

УДК 532.54

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛИРУЕМОГО  
АКСИАЛЬНОГО ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА ДЛЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

**В. Л. Мулюкин, Д. Л. Карелин.**

**Набережночелнинский институт КФУ**

**423810, РТ, г. Набережные Челны, пр-т Мира, д.13, каб. 210**

**Аннотация:** Даётся математическая модель аксиального регулируемого делителя потока позволяющая рассчитывать параметры питающего насоса в многоконтурной гидростатической трансмиссии мобильных машин, а также на примере построены характеристики и определены величины, оказывающие влияние на распределение величин давления и расхода по всем контурам системы.

**Ключевые слова:** Регулируемый аксиальный делитель потока, угол регулирования, тягово-динамическая характеристика, перераспределение мощности потока, мобильный транспорт.

**Annotation:** Given a mathematical model of the axial adjustable flow divider, which allows to calculate the parameters of the feed pump in the multi-circuit hydrostatic transmission of mobile machines, as well as for the example of built characteristics and estimates that affect the distribution of values of pressure and flow on all the contours.

**Keywords:** Adjustable axial flow divider, an angle adjustment, traction-dynamic characteristics, redistribution of power flow mobile transport.

С ужесточением требований по экологичности и ростом цен на топливо, проблема повышения энергетической эффективности мобильных машин (ММ) становится все более актуальной.

На сегодняшний день одним из способов повышения эффективности является применение комбинированного силового агрегата с электродинамической, либо гидростатической трансмиссией. Для высоконагруженных ММ наиболее целесообразно использовать (по показателю КПД) гидростатический вид трансмиссии (на основе объёмного гидропривода) превосходящий электродинамический по показателю удельной мощности в 2,5-3 раза.

В составе гидростатической трансмиссии традиционно используются регулируемый гидронасос с одним или несколькими гидромоторами, а также направляющая и регулирующая аппаратура. Возможны варианты схем подключения гидромоторов к колёсам через суммирующую механическую передачу, а также вариант схемы подключения непосредственно к колёсам, в которой каждое колесо может управляться независимо посредством распределителей с пропорциональным электромагнитным управлением [1]. Возможен и вариант с использованием регулируемого аксиального делителя потока, работающего по принципу аксиально-поршневых гидромашин, который в совокупности с системой управления, позволяет значительно улучшить мобильность и управляемость транспортного средства, и значительно повысить КПД всей энергоустановки в целом.

Применение нерегулируемого объёмного делителя потока в системах охлаждения ММ рассмотрено в работе [2]. Моделированию процессов в предлагаемом регулируемом аксиальном делителе потока посвящена настоящая статья.

Для расчёта потребного давления насоса, при известном падении давления в каждой магистрали, соединённой с соответствующей рабочей секцией (прямая задача), и расчёта величины давления в каждой рабочей секции, при известном давлении насоса (обратная задача), воспользуемся балансом гидравлической мощности на входе и выходах регулируемого аксиального делителя потока (см. рис. 1) [2]:

$$Q_n \cdot P_n = \sum_{i=1}^k (Q_i \cdot \Delta P_i), \quad (1)$$

где  $Q_n$  – расход насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $P_n$  – давление нагнетания насоса, Па;  $Q_i$  – расход проходящий через  $i$ -ю секцию,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\Delta P_i$  – величина падения давления в магистрали  $i$ -й секции, Па;  $k$  – количество рабочих секций делителя.

С учётом того, что среднее значение расхода через аксиально-поршневую гидромашину, согласно [3], определяется как  $Q_{cp} = D \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \cdot (\pi/4 \cdot d^2) \cdot n \cdot z$ , а подача насоса полностью распределяется по секциям делителя потока, баланс мощности, например, для 4-х секционного делителя потока можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} & D \cdot (\pi/4 \cdot d^2) \cdot n \cdot z \cdot [\operatorname{tg}(\gamma_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2) + \operatorname{tg}(\gamma_3) + \operatorname{tg}(\gamma_4)] \cdot P_n = \\ & = D \cdot (\pi/4 \cdot d^2) \cdot n \cdot z \cdot (\Delta P_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1) + \Delta P_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_2) + \Delta P_3 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_3) + \Delta P_4 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_4)), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр расположения осей плунжеров в блоке цилиндров, м;  $d$  – диаметр плунжера, м;  $n$  – частота вращения вала делителя, об/с;  $z$  – количество плунжеров в блоке цилиндров;  $\gamma_1 \dots \gamma_4$  – углы наклона шайб секций (см. рис. 1).

После математических преобразований окончательно получаем:

$$P_n = \frac{\sum_{i=1}^k (\Delta P_i \cdot \operatorname{tg}(\gamma_i))}{\sum_{i=1}^k (\operatorname{tg}(\gamma_i))}. \quad (3)$$

Полученное выражение (3) позволяет решать «прямую» задачу, то есть определять потребное давление насоса, при различном падении давления в каждой магистрали независимо от количества рабочих секций аксиального делителя

Для решения «обратной» задачи, то есть определения давление в любой из магистралей при известном давлении насоса, выразим из уравнения (3) например,  $\Delta P_1$ :

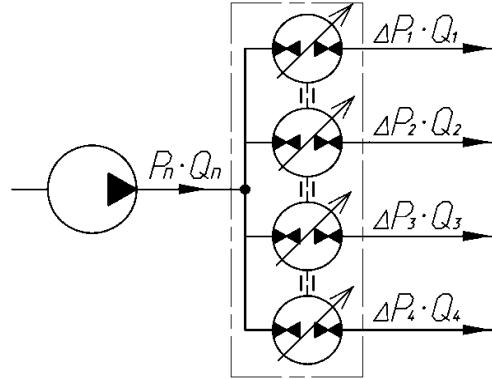


Рисунок 1 – Схема к составлению баланса гидравлической мощности.

$$\Delta P_1 = P_n \cdot \frac{\operatorname{tg}(\gamma_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2) + \operatorname{tg}(\gamma_3) + \operatorname{tg}(\gamma_4)}{\operatorname{tg}(\gamma_1)} - \frac{\Delta P_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_2) + \Delta P_3 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_3) + \Delta P_4 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_4)}{\operatorname{tg}(\gamma_1)}. \quad (4)$$

На основании (4) получаем обобщённое уравнение падения давления для любой  $i$ -ой секции:

$$\Delta P_i = \left( P_n \cdot \sum_{j=1}^k (\operatorname{tg}(\gamma_j)) - \sum_{j=1}^k (\Delta P_j \cdot \operatorname{tg}(\gamma_j))_{\text{при } j \neq i} \right) / \operatorname{tg}(\gamma_i). \quad (5)$$

Валы секций делителя потока жестко соединены между собой, поэтому частота их вращения одинакова и проходящие через секции расходы можно определить по следующей зависимости:

$$Q_i = Q_n \cdot \operatorname{tg}(\gamma_i) / \sum_{j=1}^k \operatorname{tg}(\gamma_j). \quad (7)$$

Для численного моделирования процесса распределения расходов  $Q_i$  и величин падения давления  $\Delta P_i$  в секциях объёмного делителя потока при различных углах регулирования, воспользуемся программным комплексом «MathCad v.15». При этом, для наглядности и удобства анализа результатов зададимся следующими условиями:

- все секции делителя имеют одинаковые диаметры плунжеров  $d_i = 10$  мм, одинаковые диаметры расположения осей плунжеров в блоке цилиндров  $D_i = 80$  мм, одинаковые наибольшие углы регулирования  $\gamma_m = 30^\circ$ ;
- величины падения давления  $\Delta P_i$  в выходных магистралях секций (см. рис. 1) зависят от падения давления в силовых гидродвигателях мотор-колес, в силу того, что в гидростатических приводах потери давления в трубопроводах, обычно, намного меньше падения давления в гидродвигателе, принимаем:  $\Delta P_1 = 30$  МПа,  $\Delta P_2 = \Delta P_3 = \Delta P_4 = 5$  МПа;
- подача насоса  $Q_n = 0,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ , объёмный КПД гидромашин не учитываем.

Результаты моделирования представлены в виде зависимости давления насоса, расходов через секции и возможного падения давления для любой секции делителя от углов регулировки (см. рис. 2, 3 и 4), полученных по уравнениям (3), (5) и (7) соответственно.

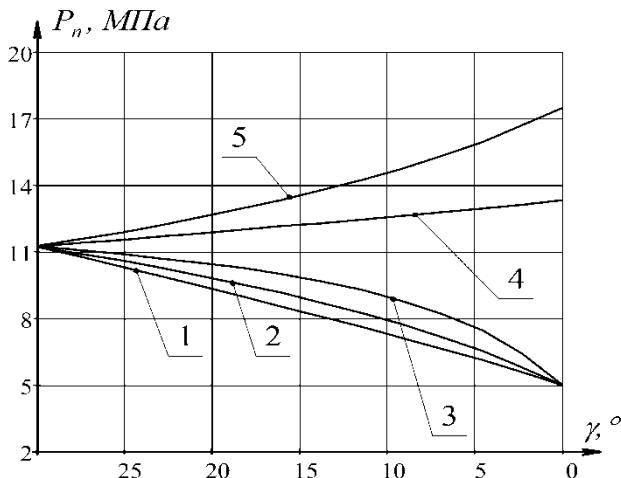


Рисунок 2 – Зависимости давления  $P_n$  насоса от углов  $\gamma$  регулировки в секциях.  
1- регулировка  $\gamma_1$ ; 2- регулировка  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ ;  
3- регулировка  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  и  $\gamma_3$ ; 4- регулировка  $\gamma_2$ ;  
5- регулировка  $\gamma_2$  и  $\gamma_3$ ;

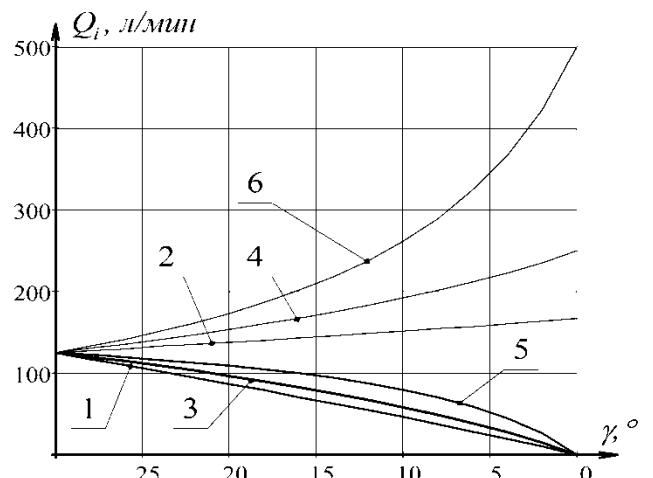


Рисунок 3 – Зависимости расходов  $Q_i$  через секции от углов  $\gamma$  регулировки.  
1-  $Q_1=f(\gamma_1)$ ; 2-  $Q_4=f(\gamma_1)$ ; 3-  $Q_1=f(\gamma_1, \gamma_2)$ ;  
4-  $Q_4=f(\gamma_1, \gamma_2)$ ; 5-  $Q_1=f(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3)$ ;  
6-  $Q_4=f(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3)$ ;

Результаты показывают (см. рис. 2), что давление  $P_n$  в системе гидротрансмиссии меньше, чем давление в нагруженном контуре  $\Delta P_1$ , кроме случая, когда в трёх малонагруженных секциях 2, 3 и 4 углы наклона шайб равны 0 (на рисунке не показано). Причём, при уменьшении угла  $\gamma_1$  в высокоагруженной секции, давление насоса уменьшается вплоть до нагрузки остальных секций (кривые 1, 2 и 3), а при уменьшении угла в малонагруженных секциях, давление насоса увеличивается (кривые 4 и 5).

Изменение регулировки секций делителя потока подаче насоса  $Q_n=const$  вызывает перераспределения расходов через секции (см. рис. 3), то есть, при уменьшении угла расход через регулируемую секцию уменьшается (кривые 1, 3 и 5), а через нерегулируемую секцию – увеличивается (кривые 2, 4 и 6) пропорционально количеству нерегулируемых секций и углам наклона шайб.

При постоянном давлении насоса (см. рис. 4, прямая 7) уменьшение угла регулирования секции приводит к увеличению величины давления в контуре после делителя потока регулируемой секции (кривые 1 и 5) и к уменьшению величины давления в контуре после делителя потока нерегулируемой секции (кривые 2, 3 и 6). Кривая 4 показывает, что при уменьшении угла регулирования в высокоагруженной секции приводит к незначительному увеличению давления в малонагруженных контурах нерегулируемых секций.

**Таким образом,** применение в гидростатической трансмиссии ММ регулируемого аксиального делителя потока, дает возможность перераспределять мощность потока рабочей жидкости. Это позволит расширить диапазон регулирования тягово-динамической характеристики ММ, что значительно улучшит мобильность и управляемость транспортного средства без повышения мощности энергоустановки в целом.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев М. А., Семёнов С. Е. Оценка энергетической эффективности гидропривода колёс мобильной машины при различных способах регулирования //Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. Журн. 201. №12. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/279781.html> (дата обращения 28.09.2015).
2. Карелин Д.Л., Гуреев В.М., Мулюкин В.Л. Многоконтурные системы охлаждения на основе объёмного делителя потока // Автомобильная промышленность. 2014. № 5. С. 13-15.
3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

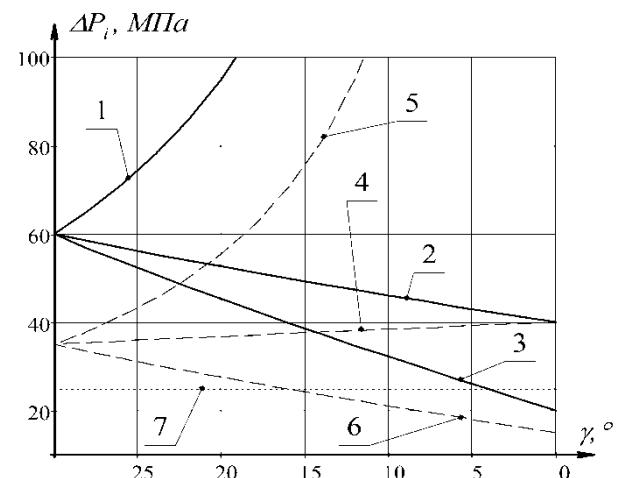


Рисунок 4 – Зависимости падения давления  $\Delta P_i$  в контурах от углов  $\gamma$  регулировки в секциях делителя.

1-  $\Delta P_1=f(\gamma_1)$ ; 2-  $\Delta P_1=f(\gamma_2)$ ; 3-  $\Delta P_1=f(\gamma_2, \gamma_3)$ ;  
4-  $\Delta P_2=f(\gamma_1)$ ; 5-  $\Delta P_2=f(\gamma_2)$ ; 6-  $\Delta P_2=f(\gamma_3)$