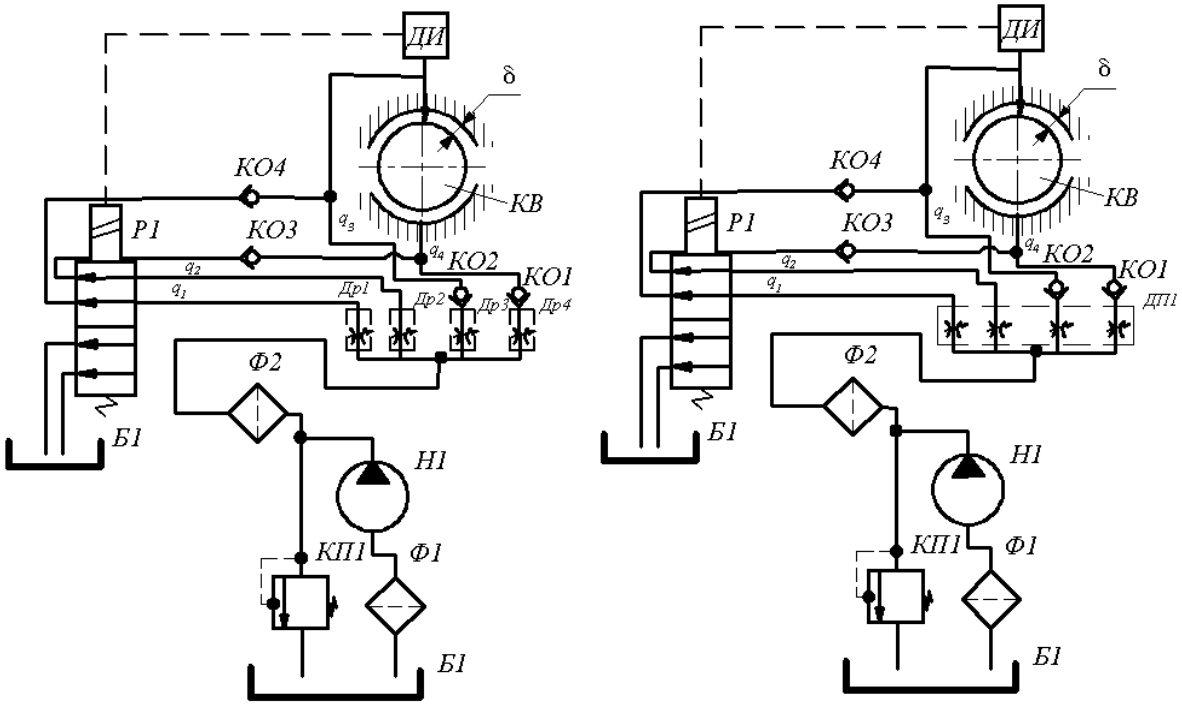
Методологія дослідження.

Метою даної роботи є аналіз та обґрунтування існуючих систем живлення гідростатичних опор та вибір найбільш раціональної системи для модернізації гідросистеми опорних підшипників гідровузла, що запобігає його зносу та збільшує термін служби технологічного обладнання.

Під час створення систем рідинного живлення гідростатичних опор [10, 11] із розподілом потоку на кілька частин необхідно враховувати такі положення. Система живлення гідроопор від багатопотокового розподільника внаслідок дроселювання мастила має нижчий ККД, ніж система з однопотоковими або багатопотоковими насосами. Багатопотоковий розподільник із регульованими вхідними дроселями виконує ті ж функції, що й відомі слідкуючі золотники, проте він повинен забезпечувати взаємопов'язане регулювання витрат у відводах гідромережі. За його допомогою можна регулювати параметри несучого гідростатичного поля за умови недостатньої жорсткості конструкції опорних поверхонь [12, 13]. Рухомий гідровузол на звичайних гідростатичних підшипниках із багатопотоковим розподільником буде мати більшу жорсткість і відповідно несучу здатність, ніж на гідростатичних підшипниках із внутрішнім дроселюванням потоків. Під час подачі робочої рідини до системи живлення з постійною витратою виключається металевий контакт між спряженими поверхнями при зміні зовнішнього навантаження. Багатопотоковий розподільник рідини порівняно з окремим блоком регульованих дроселів має вищий ККД, не потребує додаткового автоматизованого регулювання та забезпечує якісне та надійне змащування в широкому діапазоні зміни навантажень.

Результати дослідження.

Для зниження енерговитрат, експлуатаційних витрат, а також втрат потужності модернізованого гідроприводу пропонуються системи живлення гідроопор від одного насоса: схеми з регульованими дроселями (рис. 1, а) та схема з подільником потоку (рис. 1, б) [13]. При цьому подача робочої рідини через розподільник Р1 відбувається короткочасно для компенсації тиску рідини в кишенях підшипника при збільшенні навантаження на вал. Схема, що має подільник потоку рідини, має низку переваг: по-перше немає потреби регулювати кожен дросель окремо; по-друге витрати на будь-який із гілок не залежать від зовнішнього навантаження; по-третє зменшується кількість гідроагрегатів у системі. Для залишкового вибору системи живлення модернізованої гідроопори проведемо аналіз зміщення валу під навантаженням, що визначить жорсткість технологічної системи [14, 15].



а б

Рис. 1. Система живлення гідроопор колінвала від одного насоса:
а – з регульованими дроселями; б – з чотирипотоковим подільником потоку:
КВ – колінчастий вал; ДИ – датчик імпульсу

Система живлення із двопотоковим дросельним регулятором. Двопотоковий дросельний регулятор (рис. 1, а) працює за принципом двопотокового подільника потоку. Для отримання кількості потоків, більшої за два, у систему живлення встановлюють кілька регуляторів, які працюють паралельно. Прирівнюємо витрату в одному з відводів регулятора, наприклад у відводі з витратами q_1, до витрати через сегмент гідроопори [13, 16]:

$$\frac{p \cdot k_g \cdot \delta^3}{k_f F \mu_\partial \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]} = \sqrt{\frac{p_н - p_{k_1}}{\frac{1}{\mu^2 (d_1 \cdot h_1)^2} \cdot \frac{2g}{\gamma} + \frac{\lambda l / d}{\left(\pi d^2 / 4\right)^2} \cdot \frac{2g}{\gamma}}} \qquad (1)$$

де p – несуча здатність підшипника; F – площа опорної поверхні опори; k_f та k_g – коефіцієнти площі та витрати, відповідно; μ_∂ – динамічна в'язкість рідини; ε – відносне

зміщення вала; $p_н$ та p_{k1} – тиск на вході регулятора та у відводі; d_1 – діаметр сопла; h_1 – зазор між торцем сопла і мембраною у відводі; λ – коефіцієнт втрат по довжині вхідного каналу дроселя; l та d – довжина і діаметр каналу вхідного дроселя.

Величина $\dfrac{\lambda l/d}{\left(\pi d^2/4\right)^2}\cdot\dfrac{2g}{\gamma}=9{,}5\cdot10^{-5}$ дуже мала, тому нею можна знехтувати.

Тоді рівняння витрати (права частина рівняння 1) буде мати вигляд:

$$Q=\mu\cdot f\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\cdot(p_н-p_k)}\,, \tag{2}$$

де $f=\pi\cdot d_1\cdot h_1$, а $h_1=h_0/(1+[(p_н-p_{k1})/(p_н-p_{k2})]^{0,5})$, $h_0=h_1+h_2=0{,}03$ мм; h_2 – зазор між торцем сопла та мембраною у відводі; p_{k2} – тиск у відводі.

Приріст ширини кільцевої щілини гідроопори буде:

$$h=\delta_0-\delta=\delta_0-\sqrt[3]{\frac{Q_4 k_f F\mu_\partial\left[\dfrac{1}{(1-\varepsilon)^3}-\dfrac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}{p\cdot k_g}}\,. \tag{3}$$

Система живлення з багатопотоковим подільником мембранного типу. Розглянемо зміщення вала та жорсткість несучого шару мастила, що надходить в опору з більш навантаженої та менш навантаженої гілок двигуна. Розрахункова схема наведена на рис. 2, б.

Оскільки подільник працює в режимі сталого витратного режиму, коефіцієнт k_Q при зміні навантаження P більший за нуль, при цьому $p_н=p_k+\Delta p_g$, де Δp_g – втрати тиску на вхідному дроселі подільника.

Оскільки подільник працює в режимі постійних витрат [13], то

$$Q_1=\mu\cdot f_{\partial p}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\cdot(p_н-p_k)}\,,$$

та без урахування витоків, витрата дроселя через більш навантажену мережу дорівнює витраті підшипника:

$$\mu\cdot f_{\partial p}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\cdot(p_н-p_k)}=\frac{p\cdot k_g\cdot\delta^3}{k_f F\mu_\partial\left[\dfrac{1}{(1-\varepsilon)^3}-\dfrac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}\,. \tag{4}$$

Позначимо

$$k_0=\mu\cdot f_{\partial p}\sqrt{\frac{g}{\gamma}}\,;\quad k_Q=\left[2\left(1-\frac{p_k}{p_н}\right)\right]^{1/2}.$$

Тоді

$$k_0\cdot k_Q\cdot p_н^{1/2}=\frac{p\cdot k_g\cdot\delta^3}{k_f F\mu_\partial\left[\dfrac{1}{(1-\varepsilon)^3}-\dfrac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}\,.$$

Звідси зазор у підшипнику дорівнює:

$$\delta=\sqrt[3]{\frac{k_0\cdot k_Q\cdot p_н^{1/2}\cdot k_f F\mu_\partial\left[\dfrac{1}{(1-\varepsilon)^3}-\dfrac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}{P\cdot k_g}}\,.$$

Приріст зазору буде дорівнювати:

$$h = \delta_0 - \delta = \delta_0 - \sqrt[3]{\frac{k_0 \cdot k_Q \cdot p_н^{1/2} \cdot k_f F \mu_\partial \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}{P \cdot k_g}}. \quad (5)$$

Оскільки в роботі коленвалу спостерігається певна закономірність і його зміщення відбувається під певним кутом розглянемо роботу гідропідшипника з'єднаного з менш навантаженим відводом. Умову рівноваги при $p_{н2} \le p_{н1}$ = const запишемо без урахування жорсткості мембран у вигляді [13]:

$$\pi p_1 \left(R_м^2 - R^2\right) + \pi p_{k_1} R_0^2 + P_1 = \pi p_2 \left(R_м^2 - R^2\right) + \pi p_{k_2} R_0^2 + P_2, \quad (6)$$

де p_1 і p_2 – тиск у командних камерах подільника; $R_м$, R, R_0 – відповідно радіуси, (мембрани, жорсткого центру та отвору в жорсткому центрі); p_{k1} і p_{k2} – тиск у кишенях, відповідно більш навантаженої та менш навантаженої секції опори; P_1 і P_2 – сили тиску на кільцеву площу вала. Зусилля на кільцевих ділянках плоских щілин будуть дорівнювати:

$$P_1 = \pi p_1 \left(R^2 - R_0^2\right) - \pi (p_1 - p_{н_1}) \cdot \left(\frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0} - R_0^2 \right);$$

$$P_2 = \pi p_2 \left(R^2 - R_0^2\right) - \pi (p_2 - p_{н_2}) \cdot \left(\frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0} - R_0^2 \right).$$

Розв'язавши рівняння (6) щодо p_2, отримаємо:

$$p_2 = \frac{p_1 R_м^2 - \frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0}(p_1 - p_{н_1} + p_{н_2})}{R_м^2 - \frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0}}. \quad (7)$$

За умовою нерозривності потоку

$$\mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_н - p_k)} = \frac{\pi b^3 (p_2 - p_{н_2})}{6 \mu_\partial \ln R/R_0},$$

де μ – коефіцієнт витрати; f – площа вхідного дроселя $f = \pi \cdot d^2 / 4$; d – діаметр дроселя; ρ – щільність рідини; b - ширина регульованої щілини; μ_∂ - динамічна в'язкість рідини.

Позначимо $\frac{2\mu^2 f^2}{\rho} = E$, $\frac{\pi^2 b^6}{36 \mu_\partial^2 \left[\ln R/R_0\right]^2} = D$,

тоді

$$p_2 = \frac{E}{2D} - p_{н_2} \pm \sqrt{\left(\frac{E}{2D} - p_{н_2}\right)^2 - \left(p_{н_2}^2 - \frac{E p_0}{D}\right)}. \quad (8)$$

При встановленому русі рідини тиску p_1, p_2, p_3, p_4 у вхідних камерах приблизно рівні, отже, рівні витрати на всіх вхідних дроселях і витрати у відводах $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$. Наприклад, якщо тиск $p_{н1}$ у кишені гідростатичної опори підвищується, то тиск p_1 у командній камері збільшиться, відповідно витрата q_1 зменшиться, а регулюючий орган зміститься вправо. У свою чергу, це є командою для переміщення (один за іншим)

наступних робочих органів, це відбудеться внаслідок послідовного зменшення прохідних отворів вихідних дроселів (регульованих щілин) у кожному модулі. У новому рівноважному положенні регулюючих органів витрати у проходах регулятора зрівнюються.

У більш навантаженому вихідному каналі тиск p_1 у командній камері дорівнює тиску $p_{н1}$, тому тиск p_1 поширюється на всю ефективну площу мембрани. У менш навантажених вихідних каналах має місце дроселювання потоків у регульованих щілинах і, внаслідок втрат тиску, повний тиск в інших командних камерах зросте.

Витрата рідини в навантаженій гілці знаходимо за формулою:

$$Q_2 = \mu \cdot f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \cdot (p_н - p_k)}, \tag{9}$$

де $f_{др}$ – площа прохідного перерізу дроселя (діафрагма); $p_н$ – тиск на вході дільника (при витраті Q_2 = 1,5 *л/хв*).

Тоді приріст зазору в підшипнику визначиться за такою формулою:

$$h = \delta_0 - \delta = \delta_0 - \sqrt[3]{\frac{Q_2 \cdot k_f F \mu_д \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3}\right]}{P \cdot k_g}}. \tag{10}$$

На підставі вирішення рівнянь (7, 9) побудовано залежність зміщення валу під навантаженням (рис. 2), що визначає жорсткість модернізованої системи живлення гідровузла двигуна внутрішнього згоряння автомобіля.

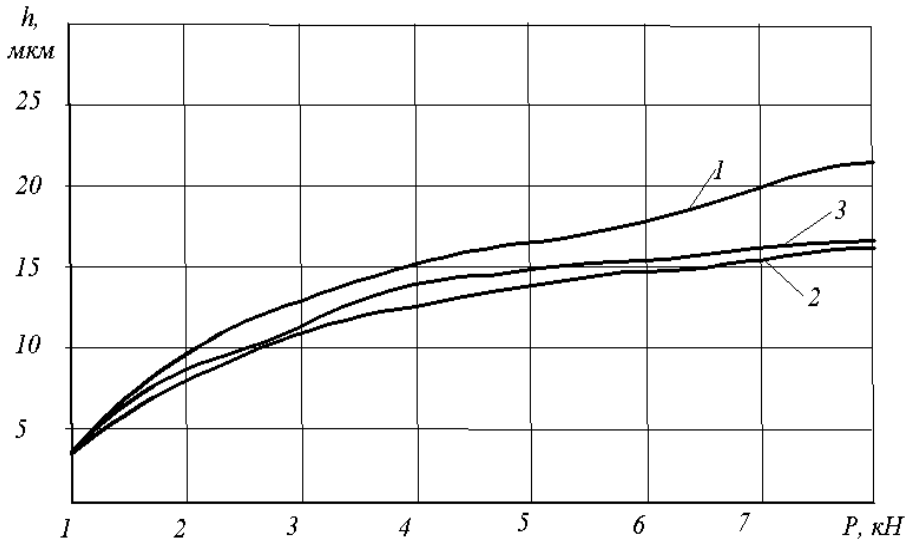


Рис. 2. Зміщення валу під навантаженням при різних системах живлення:
1 – дросельний двопотоковий регулятор мембранного типу; 2 – багатопотоковий регулятор мембранного типу в більш навантаженій гілки; 3 – теж в менш навантаженої гілки

З графіка можемо бачити, що найменше зміщення валу з вихідного положення при збільшенні навантажень в діапазоні до 7*кН* має багатопотоковий подільник мембранного типу в більш навантаженій гілці (крива 3). І різниця в системі порівняно з дросельним двопотоковим регулятором при $P = 7$ *кН* досягає близько 10*мкм*. Хоча в діапазоні найбільших навантажень $P = 1-3$ *кН* ця різниця стає вдвічі меншою.

Висновки.

При проектуванні модернізованої системи живлення гідростатичних опор гідровузла доцільно використовувати систему живлення з одним гідронасосом (рис.2 а, б), що дозволяє скоротити енерговитрати та втрати потужності двигуном.

У порівнянні з дросельною системою, система живлення з багатопотоковим регулятором-подільником мембранного типу має мінімальне зміщення вала в опорі, мінімальні витоки робочої рідини, а сам подільник потоку підвищує надійність роботи системи живлення. Тому дана схема з багатопотоковим мембранним регулятором-подільником потоку може бути рекомендована до використання в модернізованій системі живлення гідроопор двигуна внутрішнього згоряння автомобільного транспорту.

Список використаних джерел.

1. Федориненко Д.Ю., Сапон С.П. Шпиндельні гідростатичні підшипники: монографія. Чернігів: ЧНТУ, 2016. 403 с. http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/29534
2. Доценко В.М., Ковеза Ю.В., Усик В.В. Аналіз роботи опорних підшипників турбомашин на екологічно чистих рідинах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2022. № 3 (179). С. 37–42. https://doi.org/10.32620/aktt.2022.3.04
3. Глушкова Д.Б., Рижков Ю.В., Байдала В.Ю. Наукові та технологічні основи підвищення трибологічних характеристик деталей мехатронних систем: монографія. Дніпро: Журфонд, 2022. 126 с.
4. Струтинський В.Б. Федориненко Д.Ю. Вібраційні характеристики гідростатичних опор шпинделя із деформованими елементами. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2009. № 2 (54). С. 83–90.
5. Гордєєв О.Ф., Захаров П.О. Напрямки та перспективи розвитку конструкцій шпиндельних опор верстатів для високошвидкісної та високопродуктивної обробки. *Наукові нотатки*, 2007. Вип. 20. Т. 1. С.96–101.
6. Сапон С. П., Космач О. П., Федориненко Д. Ю., Цеков Б. В., Безручко В .М. Адаптивна система живлення гідравлічних підшипників високошвидкісного шпиндельного вузла. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 19–22 червня 2018 р.): Київ, 2018. Т. 2. С. 176–178.
7. Ковальов В.Д., Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Шаповалов М.В., Коваленко А.В. Система адаптивного керування у кишенях гідростатичних опор шпиндельного вузла і зусилля натягу привода позиціонування шпинделя важкого токарного верстата. *Вісник НТУ»ХПІ»*, 2022. 2 (6). С.56–63. https://doi.org/10.20998/ 2079-004X.2022.2(6).08
8. Іванов М.І., Переяславський. О.М., Ковальова І.М., Івацко М.В. Заходи по удосконаленню конструкції насосного обладнання гідроприводів самохідних машин. Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах палива: /Матеріали II регіональної науково-технічної конференції (м. Вінниця, ВНАУ, 24-25 лютого 2016 р.): Вінниця: Видавництво ВНАУ, 2016. С.16–17.
9. Струтинський С.В. Наукові основи розробки регульованих сферичних опор рідинного тертя для просторових механізмів. *Вісник НТУ»ХПІ»: Серія Машинобудування*, 2011. №58. С. 273–281.
10. Гідростатичний підшипник та його принцип роботи. Режим доступу: https://uzp.ua/gidrostatychnyj-pidshypnyk-ta-jogo-pryntsyp-roboty/.
11. Гідропідшипники. Режим доступу: https://ua.gtb-bearing.com/hydro-bearings/.
12. Орел В.І., Завойко Б.В., Гаврилів М.Є. Регулювання дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів IV Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2013. С.138–139.
13. Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В. Аналіз роботи багатопоточного подільника потоку дросельного типу для визначення якості та надійності його експлуатації. *Чернігівський науковий часопис: Серія 2. Техніка і природа*, 2011. Вип. 2. С.140–148.
14. Назін В.І. Вплив демпфування пружної установки кілець на диску на динамічні характеристики гідродинамічного підшипника здвоєного типу. Авіаційно-космічна техніка і технологія, 2015. №5 (122). С. 11–15.

15. Тіхенко В.М., Тіхенко В.Н. Методи досліджень шпиндельних гідростатичних опор. Сучасні інформаційні технології та телекомунікаційні мережі: Тези доповідей 53 наукової конференції молодих дослідників ОНПУ, Одеса: ОНПУ, 2018. Вип. 53. С. 18–21.

16. Сахно Є.Ю., Пономаренко С.І., Корнієць К.Є. Проектування нової автоматичної системи живлення гідростатичних опор. *Технічні науки та технології*, 2017. №2(8). С.49–56. https://doi.org/10.25140/2411-5363-2017-2(8)-49-56

Стаття надійшла до редакції 20.05.2025
Стаття прийнята 28.05.2025
Статтю опубліковано 20.06.2025

CC BY

CHOICE AND JUSTIFICATION OF THE POWER SUPPLY SYSTEM OF HYDROSTATIC RESISTORS

E. Sakhno[1], S. Kovalenko[1]
[1] *Chernihiv Polytechnic National University*

Summary

In connection with the improvement of modern machines and technological complexes, the task of increasing both the static and dynamic stiffness of the latter arises. One of the effective directions for solving this problem is the design of hydrostatic supports with automatic adjustment of stiffness and their bearing capacity without changing the geometric parameters of the bearing, because the design features of the machine nodes must meet the established standards. In this regard, the task of increasing the operational parameters of the supports due to the improvement of the power supply system and structural elements of the hydrostatic unit using a new design of the stiffness regulator arises.

The purpose of this work is the analysis and substantiation of the existing power supply systems of hydrostatic supports and the selection of the most rational system for the modernization of the hydraulic system of the support bearings of the hydraulic unit, which prevents its wear and increases the service life of the technological equipment.

The results of the calculation of the hydraulic power system with the supply of the working fluid to the support through throttle regulators of the membrane type are shown. Studies have shown that the variant of the supply system with a multi-flow regulator of the membrane type in the more and less loaded line has less shaft displacement than the supply system with a throttle two-flow regulator, which provides greater rigidity and expands the range of permissible loads on the shaft.

Key words: hydrostatic bearing, power supply system, shaft displacement, flow regulator.