

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Анатолій Панченко, Анжела Волошина, Ігорь Панченко
Таврический государственный агротехнологический университет
Украина, г. Мелитополь, просп. Богдана Хмельницкого, 18
Anatoliy Panchenko, Angela Voloshina, Igor Panchenko
Taurian State Agrotechnological University
Avenue Bogdan Khmelnytskoho, 18, Melitopol, Ukraine

Аннотация. Рассматривается методология проектирования гидравлического вращателя планетарного типа с учетом методик определения геометрических параметров элементов его вытеснительной и распределительной систем, позволяющих определять количественную характеристику изменения зазоров между зубьями вытеснителей на основании изменения геометрических параметров элементов вытеснительной системы и количественную характеристику изменения площади проходного сечения его распределительной системы на основании изменения геометрических параметров элементов распределительной системы.

Ключевые слова: гидравлический вращатель планетарного типа, вытеснительная система, распределительная система, методика проектирования.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос, гидрофикации ее активных рабочих органов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидровращателей вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

Современные высокотехнологичные гидравлические вращатели нашли применение в приводах погрузчиков, гидравлических кранов, эвакуаторов, экскаваторов, бульдозеров, горных, лесозаготовительных, сельскохозяйственных, дорожных машин и другой техники. Так же они широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ.

Анализ гидравлических схем гидроагре-

гатов различных типов мобильной техники показал [1], что как правило, такие гидроагрегаты представлены тремя основными гидравлическими элементами: насос, высокомоментный низкооборотный гидромотор и предохранительный клапан. При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе гидравлические вращатели планетарного типа.

Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей, основным недостатком которых являются низкие значения выходных параметров, обусловленные несовершенством конструкции элементов вытеснительной и распределительной систем.

Улучшение выходных характеристик гидровращателей планетарного типа во многом зависит от рационального проектирования их вытеснительных и распределительных систем.

В этой связи разработка методологии проектирования гидравлических вращателей планетарного типа с учетом методик проектирования элементов их вытеснительных и распределительных систем является одной из важнейших задач при проектировании гидровращателей.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследования причин неудовлетворительной работы гидровращателей планетарного типа [6–9], обусловленных несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы [6–10], а также геомет-

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

рии проточных частей в распределительной системе [6–8, 11] позволили выявить две основные системы, лимитирующих их эффективную работу: вытеснительную и распределительную системы.

Анализ кинематики движения вытеснительных элементов [2–5] гидровращателей планетарного типа (шестерни и направляющей) при распределении потоков рабочей жидкости в рабочие камеры гидровращателя, показывает, что качественная работа вытеснительной системы определяется величиной зазоров между зубьями вытеснителей, образующими рабочие камеры. Поэтому, при проектировании элементов вытеснительной системы гидровращателей планетарного типа большое значение имеет определение рациональных значений зазоров (определяющихся геометрическими параметрами самих вытеснителей – шестерни и направляющей). Одним из основных требований к проектированию распределительных систем гидровращателей планетарного типа является соответствие площади проходного сечения объему рабочих камер гидровращателя (определяющийся геометрическими параметрами распределительной системы – крышек и шестерни).

Таким образом, при проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо определить геометри-

ческие параметры элементов вытеснительной системы с целью улучшения заполнения рабочих камер, образованных вытеснителями, рабочей жидкостью и распределительной системы с целью увеличения пропускной способности непосредственной распределительной системы.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Улучшение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа путем разработки методологии их проектирования с учетом методик проектирования элементов вытеснительной и распределительной систем для улучшения заполнения рабочей жидкостью рабочих камер гидровращателя планетарного типа и увеличения его пропускной способности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ конструктивных особенностей [12] показывает (рис. 1), что если не считать уплотнительных и соединительных элементов, то гидровращатель состоит из четырех основных деталей – охватывающего вытеснителя 3 (направляющей), установленного эксцентрично внутри направляющей охватываемого вытеснителя 2 (ротора) и двух крышек 4 и 11.

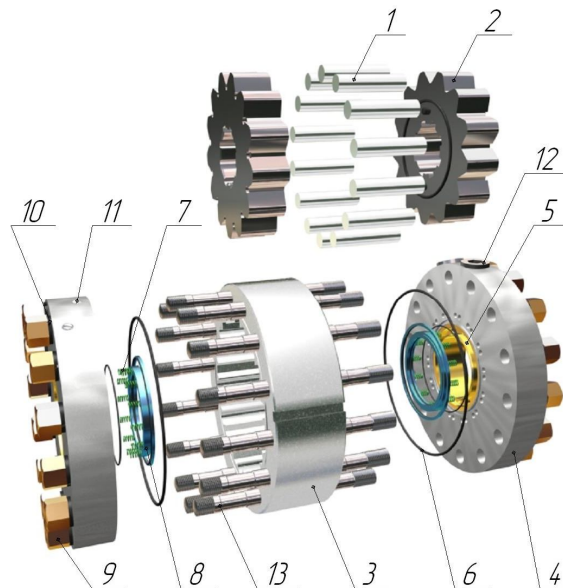


Рис. 1. Гидравлический вращатель планетарного типа:

1 – ролики; 2 – ротор; 3 – направляющая; 4, 11 – крышка; 5 – втулка; 6 – уплотнительное кольцо; 7 – пружины; 8 – втулка; 9 – гайки; 10 – шайбы; 12 – пробки; 13 – стяжные болты

Fig. 1. Hydraulic rotator planetary type

Охватывающий вытеснитель 3 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (ротором) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива от зоны нагнетания. Профиль зубьев шестерни круговой. Между зубьями охватываемого вытеснителя 2, который выполняет роль распределителя, выполнены углубления (окна). Крышка 4, на которой выполнены распределительные окна, выполняет функцию золотникового устройства. Крышки 4 и 11 прикреплены к направляющей 3 стяжными болтами 13 с гайками 9. Торцевой зазор между охватываемым вытеснителем 2 и крышками 4, 11 уплотнен резиновыми и чугунными кольцами 6.

Основным отличием гидровращателя от гидромотора является [12] эксцентричное движение направляющей (корпуса). Вращатель не имеет выходного вала, и конструктивно выполнен таким образом, что соединяется с валом активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия выполненного в охватываемом вытеснителе (роторе).

Отличительной особенностью гидровращателей планетарного типа является то, что в этих гидромашинах вытеснительная и распределительная системы выполнены так, что элементы вытеснительной системы одновременно являются элементами распределительной системы [2–5] (рис. 2). Охватывающий вытеснитель 1 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (шестерней) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением (рис. 2), выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива от зоны нагнетания. Профиль зубьев шестерни круговой.

Планетарное движение гидровращателя представлено следующим образом [2–5]: внутри неподвижного вытеснителя 1 (направляющей) вращается охватываемый вытеснитель 2 (шестерня). Происходит вращение за счет действия гидравлического поля, которое поджимает шестерню. Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению шестерни и за один оборот гидравлического поля шестерня поворачивается на один зуб относительно направляющей.

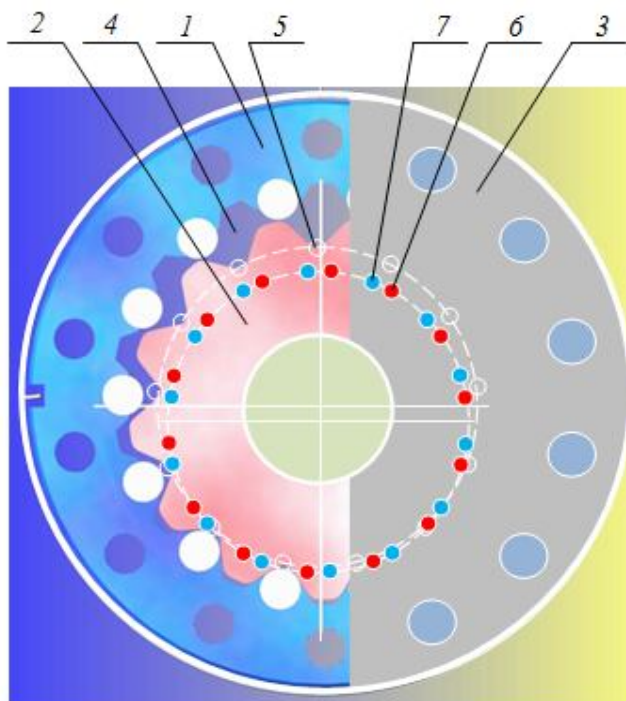


Рис. 2. Элементы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа:

1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – крышки; 4 – рабочие камеры; 5 – окна распределительного устройства; 6 – окна нагнетания; 7 – окна слива золотникового устройства

Fig. 2. Elements of exclusion and distribution systems hydraulic rotator planetary type

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Шестерня 2 движется параллельно направляющей, по окружности, которую образует направляющая 1.

Работу непосредственной распределительной системы схематично можно представить следующим образом: рабочая жидкость под давлением поступает в отверстия нагнетания 6 (рис. 2), выполненные в правой и левой крышках 3. Далее жидкость через распределительные отверстия 5, выполненные в шестерни поступает в рабочие камеры 4, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 1 с роликами и внешней поверхностью шестерни 2. Под действием давления жидкости направляющая 1 начинает осуществлять сложное плоскопараллельное движение, обкатываясь по шестерне 2 и одновременно сообщая ей вращательное движение.

Крышки 3 (рис. 2) представляют собой многофункциональное устройство, образующее торцевые замыкатели с элементами распределения рабочей жидкости (золотниковое устройство). Для обеспечения фазной подачи рабочей жидкости в рабочие камеры внутренние поверхности золотникового устройства (крышек 3) имеют зеркальное отражение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 2 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства (крышек 3) обуславливает перемещение распределительных отверстий 5, выполненных в шестерни 2 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышки 3, в котором выполнены отверстия нагнетания 6 и слива 7 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственную распределительную систему.

При проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо определить геометрические параметры элементов вытеснительной и распределительной систем с целью улучшения заполнения рабочих камер, образованных элементами его вытеснительной системы, рабочей жидкостью, а также увеличения пропускной способности непосредственной распределительной системы.

1. Задавшись количеством зубьев Z_u шестерни и $Z_{напр}$ направляющей определя-

ются углы расположения (рис. 3):

– зубьев шестерни

$$\gamma_{u_i} = \gamma_{1u} + \frac{2\pi}{Z_u}(i-1), \quad (1)$$

– зубьев направляющей

$$\gamma_{n_i} = \frac{2\pi}{Z_{напр}}(i-1). \quad (2)$$

2. Задавшись радиусом расположения центров зубьев шестерни R_u определяется радиус R_n расположения центров зубьев направляющей

$$R_n = R_u + \frac{1}{2} \cdot [r_u + r_n + \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} - R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right)]. \quad (3)$$

Считая, что зазор между соответствующими зубьями шестерни и направляющей в точках контакта K (рис. 3) равен нулю определяются радиусы:

– зубьев шестерни:

$$r_u = R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u} - r_n; \quad (4)$$

– зубьев направляющей:

$$r_n = \sqrt{R_u^2 + (R_n - e)^2 - 2 \cdot (R_n - e) \cdot R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u}} - r_u. \quad (5)$$

Определив геометрические параметры шестерни и направляющей определяется эксцентриситет:

$$e = R_n - R_u - \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} + R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (6)$$

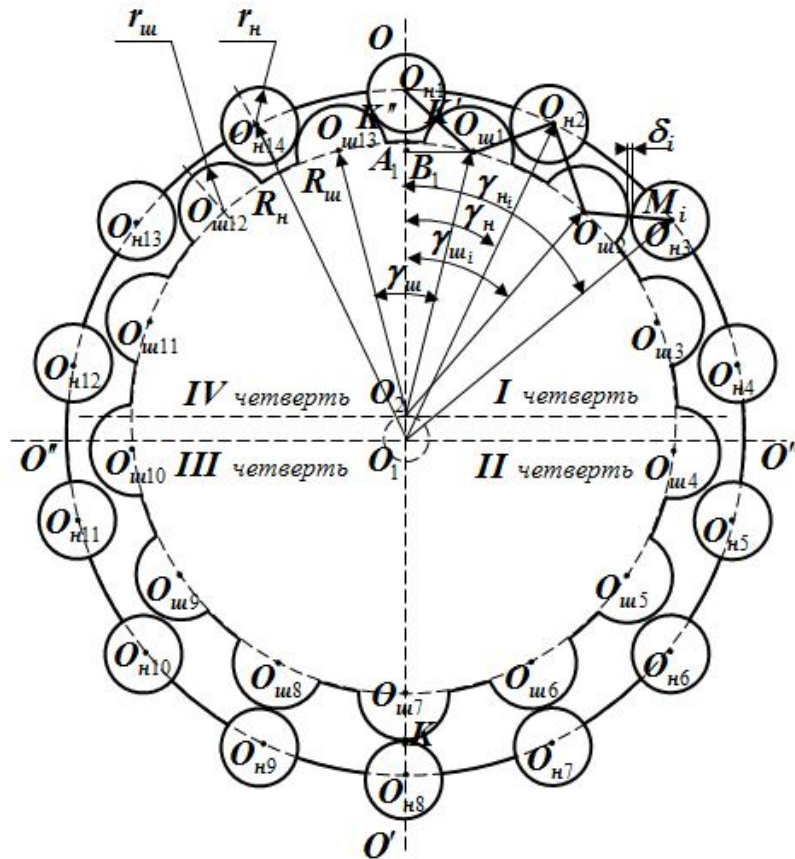


Рис. 3. Расчетная схема определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) гидравлического вращателя планетарного типа
Fig. 3. Design scheme of the geometric parameters displacement system (guides and gears) hydraulic planetary rotator

и зазоры между контактирующими зубьями элементов вытеснительной системы:

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_{ш}), \quad (7)$$

где: M_i – межцентровое расстояние между центром зуба направляющей и центром зуба шестерни, зависящее от четверти в которой расположены зубья направляющей и шестерни [13].

Причем, если $\delta \leq 0$, то направляющая и шестерня соединяются с натягом, а если $\delta > 0$ – с зазором.

Межцентровое расстояние между центром зуба направляющей и центром зуба равняется [14]:

$$M_i = \sqrt{A_i^2 \pm B_i^2}, \quad (8)$$

где: $A_i = R_n \cdot \cos \gamma_{н_i} \mp R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} \mp e$,

$$B_i = R_n \cdot \sin \gamma_{н_i} \mp R_{ш} \cdot \sin \gamma_{ш_i}.$$

3. После того как все геометрические параметры элементов вытеснительной си-

стемы определены необходимо определить геометрические параметры элементов распределительной системы (рис. 4).

4. Зная радиус $R_{ш}$ расположения центров зубьев шестерни определяется радиус $R_{ш}^0$ расположения распределительных окон:

$$R_{ш}^0 = R_{ш} - r_p. \quad (9)$$

5. Радиусы r_p распределительных окон шестерни и r_n окон нагнетания и $r_{сл}$ слива золотника выбираются так, чтобы выполнялось условие $M_i' \geq r_p + r_{сп} + 0,02$ для разграничения зоны нагнетания и слива.

6. Зная количество зубьев $Z_{ш}$ шестерни, и соответственно, количество распределительных окон $Z_{ш} = Z_p$ шестерни, а также $Z_{напр}$ направляющей, и соответственно, количество окон $Z_{напр} = Z_n$ нагнетания и $Z_{напр} = Z_{сл}$ слива крышки определяются углы

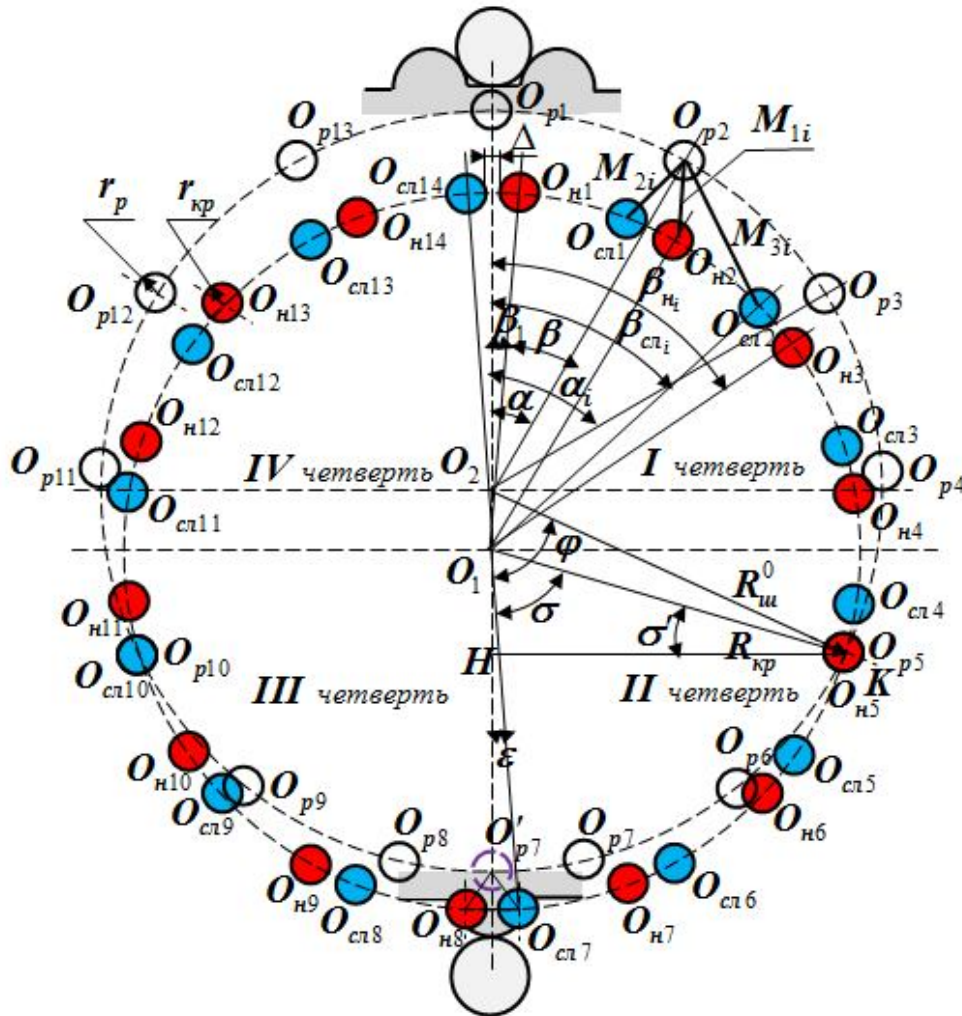


Рис. 4. Расчетная схема определения геометрических параметров распределительной системы (крышек и шестерни) гидравлического вращателя планетарного типа

Fig. 4. Design scheme of the geometric parameters distribution system (caps and gears) hydraulic planetary rotor

расположения:

– распределительных окон шестерни:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1), \quad (10)$$

– окон нагнетания крышки:

$$\beta_{ni} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1), \quad (11)$$

– окон слива крышки:

$$\beta_{сли} = \frac{2\pi}{Z_{сл}} \cdot (i-1) - \beta_1. \quad (12)$$

7. Зная радиус $R_{ш}^0$ расположения распределительных окон шестерни определяется радиус $R_{кр}$ расположения окон нагнетания и слива крышки:

$$R_{кр} = \sqrt{R_{ш}^{02} - 2R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (13)$$

8. Определив геометрические параметры элементов распределительной системы определяется ее пропускная способность:

$$S_{н.с.} = \sum S_i,$$

$$S_i = \frac{r_p^2}{2} \cdot \left[2 \arccos \left(\frac{M_i'^2 + r_p^2 - r_{кр}^2}{2M_i' \cdot r_p} \right) - \sin \left(2 \arccos \left(\frac{M_i'^2 + r_p^2 - r_{кр}^2}{2M_i' \cdot r_p} \right) \right) \right] + \frac{r_{кр}^2}{2} \cdot \left[2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{кр}} \cdot \sin \frac{\varphi_{li}}{2} \right) - \sin \left(2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{кр}} \cdot \sin \frac{\varphi_{li}}{2} \right) \right) \right], \quad (14)$$

где: M_i – межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии, зависящее от четверти расположения окон распределительного и золотникового устройств [14]; причем должно выполняться условие $0 \leq M'_i \leq |r_p + r_{kp}|$, иначе окна перекрываются не будут.

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами нагнетания золотникового устройств определяется из выражения [15]:

$$M'_i = \sqrt{A_i'^2 \pm B_i'^2}, \quad (15)$$

где: $A'_i = R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i \mp R_{кр} \cdot \cos \beta_{н_i} \mp e$,

$$B'_i = R_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i \mp R_{кр} \cdot \sin \beta_{н_i}.$$

9. После ориентировочного расчета, производятся уточняющие расчеты геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем, связанные с присоединительными размерами и конструктивными особенностями гидровращателя для конкретной машины.

10. После определения геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа рассчитываются и подбираются уплотнительные элементы «вала» гидровращателя по известным методикам проектирования [15-20].

Разработанная методика позволяет проектировать элементы вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа с учетом их конструктивных особенностей.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований разработана методика проектирования гидравлических вращателей планетарного типа с заданными выходными характеристиками, позволяющая проектировать элементы его вытеснительной и распределительной систем с учетом их конструктивных и функциональных особенностей, что дает возможность улучшить выходные характеристики гидравлических вращателей планетарного типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Panchenko A.I. 2013: Osnovnyye napravleniya gidrofikatsii mobilnoy tekhniki / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, Yu.P. Obernikhin // Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 13. – t.6. – 3–19.
2. Panchenko A.I. 2012: Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidrovrashchateley planetarnogo tipa // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, V.P. Kuvachev, I.A. Panchenko / Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 12. – T.3. – 174–184.
3. Panchenko A.I. 2009: Obosnovaniye putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik gidrovrashchateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.I. Milayeva, D.S. Titov // Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 9. – T.5. – 68–74.
4. Panchenko A.I. 2012: Gidromashiny s tsikloidalnoy formoy vytesniteley, primenyayemye v silovykh gidroprivodakh mobilnoy tekhniki // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina / Interdrayv – 2012: Ofitsialnyy katalog IX foruma i vystavki (Moskva, 27-30 marta 2012 goda). – Moskva. – 179–194.
5. Voloshina A.A. 2011: Klassifikatsiya planetarnykh gidromashin, primenyayemykh v silovykh gidroprivodakh mobilnoy tekhniki / A.A. Voloshina // Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 11. – t.1. – 67–85.
6. Bashta T.M. 1971: Mashinostroitel'naya gidravlika / T.M. Bashta. – M.: Mashinostroyeniye. – 672.
7. Biryukov B.N. 1977: Rotorno-porshnevyye gidravlicheskiye mashiny / B.N. Biryukov. – M.: Mashinostroyeniye. – 152.
8. Erasov F.N. 1969: Novyye planetarnyye mashiny gidravlicheskogo privoda / F.N. Erasov. – Kiev.: UkrNIINTI. – 55.
9. Panchenko A.I. 2010: Metodika opredeleniya rabocheho obyema gidromashin s tsikloidalnoy formoy vytesniteley // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, S.V. Kyurchev, A.I. Zasyadko / Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 10. – T.9. – 42–49.
10. Andrenko P. 2009: Matematicheskaya model gidravlicheskogo gasitelya pulsatsiy davleniya s avtomaticheskoy podstroykoy parametrov // P. Andrenko, M. Svinarenko / MOTROL. – №11V. – 42–49.
11. Lurye Z. 2011: Apparatno-programnyy

kompleks dlya opredeleniya momentov inertsii elementov i v tselom mekhatronnogo gidroagregata sistemy smazki // Z. Lurye, I. Fedorenko / MOTROL. – №13. – 106–115.

12. Panchenko A.I. 2010: Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidromashin s tsikloidalnoy formoy vytesniteley / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina // Promislova gidravlika i pnevmatika. – №3(29). – 57–69.

13. Voloshina A.A. 2012: Vliyaniye konstruktivnykh osobennostey raspredelitelnykh sistem na vykhodnyye kharakteristiki planetarnykh gidromashin // A.A. Voloshina / Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 12. – T.5. – 3–9.

14. Panchenko A.I. 2014: Metodika proyektirovaniya elementov vytesnitelnykh sistem gidrovrashchateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Yenergetichni ta teplotekhnichni protsesi ta ustatkuvannya. – Kh.: NTU «KhPI». – № 1(1044). – 136–145.

15. Panchenko A.I. 2013: Metodika proyektirovaniya elementov raspredelitelnykh sistem gidrovrashchateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, A.I. Zasyadko // Pratsi TDATU. – Melitopol. – Vip. 13. – t.6. – 82–101.

16. Lurye Z.Ya. 1996: Mnogokriterialnoye proyektirovaniye shesterennykh nasosov s vnutrennim zatsepleniyem // Z.Ya. Lurye, A.I. Zhernyak, V.P. Sayenko / Vestnik mashinostroyeniya. – №3. – 3–8.

17. Lurye Z.Ya. 2004: Optimalnoye proyektirovaniye vysokomomentnogo gidromotora i otsenka dinamicheskikh svoystv gidrosistemy na yego baze // Z.Ya. Lurye, I.G. Lishchenko / Promislova gidravlika i pnevmatika. – № 1(3). – 30–34.

18. Osipov A.F. 1971: Obyemnyye gidravlicheskiye mashiny kolovratnogo tipa: teoriya, konstruktsiya, proyektirovaniye / A.F. Osipov – M.: Mashinostroyeniye. – 208.

19. Kondakov L.A. 1986: Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika: Spravochnik / L.A. Kondakov, A.I. Golubev, V.B. Ovandel i dr.; Pod obshch. red. A.I. Golubeva, L.A. Kondakova. – M.: Mashinostroyeniye. – 464.

20. Bazhin I.I. 1988: Avtomatizirovannoye prektirovaniye mashinostroitelnogo gidropriroda / I.I. Bazhin, Yu.G. Berengard, M.M. Gaytsgori i dr. Pod obshchey red. S.A. Yermakova. – M.: Mashinostroyeniye. – 312.

METHODOLOGICAL BASES OF HYDRAULIC PLANETARY ROTATOR DESIGNING

Summary. The paper is devoted to the methodology of the hydraulic planetary rotator designing. It is realized considering methods for determining the geometric parameters of the elements of its displacement and distribution devices which allow them to determine the quantitative characteristic changes in the gaps between the teeth of the displacers based on changes in the geometric parameters of the displacement device elements and the quantitative characteristics of passage area change in its displacing unit based on changes in geometric parameters of the displacing unit elements.

Key words: hydraulic planetary rotator, displacing unit, distributive unit, designing methodology.