

УДК 621.225.001.4

ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Зуев А.А., к.т.н.,

Кольцов Н.П., к.с.-г.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена обоснованию путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности путем исследования работы их цапфенного распределительного механизма.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, охватывающий вытеснитель, охватываемый вытеснитель, шестерня, ротор, рабочая жидкость, карданная передача, цапфенный распределительный механизм.

Постановка проблемы. Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос гидрофикации ее активных рабочих органов. Недостаточно широкое применение силовых гидроприводов, как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидромашин и их конструктивным исполнением.

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроприводов с гидромашинами вращательного действия.

На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня нужны гидромашин малой мощности от 1 до 3 кВт. Таким требованиям удовлетворяют гидромашин с карданной передачей, которые

представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

В настоящее время эти гидромашины находят свое применение при гидрофикации техники различных отраслей народного хозяйства, когда необходима большая частота вращения и небольшой крутящий момент, а также при специфических требованиях к конструкции гидрофицируемой техники.

Повышения выходных характеристик планетарных гидромашин с карданной передачей 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 его выходных характеристик.

Анализ последних исследований. Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромашин [1-3] свидетельствует о малоизученности гидромашин с карданной передачей, в которых применяется цапфенное распределение рабочей жидкости. В этой связи необходимо отметить, что вопросы расчета и проектирования цапфенного распределительного механизма, а также влияние его конструктивных особенностей на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности малоисследованны.

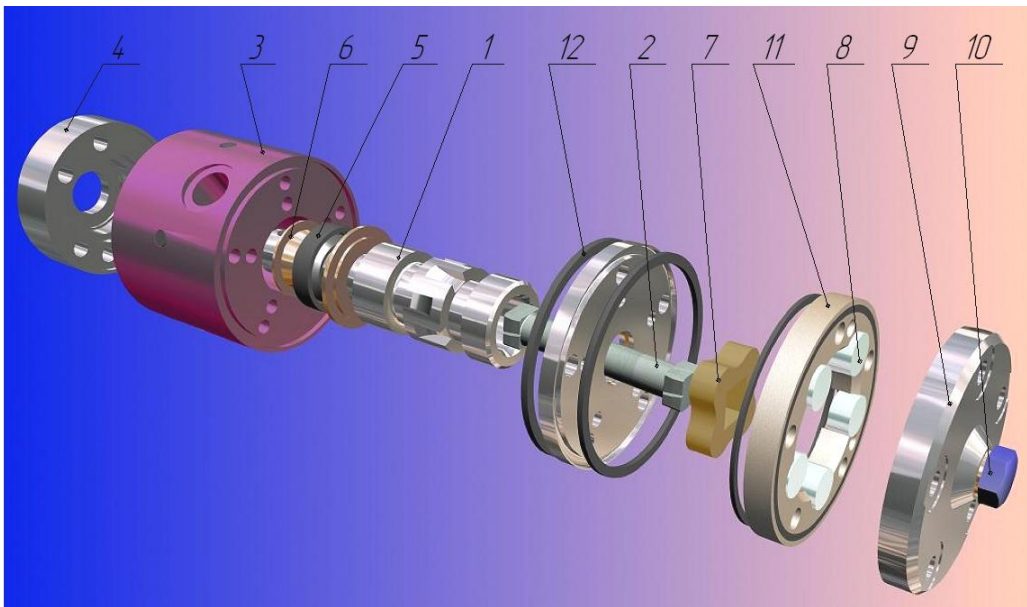


Рис. 1. Планетарный гидромотор серии ПРГ-2:

1 – вал; 2 – вал; 3 – корпус; 4, 9 – крышка; 5 – манжета; 6 – втулка упорная; 7 – охватываемый вытеснитель; 8 – ролики; 10 – болт; 11 – охватывающий вытеснитель; 12 – уплотнительные кольца.

Цель статьи. Улучшение выходных характеристик планетарных

гидромашин малой мощности путем исследования работы цапфенной распределительной системы.

Основная часть. На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к типажам гидромоторов. Сегодня нужны гидромоторы мощностью от 1 до 3 кВт.

В отличие от разработанного семейства планетарных гидромашин мощностью от 6,5кВт до 33кВт, гидромотор ПРГ-2 выполнен по другой конструктивной схеме компенсации планетарного движения вытеснителей и распределения рабочей жидкости [2,3]. В гидромоторах данного типа применяется цапфенная распределительная система рабочей жидкости, что позволяет конструктивно уменьшить габаритные размеры гидромотора, а компенсация планетарного движения вытеснителей осуществляется с помощью карданной передачи.

Планетарные гидромоторы серии ПРГ-2 (рис. 1) состоят из вала 1, на котором выполнены проточки, в которые попадает рабочая жидкость. Внутри полого вала 1 расположен карданный вал 2, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения, позволяющие ему вращаться как внутри вала 1, так и внутри охватываемого вытеснителя 7 (внутренней шестерни). Вал 1 установлен в корпусе 3, в котором выполнены отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости. В корпусе 3 также имеются радиальные и торцевые отверстия, через которые рабочая жидкость от вала попадает в распределительные окна, а затем в рабочие камеры, образованные охватывающим 11 и охватываемым 7 вытеснителями.

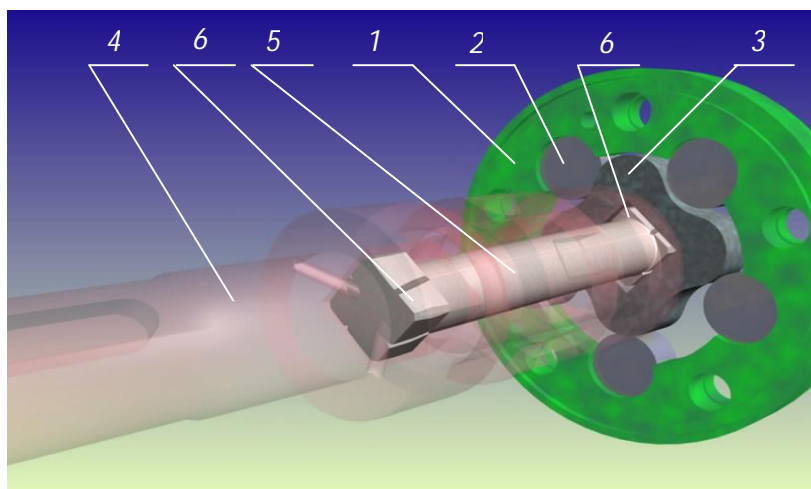


Рис. 2. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – вал; 5 – кардан; 6 – элементы квадратного сечения.

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с

помощью карданной передачи (рис.2) применяется в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин и высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин [2,3].

Внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1 (рис. 2) со вставленными роликами 2 вращается охватываемый (внутренний) вытеснитель 3. Охватываемый вытеснитель 3 движется внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1, причем центр подвижного вытеснителя движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Это движение может компенсироваться с помощью карданной передачи. Подвижный охватываемый вытеснитель 3 соединен с валом 4, который вращается концентрично неподвижному охватывающему вытеснителю 1. Внутри полого вала 4 находится кардан 5, выполненный в виде вала, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения 6, позволяющие ему вращаться как внутри вала 4, так и внутри охватываемого вытеснителя 3. Кардан 5 по углу отклоняется на $5...10^\circ$ от оси, что позволяет компенсировать планетарное движение внутреннего вытеснителя 3.

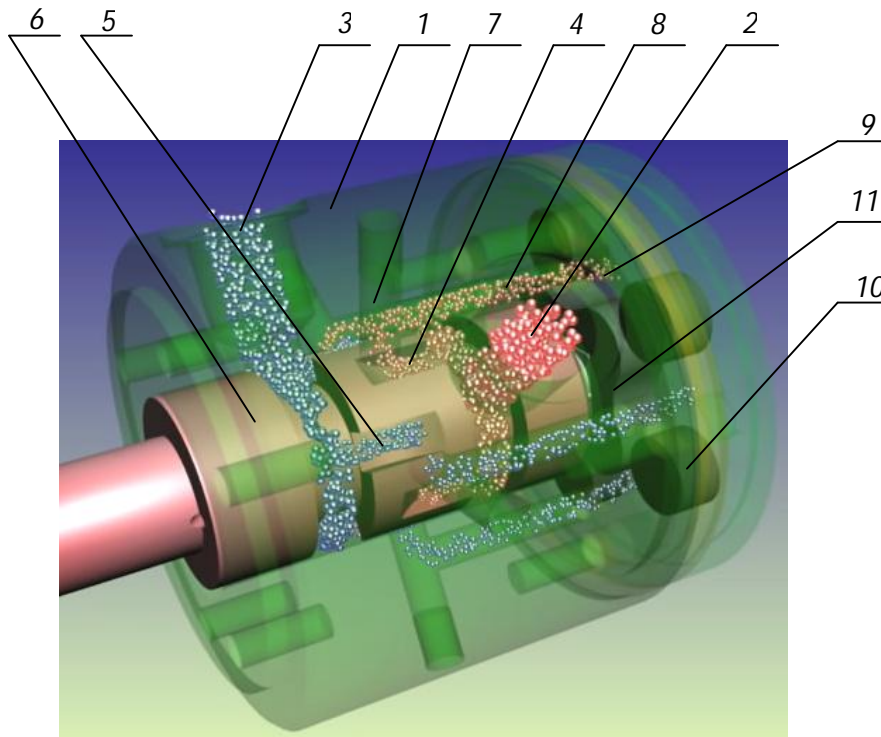


Рис. 3. Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости:

- 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие;
 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры;
 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель.

Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 3) применяется в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин и в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин [2,3].

Цапфенное распределенное устройство (рис. 3) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива 5, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями. В корпусе 1 гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давлением поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с нарезанными на нем пазы 4, 5 вращается, а корпус 1 с отверстиями 7 - неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8, жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

Цапфенное распределенное устройство можно представить в виде вала 1 с нарезанными на нем канавками нагнетания 2 и слива 3, на который надет корпус 4, где выполнены отверстия 5 (рис.4, а). На схеме (рис. 4, б) представлена развертка вала, где красным цветом выполнены пазы нагнетания 2, синим цветом – пазы слива 3, а белым цветом – тело вала 1. Если наложить поверхность корпуса с распределительными окнами 4 и перемещать вал, то пазы нагнетания 1 и слива 2 будут поочередно перекрываться распределительными окнами 4.

Условимся считать, что вал, с нарезанными на нем канавками расположен неподвижно, а кольцо с отверстиями, надетое на вал движется. Причем будем считать, что неподвижно расположенный элемент - золотник, а подвижный распределитель. Канавки на золотнике и отверстия на распределителе условно назовем окнами золотника и распределителя соответственно.

Форма окон распределителя может быть выполнена в виде окружности, нескольких окружностей (в зависимости от размера канавки) и в виде эллипса. Однако технологически изготовить окно в виде эллипса трудно, поэтому будем рассматривать окна цилиндрической формы. Причем примем, что ширина и длина окна золотника равны диаметру окна распределителя.

Учитывая принятые допущения, определим основные геометрические параметры цапфенной распределительной системы.

Основные геометрические параметры, характеризующие цапфенную распределительную систему, определяются аналогично торцевой распределительной системы с сегментными и цилиндрическими окнами [4,5].

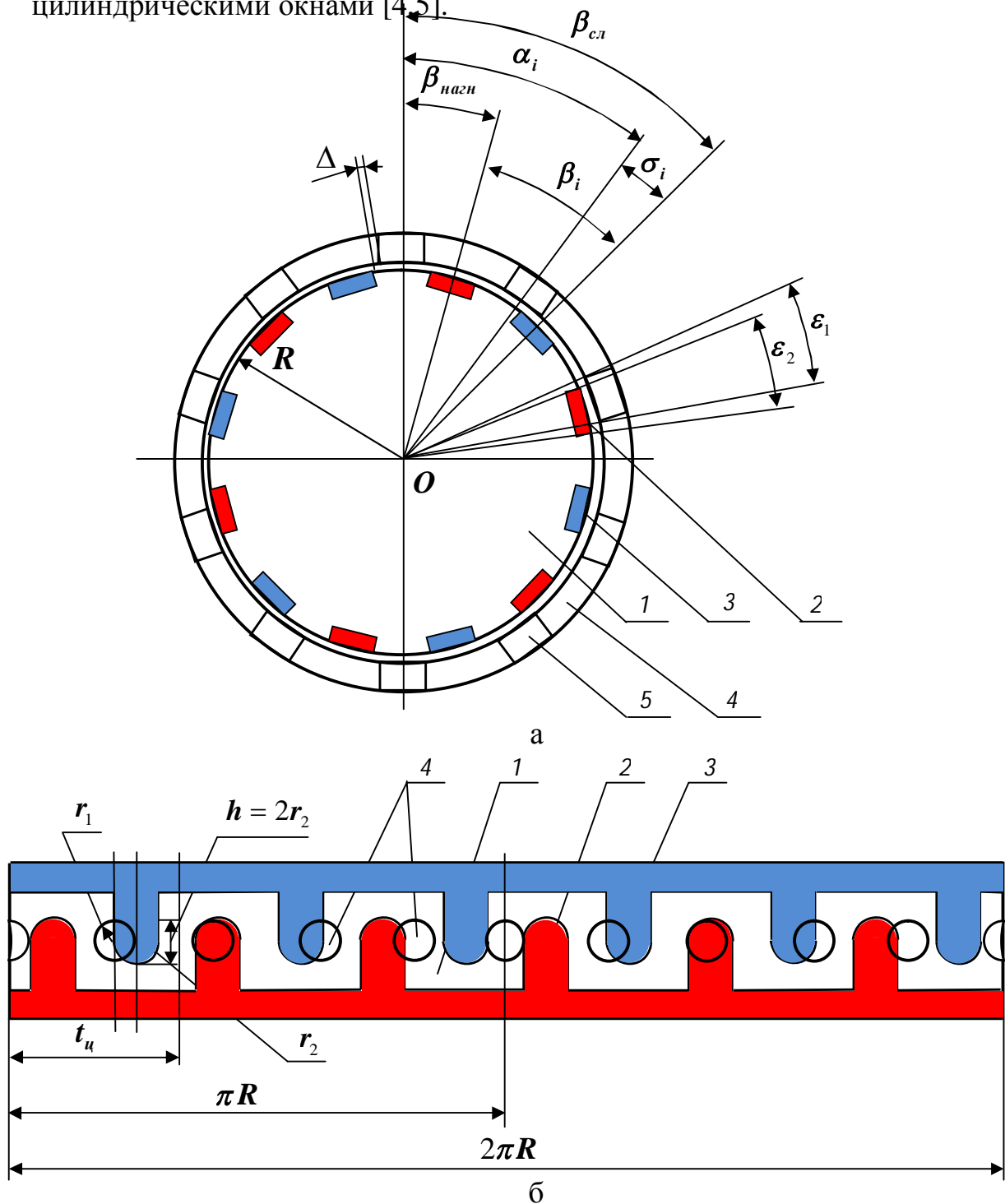


Рис. 4. Схема цапфенной распределительной системы:
а – разрез вала, б – развертка вала.

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

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

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \quad \dots, \quad \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (2)$$

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

Определяем начальный угол расположения окон распределителя

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (3)$$

где n – частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q_d \cdot \eta_{об}}{V},$$

где Q_d – действительный расход;

V – рабочий объем;

$\eta_{об}$ – объемный КПД.

Тогда, начальный угол расположения первого окна распределителя равен

$$\alpha_1(t) = \frac{2\pi \cdot Q_d \cdot \eta_{об}}{V} \cdot t, \quad (4)$$

а остальные углы определяются из выражений

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \quad \dots, \quad \alpha_{Z_1}(t) = \alpha_{Z_1-1}(t) + \alpha.$$

Определяем время, соответствующее одному циклу (прохождению окна распределителя через окно нагнетания и слива золотника).

Так как $t_u = \frac{t_{об}}{Z_u}$, где Z_u – число циклов, $Z_u = \frac{Z_2}{2}$, то

$$t_{\text{ц.}} = \frac{2t_{\text{об}}}{Z_2}, \text{ где } t_{\text{об}} - \text{ время одного оборота, } t_{\text{об}} = \frac{1}{n}.$$

$$\text{Тогда } t_{\text{ц.}} = \frac{2}{Z_2 \cdot n} \text{ или } t_{\text{ц.}} = \frac{2 \cdot V}{Z_2 \cdot Q_{\delta} \cdot \eta_{\text{об}}}.$$

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 $0 \leq t_i \leq t_{\text{ц.}}$.

Рис. 4. а представляет собой 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

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|.$$

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

Так как окна распределителя перекрываются как с окнами нагнетания, так и с окнами слива золотника, то существует два варианта перекрытия окон золотника окнами распределителя:

- окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{\text{нагн}_i} - \alpha_i(t)|; \quad (5)$$

- окна распределителя перекрываются с окнами слива золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{\text{сл}_i} - \alpha_i(t)|. \quad (6)$$

Теперь определим угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя ε_1 и золотника ε_2 .

Минимальный угол раствора окна распределителя будет равен

$$\varepsilon_{1\text{min}} = 2 \arcsin \frac{2r}{2R}, \quad (7)$$

где r - минимально возможный радиус окна распределителя; выбирается исходя из конструктивных особенностей.

Максимальный угол раствора окна золотника равен

$$\varepsilon_{2\text{max}} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\text{min}} - 2\delta, \quad (8)$$

где δ - зазор между окнами распределителя и золотника,

$$\delta = \arcsin \frac{\Delta}{2R}.$$

Исходя из этого радиус окна распределителя равен

$$r_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (9)$$

а радиус окна золотника:

$$r_2 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (10)$$

Для определения площади перекрытия окон распределителя и золотника цапфенной распределительной системы рассмотрим рис. 5.

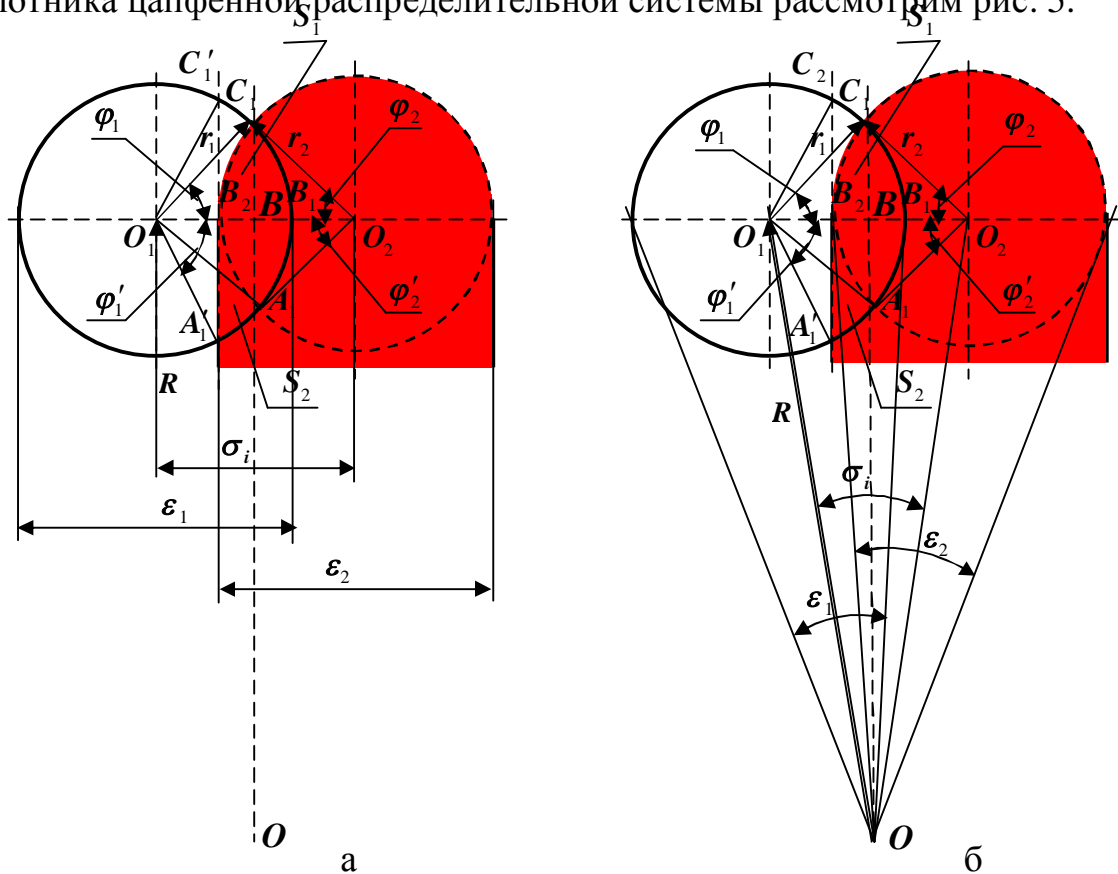


Рис.5. Расчетная схема определения площади перекрытия:
а – развертка рабочей поверхности распределителя и золотника;
б – расчетная схема, приведенная к торцевой распределительной системе.

Площадь перекрытия окон распределителя и золотника S_i , соответствующая площади фигуры $A_1'B_2C_1B_1A_1$ (рис. 5. а) равна [6]

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (11)$$

где S_{1i} – площадь фигуры $B_1B_2C_1$, которая равна:

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

где S'_{1i} - площадь сегмента $A_1B_1C_1$,

$$S'_{1i} = \frac{1}{2} \cdot r_1^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}), \text{ где } \varphi_{1i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A_1B_1C_1$, рад;

$$S''_{1i} - \text{площадь сегмента } A_1B_2C_1,$$

$$S''_{1i} = \frac{1}{2} \cdot r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i}), \text{ где } \varphi_{2i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A_1B_2C_1$, рад;

$$S_{1i} = \frac{1}{4} \cdot (r_1^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i}));$$

S_{2i} - площадь фигуры $A'_1B_2B_1A_1$, которая равна половине площади сегмента $A'_1B_1C'_1$;

$$S_{2i} = \frac{1}{4} \cdot r_1^2 \cdot (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}), \text{ где } \varphi'_{1i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A'_1B_1C'_1$, рад.

Тогда площадь перекрытия окон распределителя и золотника S_i , соответствующая площади фигуры $A'_1B_2C_1B_1A_1$ будет равна

$$S_i = \frac{1}{4} \cdot [r_1^2 \cdot ((2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i})) + r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i})]$$

Для определения угла φ_{1i} рассмотрим треугольник ΔBO_1C_1 (рис. 5.б):

$$O_1B = r_1 \cdot \cos \varphi_{1i},$$

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

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

Тогда

$$\varphi_{1i} = \arccos \left(\frac{R}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (12)$$

Для определения угла φ_{2i} рассмотрим треугольник ΔBO_2C_1 (рис. 5. б):

$$O_2B = r_2 \cdot \cos \frac{\varphi_{2i}}{2},$$

$$\text{а из } \Delta O O_2 B : \quad O_2 B = R \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}.$$

Тогда

$$\varphi_{2i} = \arccos \left(\frac{R}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (13)$$

Для определения угла φ'_{1i} рассмотрим треугольник $\Delta B_2 O_1 A'_1$ (рис. 5. б):

$$O_1 B_2 = r_1 \cdot \cos \varphi'_{1i},$$

$$\text{а из } \Delta O O_1 B_2 : \quad O_1 B_2 = R \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon_2}{2} \right).$$

Тогда

$$\varphi'_{1i} = \arccos \left(\frac{R}{r_1} \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon_2}{2} \right) \right). \quad (14)$$

Известно [4,7,8], что распределительная система с сегментными окнами и равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) с зазором равном нулю ($\Delta = 0$) имеет наибольшую пропускную способность.

Тогда при равенстве геометрических параметров окон распределителя и золотника $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, а следовательно радиусов распределительных окон $r_1 = r_2$ и углов их перекрытия $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}$, угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя и золотника, будет равен

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (15)$$

а площадь перекрытия будет равна:

$$S_i = \frac{r_1^2}{4} \cdot (4\varphi_{1i} - 2 \sin 2\varphi_{1i} + 2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}). \quad (16)$$

Разработанный математический аппарат позволит исследовать влияние геометрических параметров цапфенной распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности.

Выводы. В результате проведенных исследований разработана математическая модель цапфенной распределительной системы, позволяющая произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности.

Литература

1. *Панченко А.І.* Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / *А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Титов* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – С.71–74.
2. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідравліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.
3. *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.
4. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашин / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61-65.
5. *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.
6. *Кюрчев В.Н.* Обоснование геометрических параметров цапфенных распределителей гидромашин / *В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, П.В. Обернихин, А.Ю. Золотарев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вып.2. – Т.9. – С.81-85.
7. *Панченко А.И.* Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2000. – Вип.1. – Т.15. – С.31-39.
8. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.72-82.

**ОБГРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПОКРАЩЕННЯ ВИХІДНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН МАЛОЇ
ПОТУЖНОСТІ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Зуєв О.О., Кольцов М.П.

Анотація - робота присвячена обґрунтуванню шляхів поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин малої потужності шляхом дослідження роботи їх цапфового розподільного механізму.

**SUBSTANTIATION OF THE WAYS OF OUTPUT
CHARACTERISTICS IMPROVEMENT OF LOW POWER
ORBITAL HYDRAULIC MACHINES**

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Zuev, M. Koltsov

Summary

The ways of output characteristics improvement of low power orbital hydraulic machines through the research of their trunnion distributive mechanism are substantiated in the article.