

УДК 621.225.001.4

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ОКНАМИ В ФОРМЕ ПАЗА

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Верещага В.М., д.т.н.,

Зуев А.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке математической модели торцевой распределительной системы с окнами в виде пазы, применяемой в планетарных гидромашинах.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, торцевое распределение, распределитель, золотник, распределительные окна, углы расположения, углы перекрытия.

Постановка проблемы. Анализ объемных гидромашин показал, что в мобильной технике, для привода активных рабочих органов лучше всего использовать планетарные гидромоторы [1,2]. Такие гидромоторы отличаются относительной простотой устройства, высокой удельной мощностью при малой удельной металлоемкости, компактностью, хорошими энергетическими характеристиками. Большим преимуществом этих гидромоторов является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д. Следовательно, основными причинами сдерживающими широкое использование силового полнопоточного гидропривода активных рабочих органов мобильной техники являются не только ограниченность номенклатуры существующих гидромашин, но также отсутствие комплексных исследований в области проектирования гидромашин вращательного действия [3,4]. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы подачи рабочей жидкости распределительной системой в рабочие камеры планетарной гидромашин с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа. Повышения выходных характеристик планетарных гидромашин при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы – исследование влияния геометрических

параметров и рабочих процессов, протекающих в распределительном механизме на изменение их выходных характеристик.

Анализ последних исследований. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашины [1-4]. Эти гидромашины допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашины, можно объединить по трем основным узлам [1-4], определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей.

В зависимости от конструктивных особенностей планетарные гидромашины различаются:

- по частоте вращения выходного вала;
- по виду движения вытеснителей;
- по способу компенсации планетарного движения вытеснителей;
- по способу распределения рабочей жидкости.

В зависимости от частоты вращения выходного вала планетарные гидромашины делятся на:

- низкооборотные (частота вращения 0,5...50 об/мин);
- среднеоборотные (частота вращения 50...500 об/мин);
- высокооборотные (частота вращения 500...5000 об/мин).

По виду движения вытеснителей гидромашины делятся на планетарные и героторные.

По способу компенсации планетарного движения вытеснителей гидромашины делятся на четыре схемы компенсации:

- с помощью внешнего зубчатого зацепления;
- с помощью карданной передачи;
- с помощью дополнительного компенсирующего механизма;
- с помощью смещения вытеснителей (роторов).

По способу распределения рабочей жидкости планетарные гидромашины различают:

- с торцевым распределением;
- с цапфенным распределением;

- с непосредственным распределением;
- с героторным распределением.

Анализ конструкции планетарных гидромашин показывает, что в большинстве случаев в планетарных гидромашинах применяется торцевое распределение [1], так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашин.

Торцевое распределение рабочей жидкости применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...1500 об/мин.

Априорный анализ выполненных исследований, связанных с проектированием планетарных гидромашин, позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, таких как, работа распределительной системы с учетом геометрических параметров распределителя и золотника, формы распределительных окон, их количества, изменения угла их перекрытия и сдвига окон.

Наибольшее применение в планетарных гидромашинах [5] имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами. Необходимо отметить, что сегментные окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, поэтому перед производителями планетарных гидромашин очень остро стоит вопрос, связанный с заменой сегментных окон распределительной системы более технологичной формой, цилиндрической [8] или в форме паза. Однако, при использовании цилиндрических распределительных окон значительно увеличиваются габаритные размеры гидромашин, поэтому необходимо разработать математическую модель торцевой распределительной системы с окнами в виде паза и исследовать влияние изменения геометрических параметров такой распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашин.

Цель работы. Разработка математической модели торцевой распределительной системы с окнами в виде паза, позволяющей произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашин.

Основная часть. Основной характеристикой распределительного блока является его пропускная способность

(расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя. Площади перекрытия окон зависят от количества окон, их формы и геометрических параметров. Если математическая модель торцевой распределительной системы с сегментными и цилиндрическими окнами рассмотрена в работах [5-8], то вопросы моделирования распределительной системы с окнами в виде паза остаются открытыми.

На рис. 1 представлена схема торцевого распределения с окнами распределителя и золотника, выполненными в виде паза. В дальнейшем под распределителем и золотником будут подразумеваться их поверхности, на которых выполнены распределительные окна.

По аналогии с сегментными и цилиндрическими окнами [5,8] между количеством рабочих окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 существует взаимосвязь: $Z_2 = 2Z_1 + 2$, при этом Z_2 равно $Z_2 = 2Z_u$, где Z_u – количество циклов, обусловленное кинематическими параметрами планетарной гидромашины, которое не может быть меньше трех, т.е. $Z_u > 3$. Из этого следует, что $Z_1 > 2$, а $Z_2 > 6$. Количество окон распределителя равно $Z_1 = Z_u - 1$.

Примем, что O_1 и O_2 – центры нижних полуокружностей пазов (окон) распределителя и золотника, соответственно; O'_1 и O'_2 – центры верхних полуокружностей; O – центр окружностей на которых расположены центры полуокружностей: нижних радиусом R_1 и верхних радиусом R_2 (рис. 1).

С учетом принятых допущений и обозначений основные геометрические параметры, характеризующие распределительную систему с цилиндрическими окнами определяются аналогично распределительной системы с сегментными и цилиндрическими окнами [5,8].

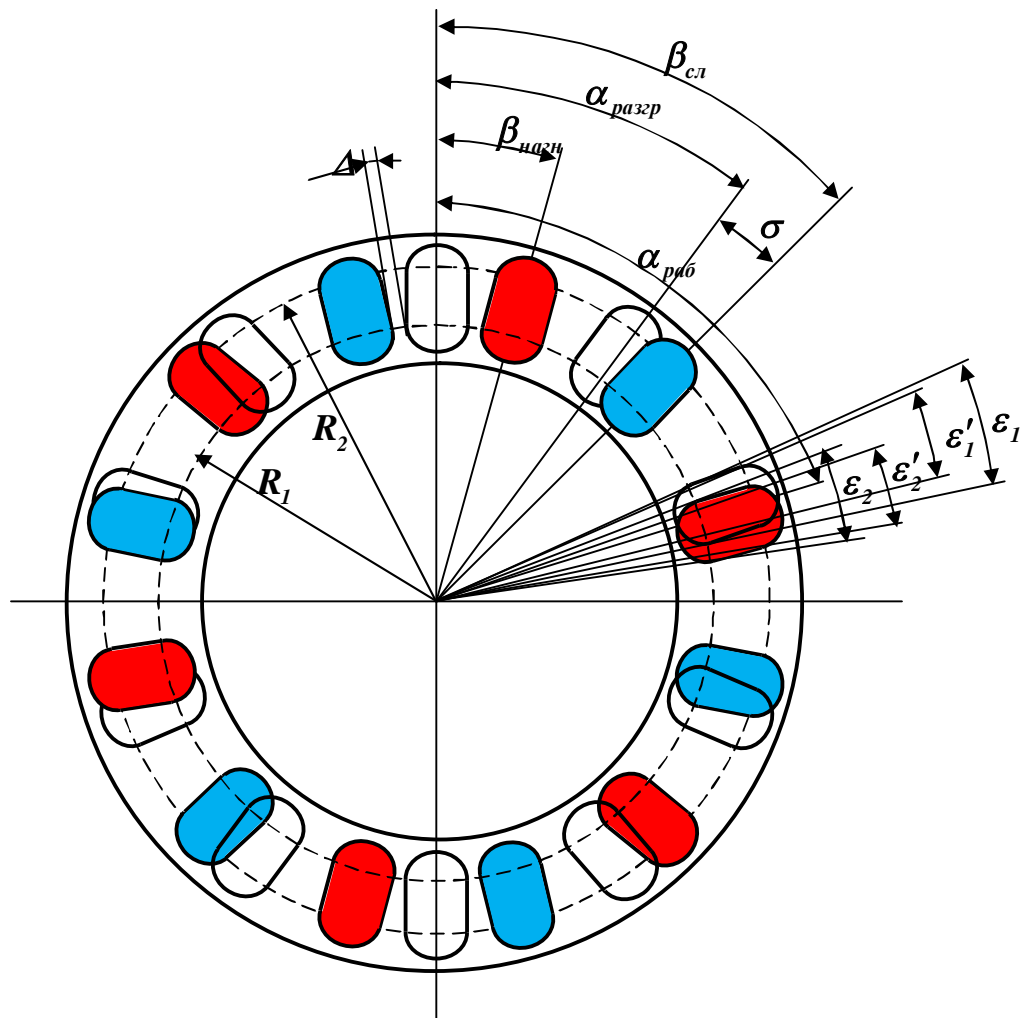
Угол между рабочими окнами распределителя в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}$, а угол между окнами золотника – $\beta = \frac{2\pi}{Z_2}$.

Угол расположения первого окна золотника β_1 определяется выражением:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (1)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \quad \beta_i = \beta_{i-1} + \beta.$$



- рабочие окна распределителя;
 - разгрузочные окна распределителя;
 - окна нагнетания золотника;
 - окна слива золотника
- Рис.1. Схема распределительной системы с окнами в форме паза.

Причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{нагн_i}$, а четные – окнами слива $\beta_{сл_i}$.

Начальный угол расположения окон распределителя определяется из выражения:

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \tag{2}$$

а остальные углы определяются из выражений

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \quad \dots, \quad \alpha_{z_i}(t) = \alpha_{z_i-1}(t) + \alpha.$$

Условие изменения угла α_1 в зависимости от времени, т.е. $t_i = t_1 + \Delta t$, где t_i - текущее время, соответствующее одному циклу

$$0 \leq t_i \leq t_u.$$

Рис. 1 представляє собою наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит их перекрытие. Считаем, что первое окно распределителя перемещается по поверхности, образованной окнами золотника, поочередно их перекрывая.

Тогда, угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии определяется:

$$\begin{aligned} \sigma_i(t) &= |\beta_{назн_i} - \alpha_{раб_i}(t)| \\ \sigma_i(t) &= |\beta_{сл_i} - \alpha_{раб_i}(t)|. \end{aligned} \quad (3)$$

Причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \varepsilon$, иначе окна не будут перекрываться.

Известно [5,8], что распределительная система с сегментными и цилиндрическими окнами и равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) с зазором равном нулю ($\Delta = 0$) имеет наибольшую пропускную способность.

Тогда углы раствора окон распределителя и золотника будут равны и определяются из выражения:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (4)$$

а радиусы нижних и верхних полуокружностей окон распределителя и золотника будут равны:

$$r = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (5)$$

Для определения площади перекрытия окон в виде паза рассмотрим рис. 2.

Исходя из принятых допущений и обозначений площадь перекрытия S_i окон распределителя и золотника, которая равна площади фигуры $AB_2B'_2CB'_1B_1$ (рис. 2) будет равна [5]:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i} + S_{3i}, \quad (6)$$

где S_{1i} – площадь фигуры AB_1B_2 ;

S_{2i} – площадь фигуры $AB'_1B'_2$;

S_{3i} – площадь фигуры $B_1B'_1B'_2B_2$.

Площадь S_{1i} определяем из выражения:

$$S_{1i} = \frac{1}{2} \cdot (S'_{1i} + S''_{1i}), \quad (7)$$

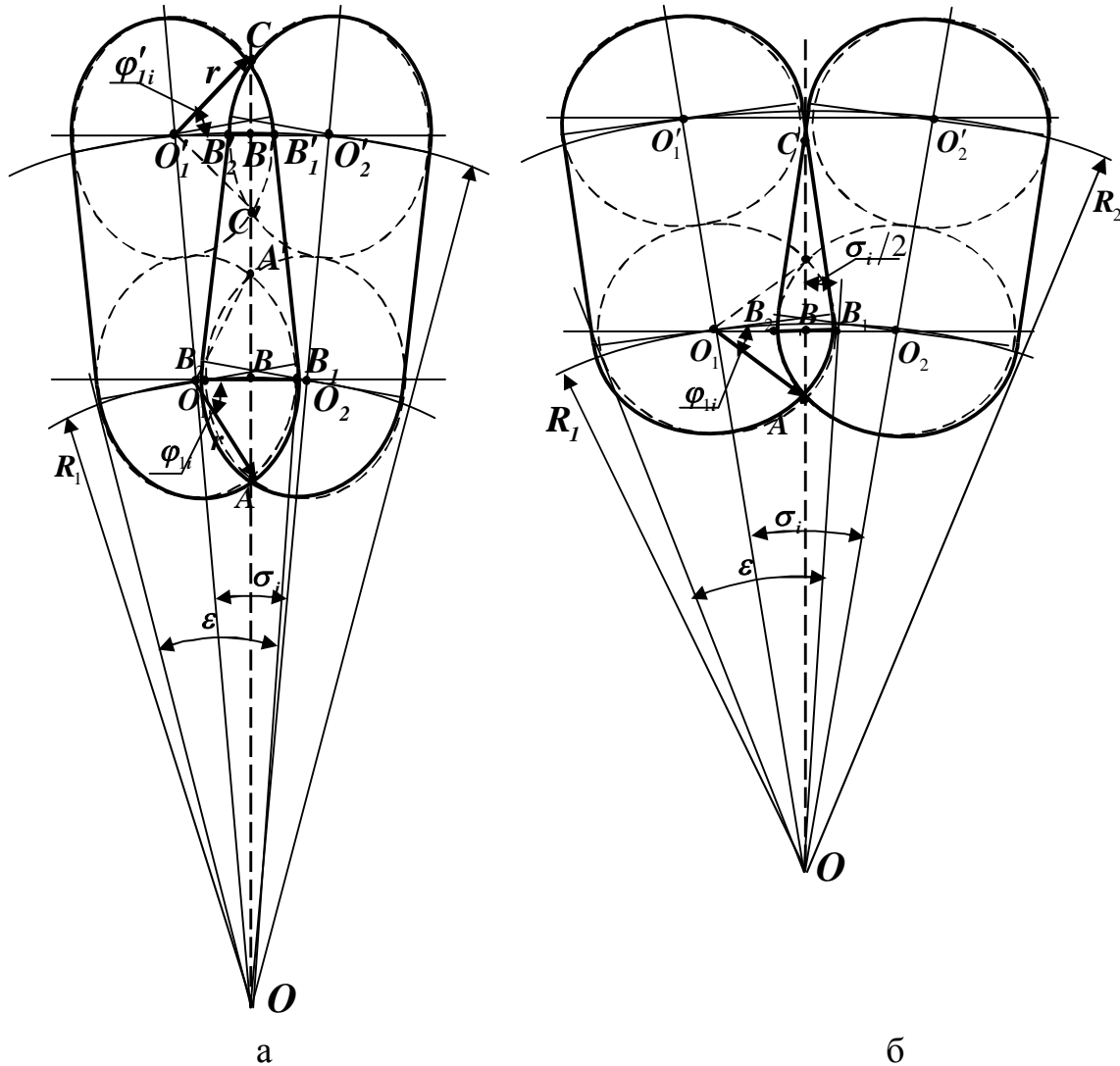
где S'_{1i} – площадь сегмента AB_1A' ,

$$S'_{1i} = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}),$$

где φ_{1i} – угол, ограничивающий величину сегмента AB_1A' , рад;

S''_{ii} - площа сегмента AB_2A' ,

$$S''_{ii} = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{ii} - \sin 2\varphi_{ii}).$$



а – при $R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} < r$; б – при $R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \geq r$

Рис.2. Расчетная схема определения площади перекрытия.

Тогда площадь S_{ii} будет равна

$$S_{ii} = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{ii} - \sin 2\varphi_{ii}). \quad (8)$$

Для определения угла φ_{ii} рассмотрим треугольник ΔAO_1B :

$$O_1B = r \cdot \cos \varphi_{ii},$$

а из ΔOO_1B : $O_1B = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2},$

где σ_i – угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии.

Тогда угол φ_{li} будет равен

$$\varphi_{li} = \arccos\left(\frac{R_1}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right). \quad (9)$$

Площадь S_{2i} определяем из выражения:

$$S_{2i} = \frac{I}{2} \cdot (S'_{2i} + S''_{2i}), \quad (10)$$

где S'_{2i} - площадь сегмента CB_1C' ,

$$S'_{2i} = \frac{I}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi'_{li} - \sin 2\varphi'_{li}),$$

где φ'_{li} - угол, ограничивающий величину сегмента CB_1C' , рад;

S''_{2i} - площадь сегмента CB_2C' ,

$$\begin{aligned} S''_{2i} &= \frac{I}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi'_{li} - \sin 2\varphi'_{li}); \\ S_{2i} &= \frac{I}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi'_{li} - \sin 2\varphi'_{li}); \end{aligned} \quad (11)$$

Для определения угла φ'_{li} рассмотрим треугольник $\Delta CO'_1B'$:

$$O'_1B' = r \cdot \cos \varphi'_{li},$$

а из $\Delta OO'_1B'$: $O'_1B' = R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$.

Тогда угол φ'_{li} будет равен

$$\varphi'_{li} = \arccos\left(\frac{R_2}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right). \quad (12)$$

Площадь S_{3i} определяем из выражения:

$$S_{3i} = \frac{I}{2} (B_1B_2 + B'_1B'_2) \cdot BB', \quad (13)$$

где B_1B_2 , $B'_1B'_2$ - основания трапеции $B_1B'_1B'_2B_2$;

$$B_1B_2 = 2 \cdot (r - O_1B) = 2 \cdot \left(r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right);$$

$$B'_1B'_2 = 2 \cdot (r - O'_1B') = 2 \cdot \left(r - R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right),$$

BB' - высота трапеции $B_1B'_1B'_2B_2$, $BB' = 2r$.

Тогда площадь S_{3i} будет равна:

$$S_{3i} = 2r \cdot \left(2r - (R_1 + R_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right). \quad (14)$$

Выражение (14) справедливо при условии $R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} < r$, если

$R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \geq r$, то площадь S_{3i} соответствует площади треугольника ΔB_1B_2C (рис. 2, б):

$$S_{3i} = \frac{1}{2} \cdot B_1 B_2 \cdot BC, \quad (15)$$

где $B_1 B_2$ - основания треугольника $\Delta B_1 B_2 C$;

$$B_1 B_2 = 2 \cdot (r - O_1 B) = 2 \cdot \left(r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right);$$

BC - высота треугольника $\Delta B_1 B_2 C$;

$$BC = \frac{1}{2} \frac{B_1 B_2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}} = \frac{r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}.$$

Тогда площадь S_{3i} будет равна:

$$S_{3i} = \frac{\left(r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right)^2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}. \quad (16)$$

Исходя из принятых допущений и обозначений площадь перекрытия S_i окон распределителя и золотника будет равна:

- при $R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} < r$

$$S_i = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{li} - \sin 2\varphi_{li} + 2\varphi'_{li} - \sin 2\varphi'_{li}) + 2r \cdot \left(2r - (R_1 + R_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right); \quad (17)$$

- при $R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \geq r$

$$S_i = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (2\varphi_{li} - \sin 2\varphi_{li}) + \frac{\left(r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right)^2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}. \quad (18)$$

Разработанный математический аппарат позволит исследовать влияние геометрических параметров распределительной системы с окнами, выполненными в виде паза на выходные характеристики планетарной гидромашины.

Выводы. В результате проведенных исследований разработана математическая модель торцевой распределительной системы с окнами, выполненными в виде паза, позволяющая произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины.

Литература:

1. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідроліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.

2. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.

3. Панченко А.І. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – С.71–74.

4. Панченко А.І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко // Техніка АПК. – 2006. – №3. – с.11-13.

5. Панченко А.И. К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин / А.И. Панченко, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, Д.С. Титов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь. – 2003. – Вип.12. – С.34-40.

6. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / А.И. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №4(10). – С.102-112.

7. Панченко А.И. Математическая модель планетарного гидромотора / А.И. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №3(17). – С.23–35.

8. Панченко А.И.. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ З ВІКНАМИ У ФОРМІ ПАЗА

Панченко А.І., Волошина А.А., Верещага В. М., Зуев А.А.

Анотація - робота присвячена розробці математичної моделі торцевої розподільної системи з вікнами у вигляді пазу, вживаною в планетарних гідромашинах.

MATHEMATICAL MODEL OF THE END DISTRIBUTIVE SYSTEM WITH THE SLOT-SHAPED WINDOWS

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Vereshaga, A. Zuev

Summary

The paper is devoted to the development of the mathematical model of the end distributive system with the slot-shaped windows which is applied in orbital hydraulic machines.