

УДК 625.768.5:531.3

## **Синхронный гидромеханический привод рабочего органа мобильной машины и его математическая модель<sup>1</sup>**

**А. Р. Темирканов, А. Т. Рыбак**

(Донской государственный технический университет)

*Рассмотрена синхронная гидромеханическая система рабочего органа мобильной машины на примере системы привода щётки аэродромной уборочной машины. Предложено оснастить синхронный гидравлический привод машины дроссельным делителем потока незолотникового типа, включающим плунжерный исполнительный механизм, который позволяет обеспечить надёжное функционирование гидравлической системы привода в широком диапазоне температур окружающей среды при низкой чувствительности к качеству рабочей жидкости. Предложена конструктивная схема делителя потока, рассмотрен принцип его действия и основные конструктивные и функциональные особенности. Получена математическая модель системы привода рабочего органа с использованием функций определения величин расходов и приведённых жёсткостей гидромеханических элементов, разработанных на основе модели упруго-диссипативного состояния, позволяющая значительно упростить описание и исследование гидромеханической системы. Использование предлагаемой математической модели создаёт условия для расчёта оптимальных параметров системы привода рабочего органа уже на стадии проектирования.*

**Ключевые слова:** аэродромная уборочная машина, синхронная гидравлическая система, дроссельный делитель потока незолотникового типа, математическая модель.

**Введение.** Технологические машины, как мобильные, так и стационарные, зачастую содержат синхронные гидромеханические приводы, в которых необходимо обеспечить работу двух или более гидравлических двигателей, запитываемых от одного источника расхода — насоса, гидроаккумулятора и др. Как показали ранее проведённые исследования, решение подобных задач проще всего осуществлять с использованием дроссельных делителей потока [1].

Настоящая работа посвящена исследованиям синхронного гидромеханического привода мобильной технологической машины на примере привода щётки аэродромной уборочной машины на базе дроссельного делителя потока незолотникового типа.

**Объект исследования.** На рисунке 1 приведена схема синхронного гидромеханического привода щётки уборочной машины. Он включает в себя дизельный двигатель внутреннего сгорания (ДВС), гидравлические насосы Н1 и Н2, установленные на общем валу с возможностью параллельной работы, два гидромотора М1 и М2, также включённых параллельно и приводящих в движение вал барабанного щёточного устройства (далее — щётка) через цепные передачи ЦП1 и ЦП2.

Проведённые ранее исследования аэродромной уборочной машины [2], показали, что механическая система машины не оказывает существенного влияния на работу привода щётки. В результате исследований были получены параметры системы привода щётки, обеспечивающие её работу в оптимальном режиме и доказана целесообразность применения дроссельной синхронизации работы гидравлических моторов в системе привода щётки [3]. Однако, предложенный ранее для этой цели дроссельный делитель потока мембранного типа [4] не вполне удовлетворяет условиям эксплуатации большинства мобильных машин вообще и аэродромной уборочной машины в частности.

Учитывая, что аэродромная уборочная машина работает в зимний период при достаточно низких температурах, авторы предлагают применить в её схеме, взамен мембранного, незолотниковый дроссельный делитель потока с задатчиком плунжерного типа (см. рис. 1).

---

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

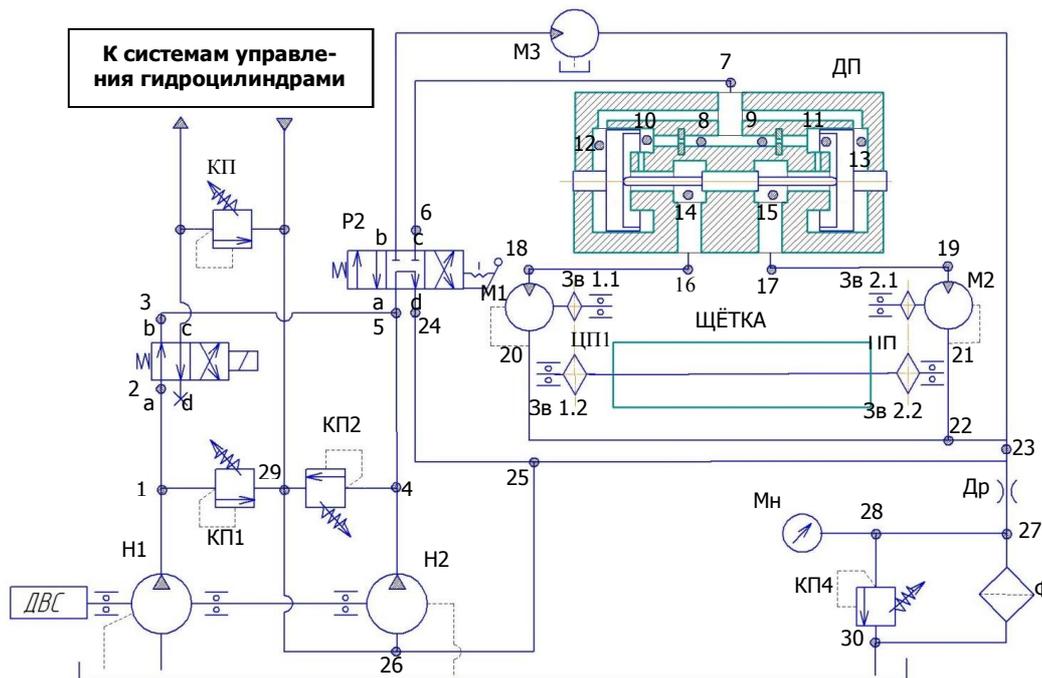


Рис. 1. Расчётная схема системы привода щётки уборочной машины

При этом вся система гидравлического привода щётки условно может быть разделена на три подсистемы:

- первая включает в себя источник питания и аппараты управления (от ДВС до точки 7 гидравлической системы);
- вторая объединяет силовой контур (гидромоторы, механическую передачу и непосредственно исполнительный орган — щётку);
- третья представляет собой незолотниковый дроссельный делитель потока с задатчиком плунжерного типа ДП.

На рисунке 2 изображена подсистема синхронизации привода щётки уборочной машины, представляющая собой дроссельный делитель потока незолотникового типа, работа которого осуществляется следующим образом. Если нагрузки в синхронизируемых ветвях одинаковы, то расходы рабочей жидкости через входные сопротивления (чувствительные элементы) 3 и 5 одинаковы, а следовательно, одинаковы и потери давления на них. Тогда давления в камерах управления 2 и 6 отличаются на одну и ту же величину от давлений в соответствующих им вспомогательных камерах 1 и 7. Так как диаметры плунжеров 14 и 9 одинаковы, то одинаковы и их эффективные площади, следовательно, и усилия от перепада давлений на них, передаваемые подвижному штоку переменного сечения 4, будут также одинаковыми. Но эти усилия направлены в противоположные стороны, а потому регулирующий элемент останется неподвижным, а потери давления на переменных гидравлических сопротивлениях типа плоский клапан 13 и 10 равными.

Если на одном из гидромоторов, например на гидромоторе МН2, подсоединённом к выходному отверстию 11, нагрузка станет больше, чем на гидромоторе МН1, подсоединённом к выходному отверстию 12, то расходы в этой ветви через входное сопротивление 5 уменьшатся. Соответственно, уменьшится и перепад давления на этом сопротивлении. В результате сила действия перепада давления на плунжер 9 станет меньше, чем на плунжер 14, что приведёт к перемещению штока переменного сечения 4 вместе с регулирующим элементом в сторону закрытия переменного гидравлического сопротивления 13. Его сопротивление увеличится, и расходы в ветвях, а следовательно, и скорости вращения валов гидромоторов выровняются.

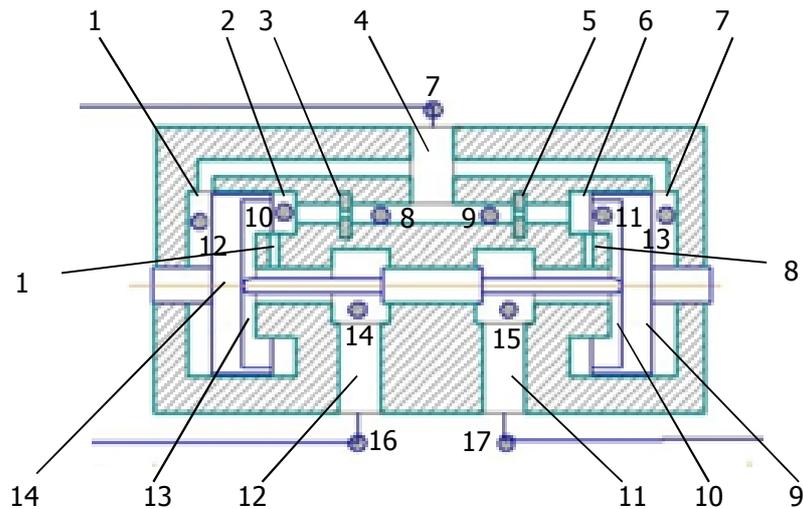


Рис. 2. Дроссельный делитель потока незолотникового типа, как подсистема синхронизации привода щётки уборочной машины

**Математическая модель системы привода.** Моделирование системы привода щётки будем осуществлять способом, предложенным в работе [5], согласно которому вся гидравлическая система привода разбивается узловыми точками на участки, для каждого из которых выполняется условие

$$\frac{dp_i}{dt} = C_{пр} (\sum Q_{вх} - \sum Q_{вых}),$$

где  $dp_i$  — приращение давления в  $i$ -й точке рассматриваемой гидравлической системы за время  $dt$ ;  $C_{пр}$  — коэффициент приведённой объёмной жёсткости соответствующего участка гидравлической системы;  $\sum Q_{вх}$  — сумма всех расходов рабочей жидкости поступающих в рассматриваемый объём системы за время  $dt$ ;  $\sum Q_{вых}$  — сумма всех расходов рабочей жидкости отводимых из рассматриваемого объёма системы за то же время.

Расходы рабочей жидкости через местные гидравлические сопротивления, входящие в уравнения приращения давлений, определяются с учётом свойств гидромагистралей и гидравлических аппаратов по формуле

$$Q = \mu_{сопр} \cdot F_{сопр} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{вх} - p_{вых}| \cdot \text{Sign}(p_{вх} - p_{вых})},$$

где  $\mu_{сопр}$  — коэффициент расхода соответствующего гидравлического сопротивления;  $F_{сопр}$  — площадь его живого сечения;  $p_{вх}$  и  $p_{вых}$  — соответственно давления рабочей жидкости на входе и выходе рассчитываемого гидравлического сопротивления;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

Коэффициенты расхода линейных гидравлических сопротивлений в предложенном уравнении определим по формуле

$$\mu_{сопр} = \mu_{тр.пр} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_{тр} \frac{l_{тр}}{d_{тр}}}},$$

где  $\mu_{тр.пр}$  — мгновенное значение коэффициента расхода участка трубопровода или канала круглого сечения;  $\lambda_{тр}$  — мгновенное значение коэффициента трения соответствующего участка

трубопровода или канала круглого сечения;  $l_{тр}$  и  $d_{тр}$  — соответственно длина и диаметр рассматриваемого участка трубопровода или канала круглого сечения.

Скорость движения регулирующего элемента делителя потока (штока 4 совместно с плунжерами 15 и 9) определим из уравнения его движения. Мгновенные значения расходов рабочей жидкости через гидравлические машины, входящие в уравнения расчёта приращения давлений, рассчитаем с учётом свойств гидравлической машины по формулам:

$$Q_{д.М1;д.М2} = \frac{1}{\eta_{о.М1,2}} \cdot W_{М1;М2} \cdot \omega_{Зв1.1;Зв2.1},$$

$$Q_{д.Н1;д.Н2} = \eta_{о.Н1;о.Н2} \cdot W_{Н1;Н2} \cdot \omega_{ДВС},$$

$$Q_{вс.Н2} = W_{Н2} \cdot \omega_{ДВС},$$

$$\eta_{о.ГМ} = 1 - (1 - \eta_{о.ГМ.ном}) \cdot \frac{p_{ГМ}}{p_{ном.ГМ}},$$

где  $Q_{д.М1}$ ,  $Q_{д.М2}$  — действительные расходы рабочей жидкости, проходящие через соответствующие гидромоторы;  $Q_{д.Н1}$ ,  $Q_{д.Н2}$  — действительные расходы рабочей жидкости, проходящие через гидронасосы Н1 и Н2;  $W_{М1;М2}$  и  $W_{Н1;Н2}$  — характерные объёмы соответствующих гидромоторов и гидронасосов;  $\eta_{о.М1}$ ,  $\eta_{о.М2}$  и  $\eta_{о.Н1}$ ,  $\eta_{о.Н2}$  — объёмные коэффициенты полезного действия соответствующих гидромоторов и гидронасосов;  $\eta_{о.ГМ}$  — текущее значение объёмного коэффициента полезного действия соответствующей гидромашин (насоса или мотора);  $\eta_{о.ГМ.ном}$  — номинальное значение объёмного коэффициента полезного действия соответствующей гидромашин (принимается равным объёмному коэффициенту полезного действия гидромашин при номинальном давлении);  $p_{ном.ГМ}$  — номинальное давлении соответствующей гидромашин;  $p_{ГМ}$  — текущее значение перепада давлении на соответствующей гидромашин;  $\omega_{Зв1.1}$ ,  $\omega_{Зв2.1}$  — угловые скорости вращения звёздочек непосредственно установленных на валы соответствующих гидромоторов, скорости вращения которых определяются по уравнениям:

$$\dot{\omega}_{М1} = \frac{1}{J_{прМ1}} (M_{М1} - M_{Зв1.1}),$$

$$\dot{\omega}_{М2} = \frac{1}{J_{прМ2}} (M_{М2} - M_{Зв2.1}),$$

$$M_{М1} = W_{М1} (p_{20} - p_{18}) \cdot \eta_{ММ1},$$

$$M_{М2} = W_{М2} (p_{21} - p_{19}) \cdot \eta_{ММ2},$$

$$\dot{\omega}_{Зв1.2} = \frac{1}{J_{прЗв.1.2}} \left( \eta_{ц1} \cdot \frac{1}{i_{ц.п}} M_{Зв1.1} - M_{щ1.2} \right),$$

$$\dot{\omega}_{Зв2.2} = \frac{1}{J_{прЗв.2.2}} \left( \eta_{ц2} \cdot \frac{1}{i_{ц.п}} M_{Зв2.1} - M_{щ2.2} \right),$$

$$M_{щ1} + M_{щ2} = M_{щ},$$

$$M_{щ} = M + \psi \cdot \omega_{щ},$$

где  $\omega_{М1}$ ,  $\omega_{М2}$  — угловые скорости вращения валов соответствующих гидромоторов;  $M_{М1}$  и  $M_{М2}$  — крутящие моменты, развиваемые соответствующими гидромоторами;  $M_{Зв1.1}$  и  $M_{Зв2.1}$  — моменты сопротивления вращению валов гидромоторов со стороны соответствующих звёздочек;  $J_{прМ1}$  и  $J_{прМ2}$  — моменты инерции подвижных частей, приведённые к валам соответствующих гидромоторов;  $J_{прЗв.1.2}$  и  $J_{прЗв.2.2}$  — моменты инерции подвижных частей, приведённые к валам соответствующих звёздочек;  $\eta_{ц1;ц2}$  и  $i_{ц.п}$  — коэффициенты полезного действия соответствующих

цепных передач и их передаточное число;  $M_{щ1.2}$  и  $M_{щ2.2}$  — моменты сопротивления вращению со стороны щётки, приведённые к валам звёздочек 1.2 и 2.2;  $M_{щ}$  — полный момент сопротивления вращению щётки со стороны очищаемой поверхности;  $M$  — постоянная составляющая момента сопротивления вращению щётки;  $\psi$  — коэффициент пропорциональности, определяется экспериментально [6];  $\omega_{зв1.2}$  и  $\omega_{зв2.2}$  — угловые скорости вращения звёздочек 1.2 и 2.2 непосредственно установленных на валу барабана щёточного устройства.

Соотношение между  $M_{щ1}$  и  $M_{щ2}$  зависит от состояния бетонного покрытия и снежно-ледяного покрова очищаемой поверхности.

Динамика работы подсистемы синхронизации — дроссельного делителя потока незолотникового типа с переменными гидравлическими сопротивлениями типа плоский клапан и задатчиком плунжерного типа может быть описана с использованием той же методики — по приращению давления рабочей жидкости в различных точках делителя потока по мере её продвижения по делителю потока. Определим указанные приращения давлений из предположения, что регулирующий элемент перемещается вправо — в сторону прикрытия переменного гидравлического сопротивления 13, что соответствует случаю увеличения нагрузки на гидромоторе М2, по уравнениям:

$$\begin{aligned} \dot{p}_7 &= C_{пр7} (Q_{6-7} - Q_{7-8} - Q_{7-9} - Q_{обв1} + Q_{обв2}), \\ \dot{p}_{8,9} &= C_{пр8,9} (Q_{7-8,7-9} - Q_{ч1,2}), \\ \dot{p}_{10,11} &= C_{пр10,11} (Q_{ч1,2} \pm Q_{пл1,2} + Q_{щ1,2} - Q_{пер1,2} - Q_{отв1,2}), \\ \dot{p}_{12,13} &= C_{пр12,13} (\pm Q_{обв1,2} \mp Q_{пл1,2}), \\ \dot{p}_{14,15} &= C_{пр14,15} (Q_{пер1,2} - Q_{вых.1,2} \pm Q_{отв1,2}), \\ \dot{p}_{16,17} &= C_{пр16,17} (Q_{вых.1,2} - Q_{16-18,17-19}), \\ \dot{p}_{18,19} &= C_{пр18,19} (Q_{16-18,17-19} - Q_{М1,М2}), \\ \dot{p}_{20,21} &= C_{пр20,21} (Q_{М1,М2} - Q_{20-22,21-22}), \end{aligned}$$

где  $p_7 \dots p_{21}$  — величины давления в соответствующих точках расчётной схемы;  $C_{пр7} \dots C_{пр21}$  — коэффициенты приведённой объёмной жёсткости соответствующих участков расчётной схемы;  $Q_{7-8}$ ,  $Q_{7-9}$ ,  $Q_{16-18}$ ,  $Q_{17-19}$ ,  $Q_{20-22}$  и  $Q_{21-22}$  — расходы рабочей жидкости на соответствующих участках гидравлической системы;  $Q_{обв1}$  и  $Q_{обв2}$  — расходы рабочей жидкости через обводные каналы соответствующих ветвей ДП, вызванные перемещением его регулирующего элемента;  $Q_{ч1}$  и  $Q_{ч2}$  — расходы рабочей жидкости через соответствующие чувствительные элементы, делителя потока;  $Q_{пл1}$  и  $Q_{пл2}$  — расходы рабочей жидкости, вызываемые перемещением плунжеров (14 и 9) соответствующих ветвей регулирующего элемента ДП;  $Q_{щ1}$  и  $Q_{щ2}$  — расходы рабочей жидкости через кольцевые щелевые зазоры между плунжером и корпусом соответствующей ветви делителя потока ДП;  $Q_{пер1}$  и  $Q_{пер2}$  — расходы рабочей жидкости через переменные сопротивления регулятора соответствующих ветвей ДП;  $Q_{вых1}$  и  $Q_{вых2}$  — расходы рабочей жидкости через выходные каналы соответствующих ветвей ДП;  $Q_{отв1}$  и  $Q_{отв2}$  — расходы рабочей жидкости через дожимные отверстия 15 и 8 соответствующих переменных гидравлических сопротивлений 13 и 10 делителя потока;  $Q_{М1}$  и  $Q_{М2}$  — полные расходы рабочей жидкости через гидравлические моторы М1 и М2;

Таким образом, предлагаемая модель системы синхронного гидромеханического привода щётки аэродромной уборочной машины позволяет производить расчёт системы привода щётки на установившихся и не установившихся режимах работы с учётом взаимного влияния различных элементов системы (источника энергии, силового гидравлического привода и механической си-

стемы) друг на друга и осуществить подбор и оптимизацию конструктивных параметров элементов системы.

**Заключение.** При проведении, как теоретических, так и экспериментальных исследований гидромеханической системы привода щётки, особое внимание следует уделить качеству работы подсистемы синхронизации — дроссельного делителя потока незолотникового типа с плунжерным задатчиком. Последнее требование связано с тем, что в рассматриваемом делителе потока, отсутствует герметичное разделение камер управления от соответствующих им вспомогательных камер, что может вызвать соответствующие негативные последствия. Предлагаемая в настоящей работе математическая модель позволяет выявить такие последствия и выработать пути борьбы с ними.

#### **Библиографический список**

1. Рыбак, А. Т. Изыскание рационального типа запорнорегулирующего элемента дроссельного делителя потока гидроприводов синхронных механизмов сельскохозяйственных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Т. Рыбак. — Ростов-на-Дону, 1989. — 23 с.
2. Динамическая модель гидромеханической системы аэродромной уборочной машины / В. П. Жаров [и др.] // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. — 2006. — № 2. — С. 68–73.
3. Рыбак, А. Т. Моделирование и оптимизация динамики аэродромной уборочной машины / А. И. Артюнин, В. П. Жаров, А. Т. Рыбак // Проблемы механики современных машин : материалы 3-й Междунар. конф. — Улан-Удэ, 2006. — Т. 3. — С. 130–136.
4. Система привода щётки аэродромной уборочной машины с дроссельной синхронизацией работы гидромоторов / А. Т. Рыбак [и др.] // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2011. — Т. 11, № 4 (55). — С. 505–512.
5. Совершенствование методики расчёта систем приводов технологического оборудования / А. Т. Рыбак [и др.] // Вестник машиностроения. — 2010. — № 10. — С. 39–46.
6. Корчагин, А. В. Динамика аэродромной уборочной машины : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Корчагин. — Ростов-на-Дону, 2007. — 18 с.

Материал поступил в редакцию 05.02.13.

#### **References**

1. Rybak, A. T. Izyskaniye ratsionalnogo tipa zapornoreguliruyushchego elementa drosselnogo delitelya potoka gidroprivodov sinkhronnykh mekhanizmov selskokhozyaystvennykh mashin : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. [Study on rational type of shut-off-and-regulating element for throttle hydraulic circuit divider of synchronous agricultural machinery : Candidate's tech. sci. diss., author's abstract.] Rostov-on-Don, 1989, 23 p. (in Russian).
2. Zharov, V. P., et al. Dinamicheskaya model gidromekhanicheskoy sistemy aerodromnoy uborochnoy mashiny. [Dynamic model of hydromechanical system for aerodrome sweeper.] Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Tekhn. nauki, 2006, no. 2, pp. 68–73 (in Russian).
3. Artyunin, A. I., Zharov, V. P., Rybak, A. T. Modelirovanie i optimizaciya dinamiki aerodromnoy uborochnoy mashiny. [Modeling and optimization of aerodrome sweeper dynamics.] Problemy mekhaniki sovremennykh mashin: materialy tretyey Mezhdunar. konf. [Modern machine mechanics problems: Proc. III Int. Conf.] Ulan-Ude, 2006, vol. 3, pp. 130–136 (in Russian).
4. Rybak, A. T., et al. Sistema privoda shchetki aerodromnoy uborochnoy mashiny s drosselnoy sinkhronizatsiyey raboty gidromotorov. [Brush drive system of aerodrome sweeper hydromotor throttle synchronization.] Vestnik of DSTU, 2011, vol. 11, no. 4 (55), pp. 505–512 (in Russian).

5. Rybak, A. T., et al. Sovershenstvovaniye metodiki rascheta sistem privodov tekhnologicheskogo oborudovaniya. [Development of calculation methods for processing equipment drive systems.] Vestnik mashinostroyeniya, 2010, no. 10, pp. 39–46 (in Russian).

6. Korchagin, A. V. Dinamika aerodromnoy uborochnoy mashiny : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. [Aerodrome sweeper dynamics : Cand. tech. sci. diss., author's abstract.] Rostov-on-Don, 2007, 18 p. (in Russian).

## **SYNCHRONOUS HYDROMECHANICAL DRIVE OF MOBILE ACTUATOR AND ITS MATHEMATICAL MODEL<sup>1</sup>**

**A. R. Temirkanov, A. T. Rybak**

(Don State Technical University)

*A synchronous hydromechanical system of the mobile actuator is considered as an example of the brush drive system of the airport sweeper. It is proposed to equip the synchronous hydraulic machine drive with a throttle flow divider of not spool-type including a plunger actuator to ensure the proper operation of the hydraulic drive system in the wide-range ambient temperatures under the low response to the process fluid quality. The flow divider construction diagram is offered, its functional principle, basic design, and operational characteristics are considered. The mathematical model of the actuator drive system with the use of the functions of determining flow rates and the given rigidity of the hydromechanical elements developed on the basis of the elastic-dissipative state model to simplify considerably the description and study of the hydromechanical system is obtained. The use of the proposed mathematical model creates conditions for calculating the optimum parameters of the actuator drive system already at the design stage.*

**Keywords:** airport sweeper, synchronous hydraulic system, throttle flow divider of not spool-type, mathematical model.

---

<sup>1</sup> The research is done within the frame of the independent R&D.