

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 629.3.021

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).1.99-105](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).1.99-105)

А. Р. Апаракін, канд. техн. наук, К. К. Щербина, доц., канд. техн. наук,

А. М. Кириченко, проф., д-р техн. наук, В. А. Годорожа

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: anton.aparakin@gmail.com*

Підвищення надійності кулько-гвинтового гідропідсилювача рульового управління із аксіальною структурою приводу

У статті проаналізовано конструктивні недоліки класичних кулько-гвинтових гідропідсилювачів, зокрема виникнення перекидального моменту на рейці-поршні, який прискорює знос деталей, знижує надійність і ККД рульового механізму. Запропоновано вдосконалену конструкцію зі зміщенням вісей поршня та гвинта до початкової площини рейкової передачі. Це дозволяє очікувати зменшення сил тертя, зносу вузлів та підвищення ККД на 5,9%. Проведено аналітичне обґрунтування ефективності запропонованої конструкції. **надійність, конструкція, рульове управління, гідропідсилювач, автотранспорт**

Постановка проблеми. Кулько-гвинтові гідропідсилювачі отримали широке розповсюдження в автомобільній техніці. За допомогою механізмів вдалося значно підвищити комфорт та безпеку керуванням автотранспортними засобами (вантажними автомобілями, будівельною технікою, автобусами, тролейбусами), які мають значне навантаження на керовану вісь – від 2000 Н до 8000Н [1].

За період свого технічного розвитку, КГПП отримав «класичну» конструкцію, яка не зазнавала кардинальних змін аж із 80-х років ХХ сторіччя. Однак, відома конструкція має недоліки – механізм має недостатню надійність через наявність перекидального моменту на поршні, обумовленого тим, що початкова площина рейкової передачі не співпадає із лінією дії рівнодіючої гідравлічних сил, яка проходить через центр тиску, який розташовується на вісі поршня. Це призводить до підвищеного зносу як поршня, так і корпусу, а також знижує коефіцієнт корисної дії (ККД) рульового механізму.

Усунення цього недоліку конструкції та покращення функційних показників КГПП є важливою інженерною практичною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Станом на сьогодні, розвиток та вдосконалення КГПП йде шляхом інтеграції гідравліко-механічної частини агрегату із управляючою електронною системою. Такі електро-гідравлічні КГПП впроваджуються провідними виробниками, наприклад Bosch [2] та Nissan [3], а також їм присвячена значна частина актуальних наукових досліджень [4-7].

В свою чергу, дослідження вітчизняних науковців присвячуються, переважно, підвищенню ефективності конструкції рульових агрегатів та систем [8-10].

Перспективним варіантом вирішення піднятої у роботі проблеми може стати доопрацювання конструкції КГПП шляхом виконання пазів в зубцях рейкової передачі для розміщення в них гвинта-ротора. Це дасть також змогу розмістити вісі поршня та гвинта в початковій площині рейкової передачі [11].

Постановка завдання. Мета роботи – це створення конструкції КГПП рульового управління транспортного засобу, в якій нове виконання робочого поршня та зубчатого

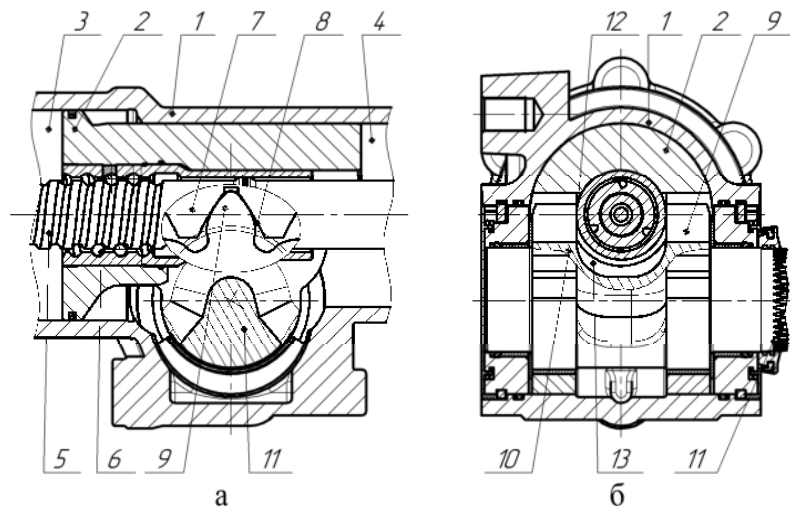
вала-сектора рульової сошки, дозволило б забезпечити підвищення надійності та ККД рульового механізму.

Дослідження в роботі ґрунтуються на положеннях теоретичної механіки, теорії опору матеріалів та теорії гідравліки та гідроприводу. Для досягнення поставленої мети розроблено програму досліджень, яка має такі етапи:

- розробка конструкції КГПП, позбавленої відомих недоліків, згідно мети;
- аналіз схеми навантаження поршня відомої конструкції;
- визначення рівнянь, які дозволять визначити ККД механізму з урахуванням всіх шкідливих сил опору, для обох порівнюваних варіантів;
- здійснити визначення втрат ККД від перекидального моменту на поршні.

Виклад основного матеріалу. В протиставу усталеному конструктивному виконанню КГПП, та з метою вирішення поставленої задачі дослідження, запропоновано конструктивне рішення, яке передбачає розташування вісей поршня та гвинта в початковій площині рейкової передачі, рис. 1.

Реалізація такого рішення можлива шляхом виконання в зубцях рейкової передачі пазів, в яких розташовується гвинт (із забезпеченням розташування вісей поршня та гвинта в початковій площині рейкової передачі). Поверхні пазів, що виконані в зубцях рейки та зубчастого сектора, еквідистантні поверхні гвинта.



а - повздовжній переріз; б - поперечний переріз;

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – ліва порожнина; 4 – права порожнина; 5 – гвинт; 6 – кулько-гвинтова передача;

7 – зубчаста рейка; 8 – зубець зубчастої рейки; 9 – зубці зубчастого сектора; 10 – зубчастий сектор;

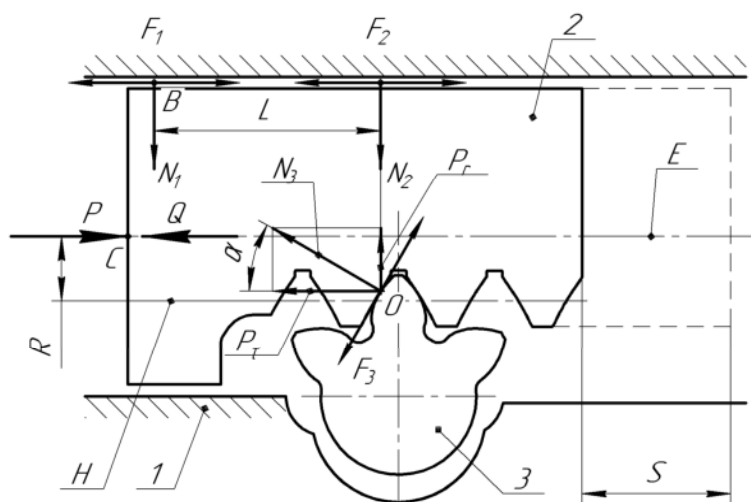
11 – вал рульової сошки; 12 – паз у зубцях зубчастої рейки; 13 – паз у зубцях зубчастого сектора.

Рисунок 1 – Конструкція КГПП

Джерело: розроблено авторами на підставі [10]

Таке конструктивне виконання дозволить виключити перекидальний момент на поршні, оскільки лінія дії рівнодіючої гідравлічних сил, що проходить через центр тиску поршня, що співпадає з вісями поршня і гвинта (з початковою площиною рейкової передачі), що призведе до значного зменшення зносу корпусу та поршня.

Розглянемо та проаналізуємо схему навантаження поршня відомої [2] конструкції КГПП, рис. 2, для порівняння із пропонованою.



1 – картер; 2 – рейка-поршень; 3 – вал-сектор;

B – точка переко су поршня; C – точка прикладення рівнодіючої гідравлічних сил до поршня (центр тиску);

E – вісь поршня (гвинта); H – початкова площа рейкової передачі; F_1 – сила тертя від перекосу поршня відносно корпусу; F_2 – сила тертя при ковзанні поршню відносно корпусу; F_3 – сила тертя в рейковій передачі;

L – відстань від точки контакту рейки з зубчастим сектором до лінії дії сили нормальної реакції опори N_1 ; N_1 – сила нормальної реакції від перекосу поршня відносно корпусу; N_2 – сила нормальної реакції опори при ковзанні поршня відносно корпусу; N_3 – рівнодіюча сила опору в рейковій передачі, вона ж сила нормальної реакції опори; O – точка контакту рейки із зубчастим сектором; P – рівнодіюча гідравлічних сил, які діють на поршень; P_r – радіальна сила в зачепленні; P_τ – тангенціальна сила в зачепленні; R – відстань від центра тиску до початкової площини рейкової передачі; Q – сила опору (без врахування сил тертя);

S – величина ходу поршня; α – кут зачеплення рейкової передачі, $\alpha = 25^\circ$.

Рисунок 2 – Схема навантаження поршня в відомій конструкції

Джерело: розроблено авторами на підставі [2]

Так як у механізмі що розглядається швидкість переміщення поршня відносно корпусу незначна, то приймаємо[12]:

$$\mu = \mu^c \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт тертя спокою;

μ^c – коефіцієнт тертя ковзання.

У нашому випадку зовнішньою силою, під дією якої поршень переміщується відносно корпусу, являється гідравлічний тиск рідини на поршень. Так як рідина у порожнини корпусу подається під тиском, то точка прикладення рівнодіючої P гідравлічних сил (центр тиску C), співпадає з віссю поршня.

Умова рівноваги поршня відносно точки O :

$$\begin{aligned}\sum M(O) &= 0; \\ PR + N_1 L &= 0.\end{aligned}\tag{2}$$

При роботі, у рульовому механізмі виникає шкідливий опір від сил тертя, який обумовлений:

- наявністю перекидального моменту – сила F_1 ;
- ковзанням поршню відносно корпусу – сила F_2 ;
- наявністю зубчастого зачеплення – сила F_3 .

Ці шкідливі опори призводять до зниження ККД механізму, підвищують знос від тертя поверхонь корпусу та поршня.

Проаналізуємо формулу (2).

Параметр P являється розрахунковим, і зміні не підлягає. Зменшення шкідливого опору шляхом зменшення сил тертя F_2 та F_3 не є можливим. Зменшення сили F_1 можна досягти, зменшивши відстань R . У випадку, коли $R = 0$, тобто центр тиску C , отже і вісі поршня та гвинта, лежать у початковій площині H рейкової передачі, перекидальний момент дорівнює нулю, тобто F_1 також дорівнює нулю, що дозволяє зменшити шкідливий опір.

ККД механізму визначається по формулі [12]:

$$\eta = \frac{A_k}{A_e} = \frac{A_e - A_{ш}}{A_e} = 1 - \frac{A_{ш}}{A_e}, \quad (3)$$

де η – ККД механізму;

A_k – корисна робота;

A_e – витрачена робота;

$A_{ш}$ – шкідлива робота.

Як вказувалось вище, шкідливі сили опору обумовлені силами тертя F_1 , F_2 та F_3 , які в свою чергу визначаються через реакції опор N_1 , N_2 та N_3 .

З урахуванням формули (2):

$$F_1 = \mu \cdot P \cdot \frac{R}{L}. \quad (4)$$

Сила N_2 являється реакцією опори від радіальної сили, яка діє в зачепленні, отже:

$$F_2 = \mu \cdot P \cdot \tan \alpha. \quad (5)$$

Сила N_3 розташована вздовж лінії зачеплення рейкової передачі та являється рівнодіючою сил P_r та P_t , тому, отже:

$$F_3 = \mu \cdot P \cdot \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Робота сил тертя (шкідливих сил опору) [12], з урахуванням формул (4), (5), (6):

$$A_{ш} = (F_1 \cdot F_2 \cdot F_3) \cdot S = \mu \cdot P \cdot S \cdot \left(\frac{R}{L} + \tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right), \quad (7)$$

де S – переміщення, яке тіло здійснює.

Тоді витрачена робота A_e дорівнює:

$$A_e = \mu \cdot P \cdot S \cdot \left(\frac{R}{L} + \tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + P \cdot S = P \cdot S \cdot \left(\mu \cdot \left(\frac{R}{L} + \tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1 \right). \quad (8)$$

Підставляємо значення $A_{ш}$ та A_e в формулу (3) для визначення ККД, та після спрощень отримуємо:

$$\eta = 1 - \frac{\mu \cdot \left(\frac{R}{L} + \tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right)}{\mu \cdot \left(\frac{R}{L} + \tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1}. \quad (9)$$

Данна формула (9) дозволяє визначити ККД з урахуванням всіх шкідливих сил опору.

При співпадінні центру тиску C з початковою площиною H рейкової передачі, тобто при $R = 0$, що має місце у пропонованій конструкції КГП, формула (9) буде мати вигляд:

$$\eta = 1 - \frac{\mu \cdot (\tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha})}{\mu \cdot (\tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha}) + 1}. \quad (10)$$

З виразу (10) видно, що в рульовому механізмі, в якому відсутній перекидальний момент, тобто при $R = 0$, ККД механізму зміниться.

Для порівняльної оцінки значень ККД у рульового механізму з наявністю перекидального моменту та без нього, приймемо ряд припущень:

1. ККД рульового механізму без перекидального моменту на поршні визначається з виразу:

$$\eta_1 = \eta_n \cdot \eta_u, \quad (11)$$

де η_n – ККД рейкової передачі; $\eta_n = 0,96$ [13];

η_u – ККД гідроциліндру; $\eta_u = 0,93$ [14].

Таким чином:

$$\eta_1 = 0,96 \cdot 0,93 = 0,893. \quad (12)$$

Підставивши значення η_1 в формулу (10), визначимо середнє значення коефіцієнта тертя μ рульового механізму:

$$\mu = \frac{1}{\frac{1}{1 - \eta_1} - (\tan \alpha + \frac{1}{\cos \alpha})}. \quad (13)$$

2. Приймаємо наступні значення параметрів у виразах (9) та (10): $R = 1,0$; $L = 1,0$; $\mu = 0,08$ – усереднений коефіцієнт тертя рульового механізму, визначений по формулі (13).

З урахуванням прийнятих припущень по п. 1 та п. 2, визначимо ККД рульового механізму з наявним перекидальним моментом на поршні, по формулі (9):

$$\eta_2 = 1 - \frac{0,08 \cdot (1 + 0,466 + 1,04)}{0,08 \cdot (1 + 0,466 + 1,04) + 1} = 0,834. \quad (14)$$

Таким чином, втрати ККД від перекидального моменту на поршні складають:

$$\Delta \eta = \eta_1 - \eta_2 = 0,893 - 0,834 = 0,059, \quad (15)$$

або 5,9%.

Висновки. Запропонована конструкція КГГП, у якій осі поршня та гвинта суміщені з початковою площиною рейкової передачі, дозволить усунути перекидальний момент на поршні, який є основним джерелом підвищеного зносу та зниження ефективності відомих конструкцій.

Проведені аналітичні розрахунки показали, що виключення перекидального моменту приводить до істотного зменшення сил тертя між поршнем і картером, а також у деталях рейкового зачеплення, що забезпечує зниження зношування вузлів та підвищення надійності рульового механізму. Отримані залежності для визначення ККД підтвердили, що втрати від перекидального моменту складають 5,9%, тобто саме на цю величину має зрости ККД у запропонованій конструкції.

Важливою особливістю запропонованої конструкції КГГП є виконання пазів у зубцях рейкової передачі еквідистантно поверхні гвинта, що дозволяє зберегти правильну геометрію зачеплення, знизити контактні напруження та підвищити довговічність механізму без ускладнення технології виготовлення.

Запропоноване конструктивне рішення забезпечує підвищення надійності та енергоефективності гідропідсилювача і може бути рекомендоване для впровадження у сучасні рульові системи автотранспортних засобів без істотного ускладнення виготовлення.

Список літератури

1. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин : підруч. для студентів ВНЗ. Харків : ХНАДУ, 2016. 438с.
2. Bosch Servotwin electro-hydraulic steering system : веб сайт. URL: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/steering/servotwin/> (дата звернення 28.05.2025).
3. Nissan – Electro-Hydraulic Power Steering System : веб сайт. URL: <https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/EHPSS/> (дата звернення 28.05.2025).
4. Tang B., Jiang H., Gong X., Optimal design of variable assist characteristics of electronically controlled hydraulic power steering system based on simulated annealing particle swarm optimization algorithm. *International Journal of Vehicle Design*. 2017. Vol. 73 (1/2/3). P. 189-207. DOI: 10.1504/IJVD.2017.082596.
5. Barua R. Conventional power steering system of vehicle and continuous improvement. *Proceedings of the 5-th International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering*, 22-24 December 2022. Khulna, Bangladesh, RUET, 2022. P. 6.
6. Zhao W. Electro Hydraulic Hybrid Power Steering System. *Vehicle Steer-by-Wire System and Chassis Integration*. Springer, Singapore. 2023. P. 165-225. DOI: 10.1007/978-981-19-4250-1_4.
7. Vacca Andrea, Franzoni Germano. Power Steering and Hydraulic Systems with Priority Function. *Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design*. Wiley, 2001. p.519-538. DOI: 10.1002/9781119569145.ch22.
8. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі / Г. А. Аврун та ін. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ", Серія: "Гідравлічні машини та гідроагрегати"*. 2023. Вип.1. С. 35-42. DOI: 10.20998/2411-3441.2023.1.06.
9. Синтез схем навантаження силових елементів кульково-гвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / Апаракін А.Р., Єрьомін П.М., Мажара В.А. *Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки»*. 2024. Вип. №9(40). Ч. 2. С.23-31. DOI: 10.32515/2664-262X.2024.9(40).2.23-31.
10. Кульково-гвинтовий гідропідсилювач : пат. 154818 Україна : МПК В61D5/06. № у 2023 02700 ; заявл. 02.06.2023 ; опубл. 20.12.2023, Бюл. №51.
11. Апаракін А.Р. Спосіб підвищення надійності кульково-гвинтового гідропідсилювача руля. Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: зб. матеріалів XV міжнар. наук.-практ. конф., 22-23 тра. 2025 р. Чернігів: НУ "Чернігівська політехніка", 2025. Т.1. С. 219.
12. Теоретична механіка: навч. посіб. / Штанько П. К. та ін. ; за ред. П. К. Штанька. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 464 с.
13. Калязін, Ю. В. Технічна механіка : навч.-метод. посіб. до самост. роб. Полтава : ПП «Астроя», 2021. 204 с.
14. Колісниченко Е. В., Мандрика А. С., Панченко В. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" та 133 "Галузеве машинобудування" всіх форм навчання. Суми : СумДУ, 2021. 176 с.

References

1. Avrunin, H. A., Kyrychenko, I. H., & Samorodov, V. B. (2016). *Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment of construction and road machines]. Kharkiv: KHNAHU. [in Ukrainian].
2. Bosch Mobility. (n.d.). *Servotwin electro-hydraulic steering system*. Retrieved May 28, 2025, from <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/steering/servotwin/>.
3. Nissan Global. (n.d.). *Electro-Hydraulic Power Steering System*. Retrieved May 28, 2025, from <https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/EHPSS/>.
4. Tang, B., Jiang, H., & Gong, X. (2017). Optimal design of variable assist characteristics of electronically controlled hydraulic power steering system based on simulated annealing particle swarm optimization algorithm. *International Journal of Vehicle Design*, 73(1/2/3), 189–207. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2017.082596>.
5. Barua, R. (2022). Conventional power steering system of vehicle and continuous improvement. *Proceedings of the 5th International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering* (p. 6). Khulna, Bangladesh: RUET.
6. Zhao, W. (2023). Electro hydraulic hybrid power steering system. *Vehicle Steer-by-Wire System and Chassis Integration* (pp. 165-225). Springer. https://doi.org/10.1007/978-981-19-4250-1_4.

7. Vacca, A., & Franzoni, G. (2001). Power steering and hydraulic systems with priority function. *Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design* (pp. 519–538). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119569145.ch22>.
8. Avrunin, H. A., et al. (2023). Analiz dynamiky obiemnoho hidropryvoda rulovoho keruvannia samokhidnoho traktornoho shasi [Analysis of volumetric hydraulic drive dynamics of self-propelled tractor chassis steering]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty*, (1), 35–42. [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2023.1.06>.
9. Aparakin, A. R., Yeromin, P. M., & Mazhara, V. A. (2024). Syntez skhem navantazhennia sylovykh elementiv kulko-hvyntovoho hidropidsyliuvacha z aksialnoiu strukturou pryvodu [Synthesis of load circuits for power elements of ball-screw power steering with axial structure]. *Tsentralkoukrainskyi naukovyi visnyk. Tekhnichni nauky*, (9)40(2), 23–31. [in Ukrainian]. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).2.23-31](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).2.23-31)
10. Pidhayetskyi, M.M., Aparakin, A.R., Lysenko, O.V., Shcherbina, K.K. (2023). Kulko-hvyntovyy hidropidsyliuvach [Hydraulic ball-screw power steering] (Patent of Ukraine №154818). State intellectual property department of Ukraine.
11. Aparakin, A. R. (2025). Sposib pidvyshchennia nadiinosti kulko-hvyntovoho hidropidsyliuvacha rulya [Method to improve reliability of ball-screw power steering system]. In *XV International Scientific and Practical Conference "Complex Quality Assurance of Technological Processes and Systems"* (Vol. 1, p. 219). Chernihiv: NU "Chernihivska Politehnika". [in Ukrainian].
12. Shtanko, P. K., et al. (Eds.). (2021). *Teoretychna mekhanika* [Theoretical mechanics]. Zaporizhzhia: NU "Zaporizka politehnika". [in Ukrainian].
13. Kaliazin, Yu. V. (2021). *Tekhnichna mekhanika: Navchalno-metodychnyi posibnyk do samostiinoi roboty* [Technical mechanics: A study-methodical manual]. Poltava: PP "Astraya". [in Ukrainian].
14. Kolishnichenko, E. V., Mandryka, A. S., & Panchenko, V. O. (2021). *Hidravlika, hidro- ta pnevmopryvody: Konspekt lektsii* [Hydraulics, hydro- and pneumatic drives: Lecture notes]. Sumy: SumDU. [in Ukrainian].

Anton Aparakin, PhD tech. sci., **Kyryl Shcherbina**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.,

Andriy Kyrychenko, Prof., Doctor tech. sci., **Viktor Hodorozha**

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Increasing the Reliability of the Ball-Screw Hydraulic Power Steering with an Axial Drive Structure

The purpose of this article is to improve the performance and reliability of ball-screw hydraulic power steering systems (BSHPS), which are widely used in heavy vehicles, buses, and construction machinery. Despite decades of operational success, classical designs of BSHPS have remained largely unchanged since the 1980s and still exhibit technical drawbacks. The main problem addressed is the occurrence of a tipping moment on the piston, caused by the misalignment between the rack transmission plane and the line of action of the hydraulic force resultant. This misalignment leads to excessive wear and a reduction in the efficiency of the steering mechanism. The aim of this study is to develop a new BSHPS design in which the piston and screw axes are aligned to eliminate this drawback and increase the system's efficiency.

The research is based on the principles of theoretical mechanics, materials resistance theory, and hydraulic drive theory. A comprehensive program was developed, including the analysis of load distribution in conventional BSHPS designs, mathematical modeling of efficiency with respect to all frictional resistance forces, and a comparative evaluation of mechanical efficiency losses due to the tipping moment. The proposed design introduces modifications to the gear teeth of the rack and sector, allowing for the installation of the screw axis within the initial plane of the rack transmission. This structural improvement eliminates the misalignment of the piston and screw, thereby reducing parasitic friction forces. Analytical derivations confirmed that this design results in decreased sliding friction, minimized wear, and improved energy transmission efficiency. The load diagrams and derived equations support a quantitative assessment of performance gains over conventional systems.

The key outcome of the research is the elimination of the tipping moment, which reduces the wear of piston and housing surfaces and increases the efficiency of the steering mechanism by 5.9%. This is achieved through the axial alignment of the piston and screw within the rack transmission plane. Furthermore, the design ensures lower friction losses and higher durability. The proposed groove geometry in the rack and sector gears minimizes the contact area and ensures reduced contact stress. These improvements collectively contribute to increased operational reliability and longer service life of the steering system.

reliability, design, steering control, hydraulic power steering, motor vehicle

Одержано (Received) 30.05.2025

Прорецензовано (Reviewed) 13.08.2025

Прийнято до друку (Approved) 19.09.2025