

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-ДОЗАТОРА СИСТЕМЫ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ САМОХОДНЫХ МАШИН

Николай Иванов, Леонид Середа, Оксана Моторная, Алексей Переяславский

Винницкий национальный аграрный университет  
21008, г. Винница, ул. Солнечная, 3  
e-mail: [mosgv@ukr.net](mailto:mosgv@ukr.net)

**Аннотация.** Рассматривается усовершенствованная конструкция насоса-дозатора, в котором модернизирован распределительный узел. При этом сливная кромка золотниковой пары выполнена в виде дополнительного однокромочного золотника. Предложена оригинальная система управления положением дополнительного однокромочного золотника. Разработана математическая модель системы гидрообъемного рулевого управления на базе предложенного насоса-дозатора.

**Ключевые слова:** система рулевого управления, насос-дозатор, математическая модель.

### ВВЕДЕНИЕ

Системы гидрообъемного рулевого управления широко используются в мобильных машинах [1], что объясняется их большей компактностью в сравнении с механическими аналогами, что освобождает в передней части машины пространство для размещения рабочих органов различного технологического назначения. Поэтому такие рулевые механизмы широко применяются на сельскохозяйственных, дорожных, лесотехнических и др. машинах.

В настоящее время существует большое количество разнообразных гидрообъемных рулевых механизмов, но в связи с повышением технологичности конструкции рулевых механизмов и ростом требований к безопасности эксплуатации транспортных средств [2] стоит задача создания новых образцов таких изделий.

### АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

Многолетний опыт ведущих производителей насосов-дозаторов (Danfoss, Rexroth, Char-Lynn и др. [3, 4, 5]) показывает, что оптимально в конструкции таких изделий использовать дозатор с героторной рабочей парой и распределитель с поворотным золотником.

На Украине насосы-дозаторы серийно изготавливаются на Одесском предприятии «Стройгидравлика», конструкция которых предложена автором Обидиным В. Я. [6]. Особенности конструкции этих механизмов является использование дозатора с шестеренной зубчатой парой в комплекте с понижающим планетарным редуктором и распределителя с осевым золотником в комплекте с механизмом

преобразования входного поворотного воздействия в осевое перемещение золотника.

Несмотря на целый ряд оригинальных конструктивных решений, в целом эти насосы-дозаторы характеризуются большим суммарным люфтом, увеличенным линейным габаритом, необходимостью настройки среднего положения золотника в каждом изделии и некоторыми другими недостатками. При этом следует отметить несравненно более высокую технологичность самого дозатора с шестеренной зубчатой парой в сравнении с героторной, а также более простую систему распределения потока к камерам рабочей пары дозатора. Кроме того, такая рабочая пара менее чувствительна к загрязнениям рабочей жидкости. Как показал многолетний мониторинг эксплуатации насосов-дозаторов такой конструкции (более 20 лет) отказов по вине заклинивания шестеренной пары не отмечалось.

В связи с этим задачу повышения технических характеристик насосов-дозаторов на Одесском предприятии «Стройгидравлика» решали с условием сохранения прежней конструкции дозирующего узла.

### МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ

Усовершенствование конструкции насоса-дозатора велось в направлении замены осевого золотника на поворотную золотниковую пару. При этом для упрощения золотниковой пары сливная кромка, которая отводит неиспользуемую часть потока рабочей жидкости от насоса питания постоянной производительности на слив, выполнена в виде отдельного однокромочного золотника [7].

Конструктивная схема усовершенствованного насоса-дозатора показана на рис. 1. В центральном

отверстии корпуса 1 (рис. 1,а) расположена гильза 2 с возможностью вращения, а в отверстии гильзы установлен золотник 3 с возможностью ограниченного поворота относительно гильзы, образуя золотниковую пару.

На поверхности золотника выполнены пазы и отверстия, которые с отверстиями в гильзе образуют дроссельные кромки для реализации коммутации входных и выходных каналов в соответствии с заданным управляющим воздействием.

Входное воздействие насосу-дозатору передается поворотом золотника 3 от рулевого колеса, что задает угловое рассогласование  $\Delta\varphi$  между

золотником и гильзой. Дозирующий узел 4 представляет собой центральное зубчатое колесо 5 и три сопряженных зубчатых колеса 6, которые образуют рабочую пару дозирующего узла (рис. 1,б).

Вращение центрального зубчатого колеса 5 с помощью валика 7 передается через планетарный

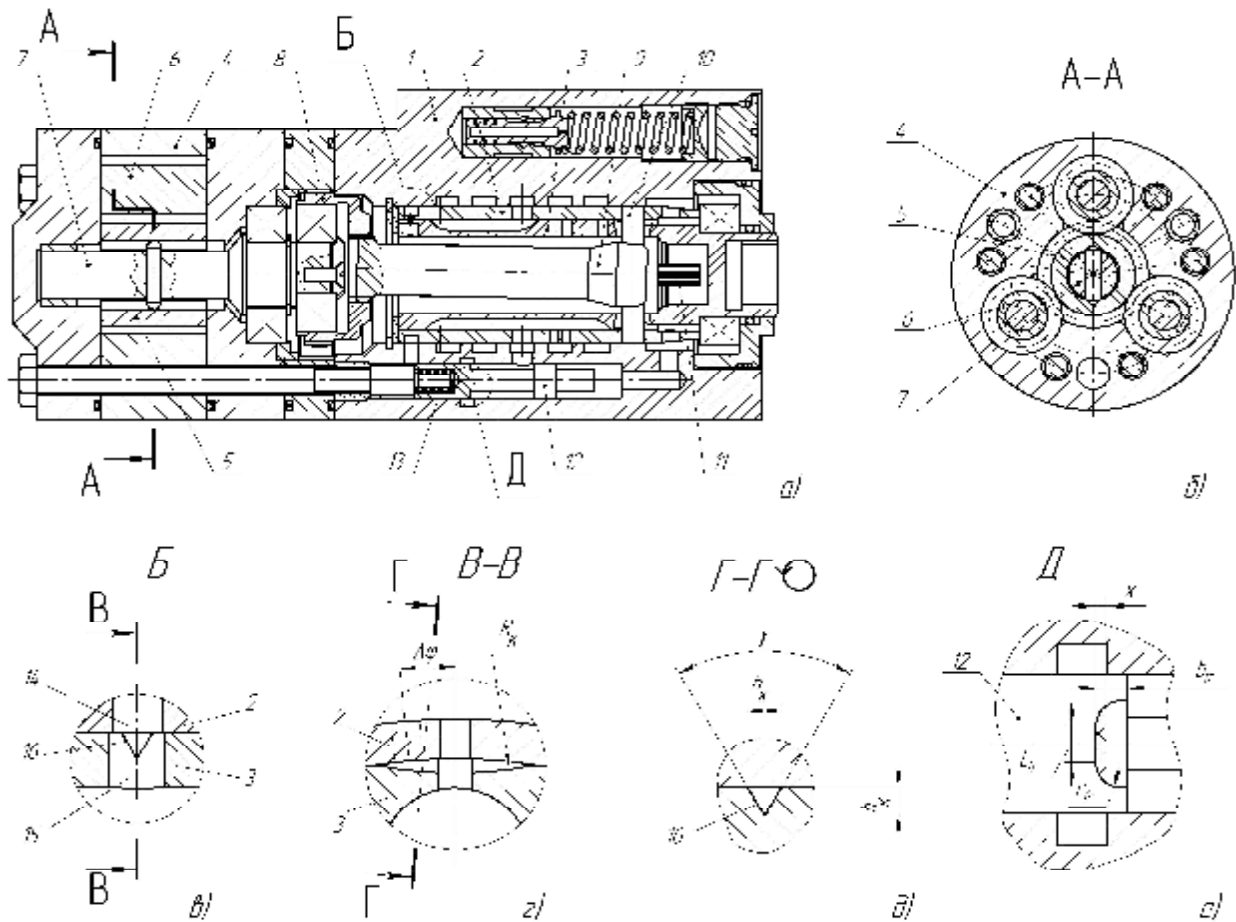


Рис. 1. Насос-дозатор усовершенствованной конструкции

Fig. 1. Metering pump of the improved design

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-ДОЗАТОРА СИСТЕМЫ

редуктор 8, карданный вал 9 и штифт 10 гильзе 2, чем реализуется местная обратная связь по углу поворота центрального зубчатого колеса дозатора.

Сливной дроссель, который отводит неиспользуемую часть потока рабочей жидкости на слив, выполнен в виде отдельного однокромочного золотника 12, поджатого с одной стороны пружиной 13. Такое выполнение сливного дросселя позволило исключить из конструкции золотника и гильзы нетехнологичные элементы в виде большого количества пазов и отверстий размером 1,2..2 мм, которые формировали сливную кромку на золотниковой паре.

При отсутствии поворота рулевого вала золотник 3 под действием центрирующих пружин 11 находится в нейтральном положении и все дроссельные кромки золотниковой пары, имеющие положительное перекрытие, надежно перекрыты. Весь поток рабочей жидкости от насоса питания отводится на слив.

Для управления положением сливного золотника 12 под оба его торца подводятся управляющие потоки из напорного канала. При этом из полости, где установлена пружина 13, часть потока отводится на слив через дроссель управления давлением.

Дроссель управления давлением выполнен в виде двух отверстий 14 и 15 соответственно на гильзе 2 и золотнике 3 (рис. 1,в) золотниковой пары. Дополнительно на золотнике 3 выполнена поперечная треугольная канавка 16 (рис. 1,г), которая перпендикулярна оси золотника и расположена симметрично относительно радиального отверстия 15 на золотнике.

При отсутствии сигнала управления (угол поворота входного вала равен нулю) золотниковая пара находится в нейтральном положении и отверстия 14 и 15 дросселя управления давлением соосны, образуя максимальную площадь отвода рабочей жидкости на слив. При этом в торцевой полости сливного золотника со стороны пружины создается минимальное давление, и сливной золотник под воздействием потока рабочей жидкости в противоположной замкнутой торцевой полости смещается максимально в сторону пружины, открывая сливной дроссель, и отводит весь поток рабочей жидкости из напорной линии на слив.

При вращении рулевого колеса с определенной скоростью в золотниковой паре создается рассогласование  $\Delta\varphi$  и часть потока рабочей

жидкости от насоса питания постоянной производительности подается через дозирующий узел к исполнительному гидроцилиндру системы рулевого управления, а оставшаяся часть потока отводится на слив. И чем больше скорость вращения рулевого колеса, тем большая часть потока жидкости подводится к гидроцилиндру и меньшая часть потока отводится на слив.

Эту функцию разделения потока жидкости выполняет сливной золотник за счет определенного закона изменения площади дросселя управления давлением. Для этого в конструкцию этого дросселя дополнительно введена поперечная канавка 16.

Для обеспечения минимального давления разгрузки в напорной магистрали при нейтральном положении золотника площадь дросселя управления давлением, которая при таком состоянии золотниковой пары определяется диаметрами отверстий 14 и 15, принимается максимально возможной.

Однако после смещения золотника на угол, который задает угловое рассогласование  $\Delta\varphi$  между золотником и гильзой, больше положительного перекрытия дроссельных кромок золотниковой пары, площадь дросселя управления давлением должна резко уменьшиться для подъема давления в напорном канале.

В связи с этим диаметры отверстий 14 и 15 дросселя управления давлением принимаются из условия их полного перекрытия после рассогласования в золотниковой паре больше величины положительного перекрытия ее дроссельных кромок. При большом рассогласовании в золотниковой паре площадь дросселя управления давлением определяется площадью поперечной канавки, как показано на рис. 1,д.

Такое выполнение дросселя управления давлением обеспечивает изменение давления в торцевой полости сливного золотника в пределах от минимального до максимального значения при изменении скорости вращения рулевого колеса от нуля до максимального значения.

Рабочая кромка сливного дросселя показана на выносном элементе Д (рис. 1,е) и выполняется с различными параметрами длины  $l_{\text{д}}$  и глубины  $b_{\text{д}}$  фрезерованных канавок для насосов-дозаторов с различными рабочими объемами и, соответственно, работающих с различными по производительности насосами питания в системе рулевого управления.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Для выбора параметров насоса-дозатора с учетом обеспечения требуемых динамических характеристик всей рулевой системы [8, 9, 10] авторами разработана математическая модель системы рулевого управления мобильной машины.

Расчетная схема системы рулевого управления показана на рис. 2. В верхней части схемы показаны основные конструктивные элементы насоса-дозатора, а ниже показана развертка золотниковой пары, на которой основной линией показаны конструктивные элементы гильзы, а пунктирной – золотника. На схеме обозначены обобщенные координаты элементов системы и параметры физических процессов, которые рассматривались при математическом моделировании.

При составлении математической модели были приняты следующие допущения: плотность, вязкость и коэффициенты расхода рабочей жидкости не зависят от температуры; параметры дроссельных кромок обеспечивают турбулентный режим течения рабочей жидкости; не учитываются потери давления во внутренних каналах насоса-дозатора и на обратных клапанах в связи с их незначительной величиной; не учитываются волновые процессы в связи с небольшими расстояниями между элементами гидромеханизма и гидросистемы.

Кроме того, на первом этапе моделирования механические поворотные звенья дозирующего узла и планетарного редуктора рассматривались как обобщенный узел с приведенными параметрами.

В связи с принятыми допущениями математическая модель системы рулевого управления включает в себя уравнения неразрывности потоков рабочей жидкости на характерных участках гидросистемы и уравнения движения механических элементов системы, а также уравнения, которые определяют особенности работы данной системы [11].

Уравнение баланса расходов на участке от насоса питания до дросселя золотниковой пары, который подводит рабочую жидкость к дозатору, имеет вид:

$$Q_n = Q_{d.вх} + Q_{сл} + Q_{yn.1} + Q_{yn.2} + Q_{деф.1} + Q_{n.4} + Q_{n.5} + Q_{n.9} + Q_{n.10} + Q_{n.19}, \quad (1)$$

где  $Q_n$  – расход рабочей жидкости от насоса питания;  $Q_{d.вх}$  – расход рабочей жидкости, которая подается к дозирующему узлу через входной дроссель;  $Q_{сл}$  – расход рабочей жидкости через дроссель сливного золотника;  $Q_{yn.1}$  и  $Q_{yn.2}$  – управляющий расход рабочей жидкости, которая подводится соответственно под правый и левый торцы сливного золотника через соответствующий постоянный дроссель  $f_{yn.1}$  или  $f_{yn.2}$ ;  $Q_{деф.1}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_n$ ;  $Q_{n.4}$  и  $Q_{n.5}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между корпусом и гильзой;  $Q_{n.9}$  и  $Q_{n.10}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между гильзой и золотником;  $Q_{n.19}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между корпусом и сливным золотником.

Уравнение баланса расходов на участке от дросселя, который подводит рабочую жидкость к дозирующему узлу, до рабочей пары дозирующего узла учитывает следующие составляющие:

$$Q_{d.вх} = Q_d + Q_{деф.2} + Q_{n.3} - Q_{n.4} + Q_{n.13} + Q_{n.14} + Q_{n.15} + Q_{n.16}, \quad (2)$$

где  $Q_d$  – расход рабочей жидкости, которая прошла через камеры дозирующего узла;  $Q_{деф.2}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{d.вх}$ ;  $Q_{n.3}$  и  $Q_{n.4}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между корпусом и гильзой;  $Q_{n.13}$  – перетечки рабочей жидкости

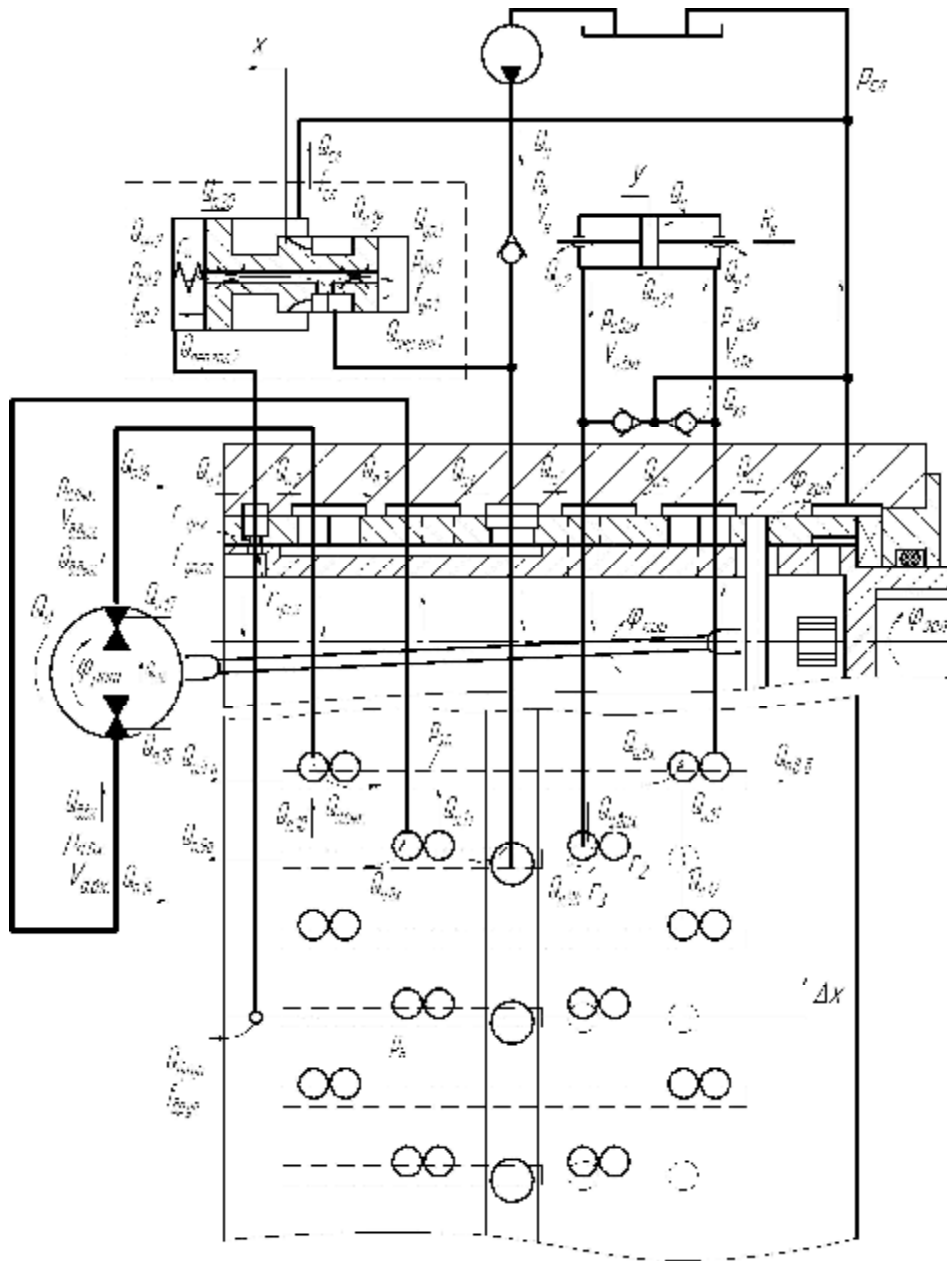


Рис. 2. Расчетная схема системы рулевого управления с насосом-дозатором усовершенствованной конструкции  
 Fig. 2. Design circuit of the steering system with the metering pump of the improved design

жидкости по зазору между гильзой и золотником;  $Q_{n.14}$  – перетечки в каналах подвода рабочей жидкости к дозирующему узлу по торцовым зазорам между корпусом и узлом планетарного редуктора;  $Q_{n.15}$  – перетечки по кромкам подвода рабочей жидкости к рабочим камерам дозирующего узла;  $Q_{n.16}$  – перетечки рабочей жидкости через торцовые и радиальные зазоры между шестернями и пластинами дозирующего узла.

Уравнение баланса расходов на участке от дозирующего узла до дросселя, который отводит рабочую жидкость от дозирующего узла:

$$Q_d = Q_{d.вых} + Q_{def.3} - Q_{n.2} - Q_{n.3} - Q_{n.16} + Q_{n.17} + Q_{n.18}, \quad (3)$$

где  $Q_{d.вых}$  – расход через дроссель отвода рабочей жидкости от дозирующего узла;  $Q_{def.3}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{d.вых}$ ;  $Q_{n.17}$  и  $Q_{n.18}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам аналогично перетечкам  $Q_{n.15}$  и  $Q_{n.14}$  соответственно.

Уравнение баланса расходов на участке от выходного дросселя дозирующего узла до дросселя подвода рабочей жидкости к исполнительному гидроцилиндру:

$$Q_{d.вых} = Q_{ц.вх} + Q_{def.4} + Q_{n8a} + Q_{n8б} - Q_{n10} + Q_{n11} - Q_{n13}, \quad (4)$$

где  $Q_{ц.вх}$  – расход рабочей жидкости, которая подается к исполнительному гидроцилиндру через входной дроссель;  $Q_{def.4}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{з.п}$ ;  $Q_{nep.8}$  и  $Q_{nep.11}$  – перетечки рабочей жидкости через соответствующие зазоры между золотником и гильзой.

Уравнение баланса расходов на участке от дросселя подвода рабочей жидкости к исполнительному гидроцилиндру до поршня гидроцилиндра включает

$$Q_{ц.вх} = Q_{ц} + Q_{def.5} + Q_{n6} + Q_{n7} + Q_{n21} + Q_{y1} - Q_{кл}, \quad (5)$$

где  $Q_{ц}$  – расход рабочей жидкости, который связан с перемещением поршня исполнительного гидроцилиндра;  $Q_{def.5}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{ц.вх}$ ;  $Q_{n.6}$  и  $Q_{n7}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между корпусом и гильзой;  $Q_{nep.21}$  – перетечки рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра;  $Q_{y.1}$  –

утечки рабочей жидкости из левой полости гидроцилиндра;  $Q_{кл.}$  – расход рабочей жидкости через обратный клапан, который возникает в случае разряжения в полости гидроцилиндра.

Уравнение баланса расходов на участке от поршня гидроцилиндра до дросселя отвода рабочей жидкости от исполнительного гидроцилиндра:

$$Q_{ц} = Q_{ц.вых} + Q_{def.6} + Q_{y2} - Q_{n21} - Q_{n5} - Q_{n6}, \quad (6)$$

где  $Q_{ц.вых}$  – расход рабочей жидкости через дроссель отвода рабочей жидкости от исполнительного гидроцилиндра;  $Q_{def.6}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{ц.вых}$ ;  $Q_{y.2}$  – утечки рабочей жидкости из правой полости гидроцилиндра.

Уравнение баланса расходов в правой торцовой полости сливного золотника:

$$Q_{yn.1} = Q_{nep.зол.1} + Q_{def.7} - Q_{n19}, \quad (7)$$

где  $Q_{nep.зол.1}$  – расход рабочей жидкости, который связан с перемещением правого торца сливного золотника;  $Q_{def.7}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{yn.1}$ .

Уравнение баланса расходов в левой торцовой полости сливного золотника:

$$Q_{yn.2} = Q_{op.yn} - Q_{nep.зол.2} + Q_{def.8} + Q_{n1} + Q_{n2} + Q_{n20}, \quad (8)$$

где  $Q_{op.yn}$  – расход рабочей жидкости через дроссель управления давлением  $f_{op.yn}$ ;  $Q_{nep.зол.2}$  – расход рабочей жидкости, который связан с перемещением левого торца сливного золотника;  $Q_{def.8}$  – расход, связанный с деформацией рабочей жидкости, которая находится под давлением  $p_{yn.2}$ ;  $Q_{n1}$  и  $Q_{n2}$  – перетечки рабочей жидкости по соответствующим зазорам между корпусом и гильзой;  $Q_{n20}$  – перетечки рабочей жидкости по зазору между корпусом и сливным золотником.

Ниже рассматриваются составляющие уравнений (1) – (8). Расходы через дроссельные кромки золотниковой пары определяются в соответствии с принятым турбулентным режимом течения квадратичной зависимостью [11]:

$$Q_{op.i} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} f_{op.i}(\Delta\varphi) \times \sqrt{\Delta p_{op.i}}, \quad (9)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода рабочей жидкости;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $f_{op.i}(\Delta\varphi)$  – площадь дроссельной кромки, которая зависит от

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-ДОЗАТОРА СИСТЕМЫ

рассогласования в золотниковой паре;  $\Delta p_{op,i}$  – перепад давления на рассматриваемой кромке.

Площади дроссельных кромок определяются геометрией элементов на золотнике и гильзе, которые образуют дроссель [12]. Большинство дросселей образуются пересечением пазов на золотнике с отверстиями на гильзе. Каждое пересечение образует сегмент, как показано на рис. 3, а дроссельная щель образуется несколькими рядами пазов и отверстий и, кроме того, несколькими отверстиями в каждом ряду.

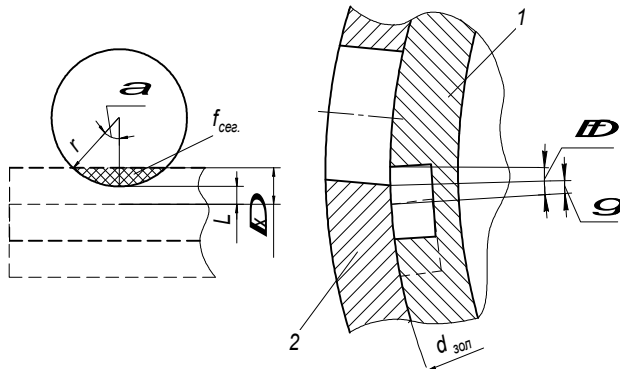


Рис. 3. Площадь сегмента  $f_{seg}$  дросселя, который создается отверстием и пазом  
Fig. 3. Area  $f_{seg}$  of the throttle segment created by an opening and a slot

Таким образом, площадь такого дросселя может быть определена зависимостью:

$$f_{op,i}(\Delta\varphi) = n_i \cdot \begin{cases} 0, & \rightarrow \Delta x < L_i \\ r_i^2 \alpha_i - r_i(r_i + L_i) - \Delta x \sin \alpha_i, & \rightarrow \Delta x \geq L_i \end{cases} \quad (10)$$

где  $n_i$  – количество отверстий, которые образуют дроссель;  $r_i$  – радиус отверстия, которое образует дроссель;  $L_i$  – положительное перекрытие кромок дросселя;  $\Delta x$  – линейное выражение относительного смещения золотника и гильзы вследствие углового поворота  $\Delta\varphi$ ; при этом величины линейного и углового смещений связаны соотношением:

$$\Delta x = 0.5 \cdot d_{зол} \cdot tg(\Delta\varphi), \quad (11)$$

где  $d_{зол}$  – диаметр золотника золотниковой пары;  $\alpha_i$  – центральный угол сегмента, который согласно рис.3 равен:

$$\alpha_i = \arccos \frac{r_i + L_i - \Delta x}{r_i}. \quad (12)$$

Дроссель  $f_{ц.вых}$  отвода рабочей жидкости от исполнительного гидроцилиндра для увеличения его сопротивления образован пересечением отверстий на золотнике и гильзе, как показано на рис. 4. Площадь такого дросселя может быть определена зависимостью:

$$f_{ц.вых}(\Delta\varphi) = n_i \cdot \begin{cases} 0, & \rightarrow \Delta x < L_i \\ r_1^2 \alpha + r_2^2 \beta - r_1(t_1 + t_2) \sin \alpha, & \rightarrow \Delta x \geq L_i \end{cases} \quad (13)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  – радиусы отверстий соответственно на гильзе и золотнике, образующих данный дроссель;  $\alpha$  и  $\beta$  – центральные углы сегмента пересечения отверстий гильзы и золотника, которые определяются зависимостями:

$$\alpha = \arccos \left( \frac{t_1}{r_1} \right), \quad (14)$$

$$\beta = \arccos \left( \frac{t_2}{r_2} \right), \quad (15)$$

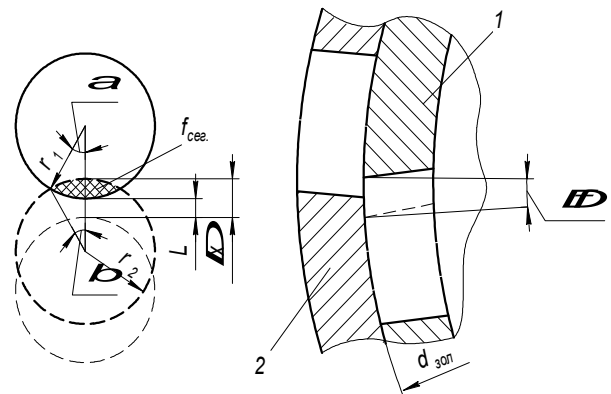


Рис. 4. Площадь сегмента  $f_{seg}$  дросселя, который создается двумя отверстиями  
Fig. 4. Area  $f_{seg}$  of the throttle segment created by two openings

$t_1$  и  $t_2$  – промежуточные параметры, которые определяются зависимостями:

$$t_1 = \frac{r_1^2 - r_2^2 + (r_1 + r_2 + L - \Delta x)^2}{2 \cdot (r_1 + r_2 + L - \Delta x)}, \quad (16)$$

$$t_2 = r_1 + r_2 + L - \Delta x - t_1. \quad (17)$$

Дроссель сливного золотника формируется канавками, показанными на рис. 1,е. Площадь этого дросселя  $f_{сл}$  зависит от осевого положения  $x$  сливного золотника и определяется выражением

$$f_{ca}(x) = n_i \times \begin{cases} L_{\phi p} x + r_{\phi p}^2 \alpha_{\phi p} - \\ - r_{\phi p}(r_{\phi p} - x) \sin \alpha_{\phi p}, \rightarrow x < r_{\phi p} \\ \\ L_{\phi p} r_{\phi p} + \frac{1}{2} \pi r_{\phi p}^2 + (x - r_{\phi p}) \times \\ \times (L_{\phi p} + 2r_{\phi p}), \rightarrow r_{\phi p} \leq x \leq B_{\phi p} \\ \\ L_{\phi p} r_{\phi p} + \frac{1}{2} \pi r_{\phi p}^2 + \\ + (B_{\phi p} - r_{\phi p})(L_{\phi p} + 2r_{\phi p}) + \\ + (x - B_{\phi p}) \pi d_{3.c}, \rightarrow x > B_{\phi p} \end{cases}, \quad (18)$$

где  $L_{\phi p}$ ,  $B_{\phi p}$  и  $r_{\phi p}$  – параметры фрезерованной канавки в соответствии с рис. 1,е;  $d_{3.c}$  – диаметр сливного золотника;  $\alpha_{\phi p}$  – центральный угол сегмента радиусной части канавки, который равен:

$$\alpha_{\phi p} = \arccos \frac{r_{\phi p} - x}{r_{\phi p}}. \quad (19)$$

Площадь дросселя  $f_{\phi p,yn}(\Delta\varphi)$  управления давлением под торцом сливного золотника формируется пересечением отверстия 14 в гильзе с отверстием 15 и канавкой 16 на золотнике и, как это видно на схеме, показанной на рис. 5, определяется как сумма двух составляющих:

$$f_{\phi p,yn}(\Delta\varphi) = f_{om} + f_{кан}. \quad (20)$$

Составляющая площади  $f_{om}$  такого дросселя от пересечения отверстий 15 и 16 определяется площадью общих сегментов двух отверстий (рис. 5,а и 5,б) и определяется выражением

$$f_{om}(\Delta x) = \begin{cases} \pi \cdot r_4^2, & \rightarrow \Delta x \leq L_{yn} \\ \\ \pi \cdot r_4^2 - r_4^2 \alpha + r_3^2 \beta + \\ + \frac{r_4}{2\Delta x} (r_3^2 - r_4^2 - \Delta x^2) \times \\ \times \sin \alpha - \frac{r_3}{2\Delta x} \sin \beta \times & \rightarrow \begin{cases} \Delta x > L_{yn}; \\ \Delta x < r_3 + r_4 \end{cases} \\ \\ \times (r_3^2 - r_4^2 + \Delta x^2) \\ \\ 0, & \rightarrow \Delta x \geq r_3 + r_4 \end{cases}, \quad (21)$$

где  $r_3$  и  $r_4$  – радиусы отверстий соответственно на золотнике и гильзе, которые образуют данный дроссель;  $L_{yn} = r_3 - r_4$  – разница радиусов отверстий дросселя;  $\alpha$ ,  $\beta$  – центральные углы сегментов пересечения отверстий, которые определяются зависимостями

$$\alpha = \arccos \left( \frac{r_3^2 - r_4^2 - \Delta x^2}{2r_4 \Delta x} \right), \quad (22)$$

$$\beta = \arccos \left( \frac{r_3^2 - r_4^2 + \Delta x^2}{2r_4 \Delta x} \right). \quad (23)$$

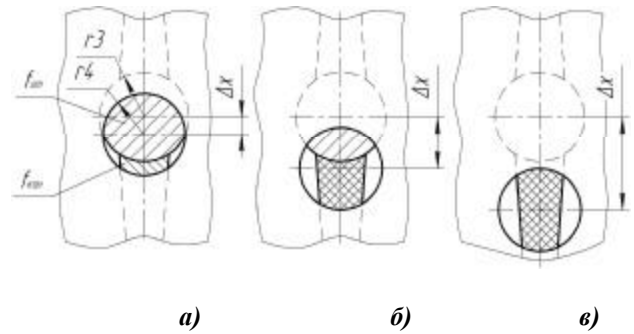


Рис. 5. Площадь дросселя управления давлением в диапазоне смещения в золотниковой паре

$L_{yn} < \Delta x < r_3 + r_4$  при малых - а), больших  $\Delta x$  - б) и в диапазоне  $\Delta x > r_3 + r_4$  в)

Fig. 5. Area of the pressure control throttle within the range of displacement in the spool pair

$L_{contr} < \Delta x < r_3 + r_4$  for small a), large b)  $\Delta x$  and in the range  $\Delta x > r_3 + r_4$  v)

Составляющая площади  $f_{кан}$  от пересечения отверстия 15 с канавкой 16 при различном смещении  $\Delta x$  в золотниковой паре определяется различными элементами этой канавки. При  $\Delta x \geq r_3 + r_4$  (рис. 5,в) площадь  $f_{кан}$  определяется площадью поперечного сечения канавки в виде треугольника, показанного на рис. 1,д. Согласно расчетной схеме, показанной на рис. 6, эта площадь определяется зависимостью:

$$f_{кан}(\Delta\varphi) = \left( h_1 - \frac{d_{3ол}}{2} \left( \frac{1}{\cos(\Delta\varphi_1)} - 1 \right) \right)^2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}, \quad (24)$$

где  $\gamma$  – угол профиля канавки 16 (рис. 1,д);  $h_1$  и  $\Delta\varphi_1$  – промежуточные параметры, которые определяется по формулам:

$$h_1 = R_k - \sqrt{(R_k - H_{fr})^2 + (0,5 \cdot d_{3ол} \sin \Delta\varphi_1)^2}, \quad (25)$$

$$\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi - \operatorname{arctg} \left( \frac{r_4}{R_{zol}} \right), \quad (26)$$

где  $R_k$  –  $H_{fr}$  – радиус дна и глубина фрезерования канавки 16 на золотнике.



## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-ДОЗАТОРА СИСТЕМЫ

При изменении  $\Delta x$  в диапазоне  $L_{yn} < \Delta x < r_3 + r_4$  составляющая площади канавки  $f_{кан}$  определяется при малых смещениях  $\Delta x$  (рис. 5,а)

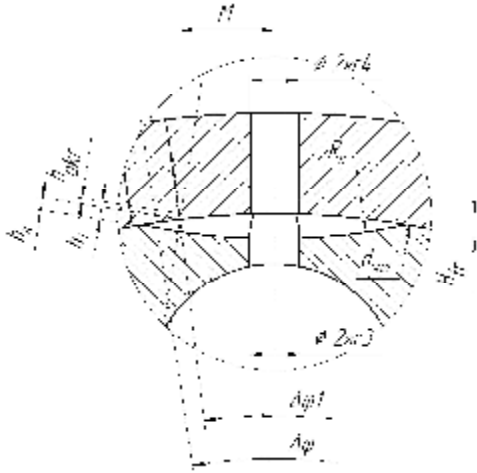


Рис. 6. Площадь дросселя управления давлением при  $\Delta x = 0$  и при  $\Delta x \geq r_3 + r_4$

Fig. 6. Area of the pressure control throttle for  $\Delta x = 0$  and for  $\Delta x \geq r_3 + r_4$

площадью горизонтальной проекции открытия канавки. При увеличении смещения  $\Delta x$  (рис. 5,б) площадь  $f_{кан}$  определяется площадью канавки в поперечном сечении и соответствует максимальному значению по схеме, показанной на рис. 6.

В первом приближении величина площади канавки  $f_{кан}$  в этом диапазоне смещения в золотниковой паре может быть учтена коэффициентом, который изменяется от нуля до единицы, и определяется параметрами дросселя зависимостью:

$$k_{кан} = (\Delta x - r_3 + r_4) / 2 \cdot r_4 \quad (27)$$

где  $k_{кан}$  – коэффициент, график изменения которого приведен на рисунке 7.

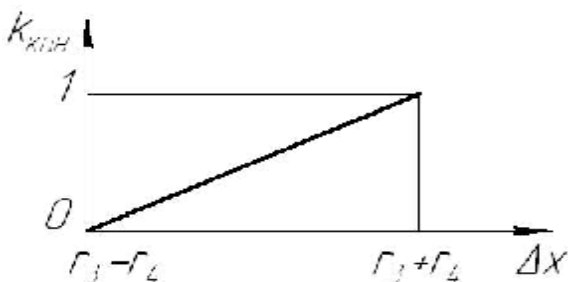


Рис. 7. График изменения коэффициента  $k_{кан}$  в диапазоне смещения в золотниковой паре  $L_{yn} < \Delta x < r_3 + r_4$

Fig. 7. Curve of the coefficient  $k_{groove}$  changing the range of displacement in the spool pair  $L_{contr} < \Delta x < r_3 + r_4$ .

Тогда площадь  $f_{кан}$  при смещении  $\Delta x$  в золотниковой паре в диапазоне  $L_{yn} < \Delta x < r_3 + r_4$  определяется зависимостью:

$$f_{кан}(\Delta\varphi) = k_{кан} \left( h_1 - \frac{d_{зол}}{2} \left( \frac{1}{\cos(\Delta\varphi_1)} - 1 \right) \right)^2 \text{tg} \frac{\gamma}{2}. \quad (28)$$

Итоговое выражение для определения площади  $f_{кан}$  во всем диапазоне смещений  $\Delta x$  в золотниковой паре имеет вид

$$f_{кан}(\Delta\varphi) = \begin{cases} 0, & \rightarrow \Delta x \leq L_{yn} \\ \left( h_1 - \frac{d_{зол}}{2} \times \left( \frac{1}{\cos(\Delta\varphi_1)} - 1 \right) \right)^2 \times \text{tg} \frac{\gamma}{2} & \rightarrow \left( \begin{array}{l} \Delta x > L_{yn} \\ \Delta x < r_3 + r_4 \end{array} \right) \\ \left( h_1 - \frac{d_{зол}}{2} \times \left( \frac{1}{\cos(\Delta\varphi_1)} - 1 \right) \right)^2 \times \text{tg} \frac{\gamma}{2}, & \rightarrow \Delta x \geq r_3 + r_4 \end{cases} \quad (29)$$

Расходы, связанные с деформацией жидкости, находящейся под давлением  $p_i$ , определяются зависимостью [11]:

$$Q_{деф.i} = \frac{V_i}{E_{np}(p)} \frac{dp_i}{dt}, \quad (30)$$

где  $V_i$  – объем полости, которая находится под давлением  $p_i$ ;  $E_{np}(p)$  – приведенный модуль объемной упругости, который учитывает, что рабочая жидкость является двухфазной смесью жидкости и нерастворенного газа, и, согласно [13,14], определяется зависимостью:

$$E_{np}(p) = \frac{1 - \frac{p_i - p_0}{E_{ж}} + \bar{V}_z \left( \frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1}{E_{ж}} - \frac{p_i - p_0}{E_{ж}^2} - \bar{V}_z \frac{p_0^{\frac{1}{n}}}{np_i^{\frac{1}{n}}}}, \quad (31)$$

где  $E_{ж}$  – адиабатический модуль упругости самой жидкости;  $\bar{V}_z$  – относительный объем газовой фазы при нормальных условиях ( $p_0 = 0,1$  МПа,  $t = 20^\circ\text{C}$ );  $n$  – показатель политропы.

Расход жидкости, которая проходит через камеры дозирующего узла, равен

$$Q_o = q \cdot \frac{d\varphi_{pom}}{dt}, \quad (32)$$

где  $q$  – рабочий объем дозирующего узла,  $\frac{d\varphi_{pom}}{dt}$  – угловая скорость вращения ротора.

Расход жидкости, связанный с перемещением поршня исполнительного гидроцилиндра, равен

$$Q_u = F_n \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (33)$$

где  $F_n$  – рабочая площадь поршня исполнительного гидроцилиндра,  $\frac{dy}{dt}$  – скорость перемещения поршня исполнительного гидроцилиндра.

Расходы жидкости, связанные с перемещением сливного золотника, определяются отдельно для каждой торцевой полости и равны

$$Q_{пер.зол.1} = f_{yn.1} \cdot \frac{dx}{dt}; \quad (34)$$

$$Q_{пер.зол.2} = f_{yn.2} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (35)$$

где  $f_{yn.i}$  – площадь соответствующего торца сливного золотника,  $\frac{dx}{dt}$  – скорость перемещения сливного золотника.

Перетечки жидкости через кольцевые концентричные щели определяются по формуле [14]

$$Q_{n.i} = \frac{\pi d_i}{12 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l_i} \varepsilon_i^3 (p_i - p_j), \quad (36)$$

где  $\nu$  и  $\rho$  – вязкость и плотность жидкости,  $d_i$ ,  $l_i$  и  $\varepsilon_i$  – диаметр поверхности, по которой возникает перетечка, длина и высота щели,  $(p_i - p_j)$  – перепад давления на щели.

Перетечки жидкости через щели, которые с некоторым допущением можно принять плоскими и параллельными, определяем по формуле [14]:

$$Q_{n.i} = \frac{n_i}{12\nu\rho} \frac{b_i}{l_i} \varepsilon_i^3 (p_i - p_j), \quad (37)$$

где  $n_i$  – количество элементов, по которым происходят перетечки,  $b$  и  $l$  – ширина и длина щели.

Уравнение углового движения ротора рабочей пары согласно принципу Даламбера можно записать как уравнение баланса крутящих моментов, действующих на это звено, в виде [11]:

$$M_o = M_\kappa + M_{m.e.1} + M_{m.c.1} + M_{ин.1}, \quad (38)$$

где  $M_o$  – движущий момент ротора дозирующего узла, который создается перепадом давления в его рабочих камерах,  $M_\kappa$  – момент, передаваемый на кардан,  $M_{m.e.1}$  – обобщенный момент вязкого трения по торцовым и радиальным поверхностям зубьев рабочей пары и в сопряжениях планетарного редуктора,  $M_{m.c.1}$  – обобщенный момент от силы сухого трения в сопряжениях дозирующего узла и планетарного редуктора,  $M_{ин.1}$  – приведенный момент силы инерции ротора и редуктора.

Уравнение углового движения кардана:

$$M_\kappa = M_z + M_{m.e.2} + M_{m.c.2} + M_{ин.2}, \quad (39)$$

где  $M_z$  – момент, передаваемый через штифт на гильзу,  $M_{m.e.2}$  и  $M_{m.c.2}$  – момент соответственно от силы вязкого и сухого трения, возникающих в соединении кардан-штифт,  $M_{ин.2}$  – момент силы инерции кардана.

Уравнение углового движения гильзы:

$$M_z = M_{m.e.3} - M_{z.o} - M_{m.e.4} - M_{np} + M_{ин.3}, \quad (40)$$

где  $M_{m.e.3}$  – момент вязкого трения между гильзой и корпусом,  $M_{z.o}$  – момент от гидродинамической силы на кромках золотниковой пары,  $M_{m.e.4}$  – момент вязкого трения между гильзой и золотником,  $M_{np}$  – момент от силы упругости центрирующих пружин;  $M_{ин.3}$  – момент силы инерции гильзы.

Уравнение движения поршня исполнительного гидроцилиндра:

$$R_u = R_n + R_{m.e.u} + R_{ин.u}, \quad (41)$$

где  $R_u$  – усилие, создаваемое давлением рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра,  $R_n$  – нагрузка на исполнительном органе (положительное значение соответствует встречной нагрузке, отрицательное значение – попутной),  $R_{m.e.u}$  – сила вязкого трения, возникающая при перемещении поршня,  $R_{ин.u}$  – приведенная сила инерции поршня с учетом массы подвижных частей рулевого механизма и объема рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра.

Уравнение движения сливного золотника:

$$R_{yn.1} = R_{yn.2} + R_{np} + R_{z.o} + R_{m.e.3} + R_{ин.3}, \quad (42)$$

где  $R_{yn.1}$  – сила, действующая на левый торец сливного золотника, которая создается давлением  $p_{yn.1}$ ,

$R_{np}$  – сила пружины, действующая на левый торец сливного золотника,  $R_{z.o}$  – гидродинамическая сила на кромке сливного золотника,  $R_{yn.2}$  – сила, действующая на правый торец сливного золотника, которая создается давлением  $p_{yn.2}$ ,  $R_{m.e.3}$  – сила вязкого трения сливного золотника,  $R_{ин.3}$  – сила инерции сливного золотника.

В уравнения (38) - (42) входят значения моментов и сил, действующих на составляющие элементы гидросистемы и насоса-дозатора в частности, которые определяются следующим образом.

Движущий момент ротора дозирующего узла создается перепадом давления в его рабочих камерах и определяется следующим образом:

$$M_o = q(p_{доз.вх} - p_{доз.вых}), \quad (43)$$

где  $q$  – рабочий объем дозирующего узла.

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-ДОЗАТОРА СИСТЕМЫ

Люфт в механических передачах учитывался из условия возникновения нагрузки  $M_i$  от следующего звена механической системы после поворота ведущего звена  $\varphi_{i-1}$  на угол, большей величины люфта в соответствующей передаче, т.е.:

$$M_i = \begin{cases} 0, & \rightarrow \varphi_{i-1} - \varphi_i < \varphi_{л.i} \\ M_i, & \rightarrow \varphi_{i-1} - \varphi_i \geq \varphi_{л.i} \end{cases}$$

Силы вязкого трения и моменты от этих сил определяются выражениями:

$$R_{m.e.i} = \beta_i \frac{dx_i}{dt}; \quad (44)$$

$$M_{m.e.i} = R_{m.e.i} \cdot r_i, \quad (45)$$

где  $\beta_i$  – коэффициент вязкого трения,  $dx_i/dt$  – относительная скорость движения элементов конструкции,  $r_i$  – радиус действия силы.

Момент от силы упругости центрирующих пружин равен:

$$M_{np} = c_u r_{np} (\Delta\varphi + \Delta\varphi_{нач}), \quad (46)$$

где  $c_u$  – коэффициент упругости центрирующих пружин,  $r_{np}$  – радиус, на котором действует сила упругости центрирующих пружин,  $\Delta\varphi_{нач}$  – начальная угловая деформация центрирующих пружин.

Моменты от силы сухого трения в различных механических соединениях вычисляются следующим образом:

$$M_{m.c.i} = f_i M_i. \quad (47)$$

где  $M_i$  – полезный крутящий момент, передаваемый соответствующим механическим соединением,  $f_i$  – коэффициент трения в этом сопряжении.

Силы инерции и моменты сил инерции определяются выражениями:

$$R_{in.i} = m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2}, \quad (48)$$

$$M_{in.i} = I_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}, \quad (49)$$

где  $m_i$  – масса (приведенная масса)  $i$ -го элемента поступательного движения,  $\frac{d^2 y_i}{dt^2}$  – ускорение прямолинейного движения,  $I_i$  – момент инерции (приведенный момент инерции)  $i$ -го элемента поворотного движения,  $\frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}$  – ускорение вращательного движения.

Сила пружины, которая поджимает сливной золотник, равна:

$$R_{np} = c_n (\Delta x_{нач} + x), \quad (50)$$

где  $c_n$  – коэффициент упругости пружины сливного золотника,  $\Delta x_{нач}$  – предварительная деформация этой пружины.

К уравнениям математической модели насоса-дозатора следует записать уравнение обратной связи, которое формирует угловое рассогласование  $\Delta\varphi$  между золотником и гильзой, в виде:

$$\Delta\varphi = \varphi_{зол} - \varphi_{гил} \quad (51)$$

Записанные уравнения (1) - (51) отображают математическую модель системы гидрообъемного

рулевого управления с усовершенствованной конструкцией насоса-дозатора.

## ВЫВОДЫ

Рассмотрена усовершенствованная конструкция насоса-дозатора, особенностью которого является использование дополнительного сливного золотника, что позволило упростить золотниковую пару распределительного механизма.

Предложена оригинальная система управления положением дополнительного золотника и специальная форма дросселя управления давлением под торцом этого золотника. За счет использования в конструкции этого дросселя дополнительной поперечной канавки реализовано условие смены закона изменения площади дросселя на участке разгрузки системы и на рабочем участке поворота входного вала.

Разработана математическая модель системы рулевого управления, которая включает в себя уравнения (1) - (51), и учитывает основные параметры и характеристики этой системы. Это позволяет в дальнейшем исследовать влияние геометрических параметров насоса-дозатора на величину показателей качества работы рулевого гидромеханизма при различных видах нагружения и различных режимах работы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Любимов Б.А., Червяков Е.Н. Судаков Ю.Н. 1980. Объемные гидроприводы рулевого управления колесных самоходных сельскохозяйственных машин. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш. - 41.
2. Ratushna N., Mahmudov I., Kokhno A., 2007.: Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції// MOTROL. – №9А, 119-123.
3. Sauer-Danfoss. General, Steering Components. Technical Information. Mobile Power and Control Systems 520L0468, Rev BB, Feb 2010. (режим доступа: <http://www.sauer-danfoss.com/Products/Steering/index.htm>)
4. Product Catalog Mobile Hydraulics, online version, last changed 2010-03-11, © Bosch Rexroth AG. (режим доступа: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54072%2Cg61477&PageID=m40068>)
5. EATON Steering Catalog C-STOV-MC001-E2 September 2011. (режим доступа: <http://viton.su/eaton-char-linn>)
6. А. с. 1581639, 1990. Гидравлический рулевой механизм транспортного средства. В. Я. Обидин, О. А. Зуева, А. В. Жаворонков и др. - Заявл. 29.12.86. - Опубл. 30.07.90, Бюл. №28.

7. Деклараційний патент України на корисну модель 5015, 2005. Гідравлічний рульовий механізм транспортного засобу. Сорокін В.Л., Середа Л.П., Иванов М.І., та ін. - Заявл. 15.06.2004. - Опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.

8. Рыжаков А., Николенко И., 2009.: Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием // MOTROL. - №11В, 52-65.

9. Лурье З., Цента Е., 2011.: Улучшение показателей качества рабочего процесса нелинейного агрегата мобильных машин путем динамической компенсации // MOTROL. - №13С, 115-128.

10. Lytvynov O., Tanas W., 2006.: К динамическому расчету машин // MOTROL. - №8А, 210-223.

11. Попов Д.Н., 1987. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М: Машиностроение. - 464.

12. Элементы гидропривода. Справочник. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. 1977. -К.: Технік - 320.

13. Немировский И.А., Снисарь Н.Г., 1992. Расчет гидроприводов технологических машин. - К.: Техніка, - 181.

14. Кондаков Л.А., 1982. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. - М.: Машиностроение, - 216.

## IMPROVEMENT CONSTRUCTION OF METERING PUMP-DEVICE SYSTEM OF HYDROVOLUMETRIC STEERING MANAGEMENT IN SELF-PROPELLED MACHINES

**Summary.** The paper considers an improved metering pump design where distribution assembly has been modernized. In this design the drain edge of the spool pair is made in the form of an additional single-edge spool. An original system for controlling the additional single-edge spool position is proposed. A mathematical model of the hydrostatic steering system, based on the proposed metering pump, has been developed.

**Key words:** hydrostatic steering system, metering pump, mathematical model.