

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДА З УРАХУВАННЯМ ПОХИБКИ ВИМІРЮВАНЬ

Пімонов І. Г., Керницький Я. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У статті розглянуто методику підвищення ефективності експлуатаційних показників мобільних машин завдяки досконалості системи діагностування гідропривода, що визначається досконалістю проектування, виготовлення, організації експлуатації. Сучасний розвиток методів діагностування здійснюється через застосування більш точних або неконтактних засобів вимірювання, а технічний стан більшості гідроагрегатів визначається величиною зазорів у сполученнях їхніх деталей. Дослідження на основі математичної моделі гідропривода зв'язку між структурними і діагностичними параметрами дало змогу розробити діагностування гідроагрегатів мобільних машин вимірюванням визначального діагностичного параметра (продуктивності або тиску) в одній точці гідропривода, а також дослідити аналітичні залежності, які визначають похибку діагностування гідроагрегатів та її складові за невизначеності значень зазорів у цих гідроагрегатах. Ця робота продовжує дослідження в цьому напрямі та визначає властивості системи діагностичних параметрів, у якій частота обертання насоса є основним параметром. Визначено зв'язок між стандартною та дослідженою системами діагностичних параметрів. Під час діагностування за частотою обертання насоса за умови невизначеності його значень зазорів отримано рівняння та визначено похибки діагностування гідроагрегатів і складові цих похибок. Здійснено порівняльний аналіз результатів зі стандартною системою діагностування.

Ключові слова: гідропривод, гідроагрегат, діагностичні параметри, структурні параметри, метод діагностування, підвищення продуктивності.

Вступ

Ефективність мобільних машин значною мірою залежить від досконалості їхнього гідропривода, яка визначається якістю його проектування, виготовлення, організації експлуатації, а також якістю діагностичного устаткування, що дає змогу підтримувати експлуатаційну продуктивність цих машин на високому рівні, зменшити витрати на технічне обслуговування та ремонт. Крім того, діагностування є складовою частиною мехатронних систем і систем автоматизації.

Технічний стан більшості гідроагрегатів визначається величиною зазорів у сполученнях їхніх деталей, які з іншими параметрами гідроагрегата, наприклад насоса, залежать один від одного:

$$P = f_1(p, n, t, S, g, q_0, \rho), \quad (1)$$

де P – подача насоса; p – перепад тисків на вході та виході насоса; n – частота обертання вала насоса; S – параметри, що визначають величину зазорів; g – прискорення вільного падіння; t – температура робочої рідини, що визначає її в'язкість; ρ – густина робочої рідини; q_0 – робочий об'єм насоса.

Більшість структурних параметрів гідроагрегата, а також параметри g , q_0 , ρ у процесі роботи гідропривода майже не змінюються, і під час діагностування їх не вимірюють; параметри p , n , t під час кожного діагностування є постійними. У цьому разі здійснюється статопараметричний метод діагностування, і величина зазорів визначається значенням подачі P (коефіцієнта подачі η або величиною внутрішніх витоків Q):

$$P = f_2(C_1, S), \quad (2)$$

де C_1 – практично постійні або відтворювані постійними параметри гідроагрегата.

Розвиток методів діагностування здійснювали через застосування більш точних або неконтактних засобів вимірювання [1...8]; принципової зміни способу одержання значень продуктивності (термодинамічні методи), розроблення методів з пульсації тиску, з перехідних процесів тощо. Маже не досліджувався зв'язок між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів (відтворюваними та визначальними). Дослідження на основі математичної моделі гідропривода цього зв'язку дало змогу розробити діагностування гідроагрегатів мобіль-

них машин вимірюванням визначального діагностичного параметра (продуктивності або тиску) в одній точці гідропривода, а також розглянути аналітичні залежності, які визначають похибку діагностування гідроагрегатів та її складові за невизначеності значень зазорів у них [3]. Ця робота продовжує дослідження в цьому напрямі та визначає властивості системи діагностичних параметрів, у якій частота обертання насоса є основним параметром.

Зв'язок структурних і діагностичних параметрів

У процесі експлуатації гідроагрегатів зазори в сполученні їхніх деталей збільшуються, що призводить до збільшення внутрішніх витоків і перерозподілу витрати робочої рідини в усьому гідроприводі. Тому зв'язок між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів може бути визначений на основі рівняння витрати робочої рідини [3]:

$$F_0 = nq_0 - \sum_{i=1}^n Q_i - \Pi_{гд} = 0$$

або

$$F_0 = nq_0 - Q_H(p, t, n, S_H) - Q_P(p, t, S_P) - Q_{гд}(p, t, S_{гд}) - \Pi_{гд} = 0, \quad (3)$$

де nq , $Q_{\Sigma i}$, $\Pi_{гд}$ – подача, внутрішні витоки в гідроагрегатах і продуктивність, що витрачається на здійснення робочої операції гідромотором або гідроциліндром (гідродвигуном); $S_H, S_P, S_{гд}$ – сукупність зазорів, що визначають технічний стан насоса, розподільника, гідродвигуна.

Запропонуємо для спрощення записів такі позначення:

$$Q_H(C_H, n, S_H) = Q_H,$$

$$Q_P(C_P, S_P) = Q_P, \quad Q_{гд}(C_{гд}, S_{гд}) = Q_{гд}.$$

Якщо основним параметром є частота обертання вала насоса n , а p, t, Π – відтворювані параметри, то залежність (3) можна записати так:

$$F_0 = n_x q_0 - Q_H - Q_P - Q_{гд} - Q_{д} = 0, \quad (4)$$

де $C_H, C_P, C_{гд}$ і $Q_{д}$ – сукупність постійних величин під час діагностування насоса, розподільника і гідродвигуна та витрата через дросель постійного перерізу.

Використовуючи метод діагностування гідроагрегатів вимірюванням визначального параметра в одній точці гідропривода [8], послідовно визначаємо технічний стан насоса, усіх секцій розподільника, гідродвигунів, з якими ці секції працюють. З цією метою визначаємо номінальну температуру робочої рідини; змінюючи частоту обертання вала насоса, визначаємо його подачу, що забезпечує номінальний тиск. Частота обертання насоса, за якої створюється номінальний тиск у порожнині його нагнітання, визначається величиною внутрішніх витоків, тобто технічним станом насоса:

$$n_{x1} = \frac{Q_H + Q_{д}}{q_0} = f_3(C_{Hn}, S_H). \quad (5)$$

До порожнини нагнітання насоса приєднуємо секцію розподільника. Частота обертання насоса, необхідна для створення номінального тиску, збільшується залежно від величини внутрішніх витоків, тобто від технічного стану розподільника:

$$n_{x2} = \frac{Q_H + Q_P + Q_{д}}{q_0} = f_4(C_{Pn}, S_P). \quad (6)$$

Після перевірки секції розподільника порожнина нагнітання насоса з'єднується з гідродвигуном. Залежно від величини внутрішніх витоків у гідродвигуні необхідна для підтримання номінального тиску частота обертання вала насоса визначається за залежністю

$$n_{x3} = \frac{Q_H + Q_P + Q_{гд} + Q_{д}}{q_0} = f_5(C_{гдn}, S_{гд}). \quad (7)$$

де $C_{Hn}, C_{Pn}, C_{гдn}$ – постійні або відтворювані постійними параметри гідроагрегатів під час використання значення частоти обертання вала насоса як визначального діагностичного параметра (n_{x1}, n_{x2}, n_{x3}); f_3, f_4, f_5 – функціональні залежності, що визначають структурні параметри гідроагрегата, ступінь його зношення та постійні параметри з основним

діагностичним параметром, за значеннями якого оцінюється цей ступінь зношення.

Витрату через дросель постійного перерізу Q_d і параметри цього дроселя визначають з умови, що увесь діапазон необхідних змін частоти обертань насоса під час діагностування гідроагрегатів із будь-яким технічним станом був якомога ближче до номінальних значень його частоти обертання.

Усі нормативи технічного стану гідроагрегатів розроблено для стандартної системи діагностичних параметрів (p, t, n – відтворювані параметри; Π, η або Q – визначальні параметри). Тому визначається кількісний зв'язок стандартної та запропонованої систем діагностичних параметрів.

З цією метою, використовуючи рівняння витрати і факт, що двома методами діагностуються одні й ті самі гідроагрегати, для насоса, розподільника та гідродвигуна отримуємо

$$n_{x1} = n_n - \left(\frac{\Pi_n - Q_d}{q_0} \right) = f_6(C_1, \Pi_n), \quad (8)$$

$$n_{x2} = \frac{Q_n + Q_p + Q_d}{q_0} = f_7(C_2, Q_p), \quad (9)$$

$$n_{x3} = \frac{Q_n + Q_p + Q_{гд} + Q_d}{q_0} = f_8(C_3, Q_{гд}). \quad (10)$$

Внутрішні витоки в розподільнику Q_p і в гідродвигуні $Q_{гд}$ визначаються за залежностями

$$Q_p = (n_{x2} - n_{x1})q_0, \quad Q_{гд} = (n_{x3} - n_{x2})q_0. \quad (11)$$

Визначення похибки діагностування, її складових і порівняння властивостей діагностичних систем

Дослідження проведено за таких умов:

- похибка діагностування гідроагрегатів визначається похибкою непрямого вимірювання їхніх структурних параметрів (зазорів);
- гідропривод може складатися з гідроагрегатів з будь-яким технічним станом;
- під час порівняльного аналізу методів зазначається, що об'єкт, засоби та умови вимірювання однакові;
- конкретне значення визначального діагностичного параметра визначається безліччю

зазорів, величини яких не визначені з одного значення цього параметра [3];

Між діагностичними параметрами існує кореляційний зв'язок із коефіцієнтом кореляції 0,98...0,999 [9,10]. Отже, загальна похибка діагностування визначається як сума складових від похибок вимірювання діагностичних параметрів [9,10]:

$$\Delta S_k = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial F_i}{\partial X_i} \Delta X_{oi} \right|, \quad (12)$$

де ΔS_k – загальна абсолютна похибка вимірювання зазорів (похибка діагностування) за корельованих параметрів; n – кількість діаг-

ностичних параметрів; $\frac{\partial F_i}{\partial X_i}$ – часткові похідні функції F_i за діагностичними параметрами, що визначають вплив кожного діагностичного параметра на загальну похибку діагностування; X_i – діагностичний параметр.

Дослідження здійснено на прикладі насоса АПН-210, що застосовують на мобільних машинах. Внутрішні витоки в цьому насосі підсумовуються з витоків за поршневыми зазорами і зазорами у розподільнику насоса. Рівняння (3) для цього насоса можна записати так:

$$F_1 = n_{x1}q_0 - (Q_{yp} + Q_{yp}) - Q_d =$$

$$= n_{x1}q_0 - \left\{ \begin{aligned} & \left[\pi \cdot d \cdot \left(\frac{p \cdot S_{\Pi}^3}{12 \cdot \mu \cdot L} + \frac{V_{cp} S_{\Pi}}{2} \right) \cdot n_{\Pi} + \right. \\ & \left. + \left[p - \frac{3\rho\omega^2}{20} (r_2^2 - r_1^2) \right] \frac{\pi S_{pH}^3}{6\mu \ln \frac{r_1}{r_2}} \right] - \end{aligned} \right.$$

$$- Q_d = 0, \quad (13)$$

де Q_{yp}, Q_{yp} – внутрішні витоки за поршневыми зазорами та за зазорами в розподільнику насоса; $p = p_0 - p_1$ – різниця тисків на вході та на виході насоса; d – діаметр поршня; S_{Π} – зазор між поршнем і гільзою; $\mu = \nu \cdot \rho$ – динамічна в'язкість; ν – кінематична в'язкість; $\rho = \frac{\gamma}{g}$ – густина робочої рідини; γ – об'ємна вага (вагова густина); g –

прискорення сили тяжіння; L – довжина ділянки поршня, що ущільнюється; V – середня швидкість руху поршня; r_1 і r_2 – внутрішній і зовнішній радіуси розподільника; $S_{рп}$ – зазор у розподільнику; $n_{п}$ – кількість поршнів у насосі.

Додамо залежність $S_{рп} = A_1 S_{п}$.

$$\text{Тоді } dS_{рп} = A_1 dS_{п}. \quad (14)$$

Рівняння для визначення абсолютної похибки діагностування насоса за частотою його обертання отримали на основі диференціала функції F_1 (13), використавши залежність (14) та замінивши, відповідно до теорії помилок [9,10], збільшення приватних похідних за діагностичними параметрами абсолютними похибками їхнього вимірювання:

$$\begin{aligned} \Delta S_{п} = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial F_1}{\partial X_i} \Delta X_i \right| &= \left| \left(\frac{\partial F_1}{\partial S_{п}} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial F_1}{\partial p} \Delta p \right| + \left| \left(\frac{\partial F_1}{\partial S_{п}} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial F_1}{\partial n} \Delta n \right| + \\ &+ \left| \left(\frac{\partial F_1}{\partial S_{п}} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial F_1}{\partial t} \Delta t \right| + \left| \left(\frac{\partial F_1}{\partial S_{п}} \right)^{-1} \cdot \frac{\partial F_1}{\partial f} \Delta f \right| = |\Delta S_{пр}| + |\Delta S_{пн}| + |\Delta S_{пт}| + |\Delta f_{нд}| \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{де } \frac{\partial F_1}{\partial S_i} = A_1 \frac{\partial F_1}{\partial S_i} + \frac{\partial F_1}{\partial S_i}$$

ΔS ; S ; $S_{пр}$; $S_{пн}$; $S_{пт}$; $\Delta_{пн}$; $\Delta_{пт}$; $\Delta_{нд}$ – складові загальної похибки діагностування насоса від окремих діагностичних параметрів (тиску, частоти обертання насоса, температури, а також неточності виготовлення дроселя постійного перерізу);

$$\Delta p = 0,02p; \Delta n = 0,02n; \max \Delta t = 0,02t;$$

$\Delta f = 0,02f$ – абсолютні похибки вимірювання діагностичних параметрів, а також похибка виготовлення дроселя постійного перерізу в разі застосування, як того вимагають стандарти [1,3], приладів другого класу точності.

Відносна похибка діагностування насоса визначається

$$\delta S_{п} = \frac{\Delta S_{п}}{S_{п}}. \quad (16)$$

Рівняння (13...15) містять значення зазорів і співвідношень між ними (A_1), що є невідомими після діагностування.

У разі невизначеності значень зазорів насоса необхідне рівняння також отримаємо з диференціала функції F_1 (13) перетворенням рівняння (15) з урахуванням залежності (14). Відносна похибка діагностування насоса у разі невідомих значень зазорів визначається як

$$\begin{aligned} \delta S_{п} = \frac{q_0 \Delta n + \left(Q_{п} + \frac{1}{2} Q_{д} \right) \delta p + 1.845 Q_{п} \delta t}{3 Q_{п}} + \\ + \frac{q Q_{д} \delta f + K_1 \cdot (\delta n + \delta p + 1.845 \delta t)}{3 Q_{п}}, \end{aligned} \quad (17)$$

де K_1 – поправочний коефіцієнт, що змінює значення відносної похибки на одну ... п'ять тисячних; δp , δt , δf – відносні похибки вимірювання тиску, температури робочої рідини, а також похибка виготовлення дроселя постійного перерізу.

Значення відносних похибок, розраховані за отриманими рівняннями для випадків, коли зазори відомі (14, 16) і коли їх не визначено (17), відрізняються на 0...1 %, у середньому на 0,5 %, що цілком прийнятно [3,10].

Ця похибка зменшується від 55 % до 16 % з погіршенням технічного стану насоса (зі зменшенням його від коефіцієнта подачі від 0,95 до 0,6). Основним за величиною внеском у загальну похибку діагностування насоса є складова від вимірювання частоти його обертання $S_{пн}$ та похибка виготовлення дроселя постійного перерізу $S_{пн}$ (до 38 % кожен із цих параметрів та до 75 % всі параметри). З погіршенням технічного стану та зменшенням загальної похибки діагностування зменшуються і її складові. Водночас складові від частоти обертання $S_{пн}$ та неточності виготовлення дроселя постійного перерізу $f_{нд}$ насоса, зменшуючись, за своїм значенням наближаються до складових від тиску та температури.

Порівняємо властивості системи діагностичних параметрів, дослідженої в цій роботі, з властивостями двох інших систем, що використовують як визначальний параметр подачі або тиску, які були досліджені в роботі [3].

Діагностування «за подачею» має меншу похибку, але поступається діагностуванню «за тиском» за вартістю обладнання, що здійснює його, на величину вартості засобу вимірювання витрати. Вартість засобу вимі-

рювання витрати становить до 90 % від загальної вартості всіх засобів вимірювань діагностичних параметрів. Під час діагностування «за тиском» похибка збільшується в міру погіршення технічного стану гідроагрегатів, встановлених перед діагностованим за процесом потоку робочої рідини, і має нелінійну залежність зі стандартним визначальним параметром – подачею.

Діагностування «за частотою обертання насоса» має таку саму похибку діагностування, як і «за подачею», а вартість обладнання, яке здійснює його, не більша за вартість обладнання, що здійснює діагностування «за тиском».

Зв'язок зі стандартним визначальним параметром, тобто за подачею є лінійним.

Гідроагрегати працюють за стандартних значень тиску й температури робочої рідини та в допустимих межах зміни частоти обертання насоса.

Аналогічні дослідження та зіставлення властивостей здійснено також для розподільників і гідромоторів.

Отримані рівняння дають змогу врахувати значення складових, що формують похибку діагностування гідроагрегатів, і вибрати на їхній основі комплект засобів вимірювання діагностичних параметрів, що є раціональним за вартістю.

Висновки

1 Система діагностичних параметрів, що використовує частоту обертання вала насоса як визначальний параметр, у разі збереження інформативності діагностування дає змогу зменшити вартість діагностичного обладнання на вартість витратоміра.

2 Визначено лінійний зв'язок між стандартною та дослідженою системами діагностичних параметрів, що дає змогу використовувати наявні нормативи технічного стану гідроагрегатів під час діагностування «за частотою».

3 Результати дослідження закономірностей визначення похибок діагностування та їхніх складових можуть використовуватись як вихідні дані для встановлення за критерієм вартості раціонального комплексу засобів вимірювань.

Література

1. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations / Shevchenko V. ta in. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757-899x/985/1/012009.

- Григоров О. Г. Гідравлічний привод підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: навч. посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. 264 с.
- Пімонов І. Г. Підвищення ефективності експлуатації будівельних машин удосконаленням бортового діагностування їх гідроприводів. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: збірник наукових праць. 2004. Вип. 27. С. 187–192.
- Пімонов І. Г. Вплив невідтворюваності гідроприводу на похибку бортового діагностування будівельних машин: збірник наукових праць № 33 «Інтенсифікація робочих процесів будівельних і дорожніх машин. Сер. Підйомно-транспортні, будівельні та дорожні машини і обладнання». Дніпропетровськ: ПДАБА, 2005. С. 203–208.
- Пімонов І. Г., Рукавішніков Ю. В. Підвищення якості діагностування гідроприводів мобільних машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2020. Вип. 88. Том 2. С. 21.
- Аналіз характеристик аксіально-поршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г. А. та ін. Вісник ХНАДУ. Галузеве машинобудування. 2021. Вип. 95. С. 15–25.
- Розрахунок, проектування та експлуатація об'ємного гідроприводу / Фінкельштейн З. Л. та ін. Київ: НТУУ «КПІ» ВПИ ВПК «Політехніка», 2006. 216 с.
- Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / Аврунін Г. А. та ін. Промислова гідравліка і пневматика. 2021. №1(65). С. 65–76.
- Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксіально-поршневі насоси та гідромотори для закритих гідросистем серії S, H, H2 / HY-GROSILA – HS-AC-03/012018. 100 с.
- The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354. Edition: 01.2015. 24 p. 13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E MOLO-MC001-E8. – July 2021. 296 p.

References

- Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations / Shevchenko V. ta in. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757-899x/985/1/012009.
- Hryhorov O. V. Hidravlichnyi pryvod pidiomno-transportnykh, budivelnykh ta dorozhnykh mashyn: navch. posibnyk. Kharkiv: NTU «KhPI», 2005. 264 s.
- Pimonov I. H. Pidvyshchennia efektyvnosti ekspluatsii budivelnykh mashyn udoskona-

- lenniam bo-rtovoho diahnostuvannia yikh hidropryvodiv. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu, zbirnyk naukovykh prats. 2004. Vyp. 27. S. 187–192.
4. Pimonov I. H. Vplyv nevidtvoriuvanosti hidropryvodu na pokhybku bortovoho diahnostuvannia budivelnykh mashyn: zb. naukovykh prats № 33 "Intensyfikatsiia robochykh protsesiv budivelnykh i dorozhnykh mashyn. Ser. Pidiomno-transportni, budivelni ta dorozhni mashyny i obladnannia". Dnipropetrovsk: PDABA, 2005. S. 203–208.
 5. Pimonov I. H., Rukavishnikov Yu. V. Pidvyshchennia yakosti diahnostuvannia hidropryvodiv mobil-nykh mashyn. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu, zbirnyk naukovykh prats. 2020. Vyp. 88. Tom 2. S. 21.
 6. Analiz kharakterystyk aksialno-porshnevnykh hidromashyn dlia pryvodiv zasobiv aerod-romnotekhnichnoho zabezpechennia / Avrunin H. A. ta in. Visnyk KhNADU. Haluzeve mashynobuduvannia. 2021. Vyp. 95. S. 15–25.
 7. Rozrakhunok, proektuvannia ta ekspluatatsiia obiemnoho hidropryvodu / Fynkelshtein Z. L. ta in. Kyev: NTUU «KPY» VPY VPK «Polytekhnyka», 2006. 216 s.
 8. Imitatsiine modeliuвання dynamyky obiemnoho hidropryvoda rulovoho keruvannia kolisnoho traktora / Avrunin H. A. ta in. Promyslova hidravlika i pnevmatyka. Vinnytsia. 2021. №1(65). – S. 65–76.
 9. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксіально-поршневі насоси та гідромотори для закритих гідросистем серії S, H, H2 / HY-GROSILA – HS-AC-03/012018. 100 c.
 10. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354. Edition: 01.2015. 24 p. 13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E MOLO-MC001-E8. – July 2021. 296 p.

Пімонов І.Г., к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (050)217-05-24,
igor_lena_p@ukr.net.

Керницький Я.О., здобувач-бакалавр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, тел. (057)738-77-97,
Kaf_bdm@ukr.net/.

Studying the system of diagnostic parameters of the hydraulic drive taking into account the measurement error

Abstract. Problem. The article considers a methodology for improving the efficiency of operational performance of mobile machines due to the perfection of the hydraulic drive diagnostic system, which is determined by the improvement of design, manufacture, and operation. **Goal.** The modern development of diagnostic methods is carried out through the use of more accurate or non-contact measuring instruments, and the technical condition of most hydraulic units is determined by the size of the gaps in the joints of their parts. **Methodology.** The study of the relationship between structural and diagnostic parameters based on the mathematical model of the hydraulic drive made it possible to develop diagnostics of hydraulic units of mobile machines by measuring the determining diagnostic parameter (performance or pressure) at one point of the hydraulic drive, as well as to establish analytical dependencies that determine the error of diagnosing hydraulic units and its components under uncertainty of the values of the gaps in these hydraulic units. **Results.** The presented work continues research in this direction and establishes the properties of the system of diagnostic parameters, in which the pump speed is the determining parameter. **Originality.** The properties of the system of diagnostic parameters, in which the pump speed is the determining parameter, are established. The relationship between the standard and the investigated systems of diagnostic parameters is established. **Practical value.** The equations are obtained and the diagnostic errors of hydraulic units and the components of these errors are determined using these equations when diagnosing by pump speed under the condition of uncertainty in the values of pump clearances. The results are compared with a standard diagnostic system.

Key words: hydraulic drive, hydraulic unit, diagnostic parameters, structural parameters, diagnostic method, productivity improvement.

Pimonov I.G., PhD in Technical Sciences, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudroho, Kharkiv, 61002, Ukraine, +380502170524,
igor_lena_p@ukr.net.

Kernitsky Ya.O., Bachelor, Kharkiv National Automobile and Road University, st. Yaroslav the Wise, 25, 61002, Kharkiv, tel. (057)738-77-97, Kaf_bdm@ukr.net.