

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА С ПЛОСКИМ МЕМБРАННЫМ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ

Джылкычиев А.И.<sup>1</sup>, Бекбоев А.Р.<sup>2</sup>, Джылкычиев М.К.<sup>3</sup>

Email: Dzhylykchiev1160@scientifictext.ru

<sup>1</sup>Джылкычиев Аскарбек Исаевич - доктор технических наук, профессор,  
кафедра архитектуры промышленных и гражданских зданий,  
Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б.Н. Ельцина;

<sup>2</sup>Бекбоев Алтымыш Рысалиевич - кандидат технических наук, доцент,  
кафедра организации перевозок и безопасности движения,  
Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова;

<sup>3</sup>Джылкычиев Мирлан Кубанычбекович - старший преподаватель,  
кафедра механики,

Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова,  
г. Бишкек, Кыргызская Республика

**Аннотация:** в данной статье рассматривается система управления исполнительными гидроцилиндрами с использованием преобразователя скорости перемещения штоков гидроцилиндров, которая предназначена для увеличения производительности гидрофицированных машин и оборудования циклического действия при постоянном расходе жидкости источника гидравлического питания. Представлена принципиальная гидравлическая схема системы управления гидроцилиндром при помощи преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра. В качестве преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра рассмотрен плоский мембранный запорно-регулирующий элемент. Разработаны расчетные схемы и согласно расчетной схеме разработана математическая модель, при которой были приняты некоторые, общепринятые для гидравлического привода, допущения, которые не вносят существенных изменений.

Разработанная математическая модель системы управления исполнительным гидроцилиндром при помощи преобразователя скорости перемещения штока позволяет численно исследовать влияние гидравлических и конструктивных параметров преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, на его статические и динамические параметры, а также оценить степень повышения эффективности использования мощности гидравлического привода, оснащенного данным гидравлическим аппаратом.

**Ключевые слова:** гидропривод, гидроцилиндр, шток, преобразователь, плоская мембрана, мощность, гидравлический аппарат.

## MATHEMATICAL MODELING OF MOVING HYDRAULIC-CYLINDER ROD REDUCTOR WITH THE FLAT MEMBRANE SHUT-OFF-AND-REGULATING ELEMENT

Dzhylykchiev A.I.<sup>1</sup>, Bekboev A.R.<sup>2</sup>, Dzhylykchiev M.K.<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Dzhylykchiev Askarbek Isaevich - Doctor of Technical Sciences, Professor,  
DEPARTMENT OF ARCHITECTURE OF INDUSTRIAL AND CIVIL BUILDINGS,  
KYRGYZ RUSSIAN SLAVIC UNIVERSITY NAMED AFTER B.N. YELTSIN;

<sup>2</sup>Bekboev Altymysh Rysalievich - Candidate of Technical, Associate Professor,  
DEPARTMENT OF ORGANIZATION OF TRANSPORTATION AND TRAFFIC SAFETY,  
KYRGYZ STATE OF TECHNICAL UNIVERSITY NAMED AFTER I. RAZZAKOV;

<sup>3</sup>Dzhylykchiev Mirlan Kubanychbekovich - Senior Lecturer,  
DEPARTMENT OF MECHANICS,

KYRGYZ STATE UNIVERSITY OF CONSTRUCTION, TRANSPORT AND ARCHITECTURE NAMED AFTER N. ISANOV,  
BISHKEK, REPUBLIC OF KYRGYZSTAN

**Abstract:** this article discusses the control system for actuating hydraulic cylinders using a transducer of the speed of movement of hydraulic cylinder rods, which is designed to increase the performance of hydraulic machines and equipment cyclical action at a constant flow rate of the fluid source of hydraulic power.

A basic hydraulic diagram of a hydraulic cylinder control system using a speed converter for moving the hydraulic cylinder rod is presented. As a transducer of the speed of movement of the hydraulic cylinder rod, a flat membrane stop-regulating element is considered. Design schemes have been developed and mathematical modeling has been developed in accordance with the design scheme, and some assumptions that are generally accepted for a hydraulic drive have been adopted, which do not introduce significant changes.

*The developed mathematical model of the executive cylinder control system with reductor of the moving rod allows numerically investigate the influence of hydraulic and structural parameters of the velocity transducer displacement cylinder rod in its static and dynamic parameters, as well as to evaluate the degree of efficiency increase of a hydraulic drive power use equipped with the hydraulic valve.*

**Keywords:** *hydraulic drive, hydraulic-cylinder, stock, transformation, flat membrane, power, hydraulic apparatus.*

УДК 621.226

Благодаря неоспоримым преимуществам гидравлический привод получил широкое применение в системах управления на многих машинах и оборудовании. Большинство машин и оборудования с гидравлическим приводом относятся к машинам и оборудованию циклического действия. При этом одной из особенностей таких машин и оборудования циклического действия является то, что в течение одного рабочего цикла привод на полной мощности работает лишь 10–15% времени от общей продолжительности цикла. Это означает, что в течение оставшихся 85 - 90% времени продолжительности цикла, средняя потребляемая мощность не превышает 50–60% от установочной мощности привода. В результате этого эффективность использования мощности привода таких машин и оборудования очень низкая.

Преобразователь скорости перемещения штока гидроцилиндра, как и все другие гидравлические аппараты, представляет собой достаточно сложную динамическую систему и обоснование параметров и их оптимизация возможны при рассмотрении в комплексе с гидравлическим приводом и исполнительным механизмом.

Для решения задач анализа и синтеза преобразователя с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами, с целью выбора оптимальных значений ее параметров на стадии проектирования, необходимо располагать описанием поведения плоского мембранного запорно-регулирующего элемента в зависимости от суммы действующих на него сил. При составлении математической модели процесса работы преобразователя с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами невозможно добиться абсолютного подобия физическому оригиналу из-за сложности процессов и невозможности учета всех факторов. Поэтому процесс математического моделирования упрощен, рассматриваемую динамическую систему условно разделив на более простые подсистемы в соответствии с их функциональным назначением.

Главным элементом, определяющим динамические характеристики преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, является плоский мембранный запорно-регулирующий элемент. В рассматриваемом случае мембранный запорно-регулирующий элемент является плоским и практическое отсутствие релаксации напряжений в материале мембраны, которое установлено в процессе экспериментальных и ресурсных исследований мембранных гидроаппаратов предопределило замену упруго-вязких связей реальной мембраны конечным множеством упруго-вязких связей [1, 2, 3].

Достоверность математического описания плоского мембранного запорно-регулирующего элемента в основном зависит от количества упругих связей, на которое разбита мембрана, требуемой точности моделирования, а также определяется функциональным назначением преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Вероятно, что требуемая правильность математического описания плоской мембраны преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра работающего в дискретном режиме, с учетом малости влияния динамических характеристик мембраны по сравнению с влиянием объема жидкости в управляющих гидравлических линиях, может быть ниже, чем требуемая точность математического описания мембран дросселирующего гидроаппарата. Поэтому при математическом моделировании мембранных запорно-регулирующих элементов точность описания может быть уменьшена до сопоставимого уровня для одновременного снижения сложности математического описания и уменьшения времени расчета при решении этих задач.

При математическом моделировании приняты некоторые допущения, которые не вносят существенных изменений и заключаются в следующем:

- изменение давления жидкости по длине трубопроводов пренебрежительно малы по сравнению с потерями давления в местных сопротивлениях;
- волновые процессы в трубопроводах не учитываются;
- коэффициент вязкости и модуль упругости жидкости – величины постоянные, нерастворенный воздух в жидкости отсутствует;
- внутренние утечки жидкости в гидроцилиндре и в преобразователе скорости перемещения штока гидроцилиндра отсутствуют;
- масса мембраны, шарика логического клапана «ИЛИ» и клапана распределителя управляющего каскада не рассматривается;
- изменение внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра задано в виде функции;

- температура рабочей жидкости постоянна.

В соответствии с принятыми допущениями расчетная схема преобразователя скорости штока гидроцилиндра представлена на рис. 1. Согласно представленной расчетной схеме, внешняя нагрузка на штоке приложена в виде изменяющейся функции  $F$  и массы  $m$ .

Уравнение динамического равновесия сосредоточенной массы  $m$  можно записать в следующем виде:

$$m \ddot{x} + k \dot{x} + f \operatorname{sign} \dot{x} + \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} p_{\text{цп}} + \frac{\pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} p_{\text{цш}} = 0, \quad (1)$$

где  $m$  - приведенная к штоку гидроцилиндра масса;  $\ddot{x}$ ,  $\dot{x}$ ,  $x$  - соответственно ускорение, скорость и перемещение сосредоточенной массы  $m$ ;  $k$  - коэффициент вязкого сопротивления при перемещении штока гидроцилиндра;  $F$  - внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра;  $d_{\text{п}}$  - диаметр поршня гидроцилиндра;  $d_{\text{ш}}$  - диаметр штока гидроцилиндра;  $p_{\text{цп}}$  - давление жидкости в поршневой полости гидроцилиндра;  $p_{\text{цш}}$  - давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра.

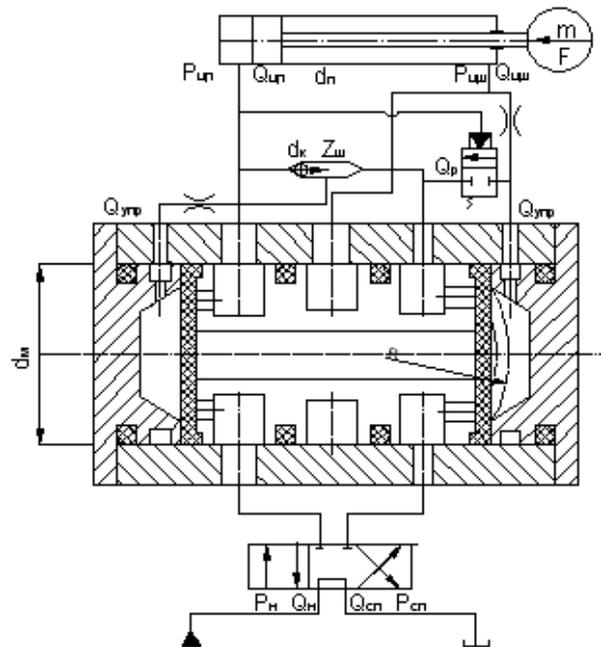


Рис. 1. Расчетная схема преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами

Для исследования и оптимизации параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра может быть задано в виде линейной функции следующим образом,

$$F = cx, \quad (2)$$

где  $c$  - коэффициент, учитывающий изменение внешнего сопротивления по мере выдвигания штока гидроцилиндра;  $x$  - перемещение штока гидроцилиндра.

Движущая сила на штоке гидроцилиндра определяется значением давлений в поршневой и штоковой полостях, которые, в свою очередь, определяются решением следующих уравнений

$$p_{\text{цп}} = \frac{(4Q_{\text{цп}} - \pi d_{\text{п}}^2 \dot{x}) E_{\text{ж}}}{4V_{\text{тр}} + \pi d_{\text{п}}^2 x}, \quad (3)$$

$$p_{\text{цш}} = \frac{(4Q_{\text{цш}} - \pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \dot{x}) E_{\text{ж}}}{4V_{\text{тр}} + \pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2) x}, \quad (4)$$

где  $Q_{ц}$  – расход жидкости поступающей в поршневую полость гидроцилиндра;  $E_{жс}$  – объемный модуль упругости жидкости;  $V_{тпр}$  – объем рабочей жидкости в трубопроводе от гидравлического распределителя до гидроцилиндра и в полостях преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, определяется следующей зависимостью

$$Q_{цп} = Q_{н} - Q_{кл} - Q_{упр} - Q_{мзэ}, \quad (5)$$

где  $Q_{н}$  – фактический расход жидкости гидронасоса;  $Q_{кл}$  – расход жидкости, затрачиваемый на переключение логического клапана;  $Q_{упр}$  – расход жидкости, затрачиваемый на включение распределителя управляющего каскада;  $Q_{мзэ}$  – расход жидкости перетекающий через мембранный запорно-регулирующий элемент.

Расход жидкости гидронасоса определяется рабочим объемом насоса и частотой вращения его вала:

$$Q_{цп} = qn \frac{p_m}{p_n} \eta, \quad (6)$$

где  $q$  – рабочий объем гидронасоса;  $n$  – частота вращения вала гидронасоса;  $p_m$  – текущее значение давление жидкости в гидросистеме;  $p_n$  – номинальное давление жидкости в гидросистеме;  $\eta$  – к.п.д. гидронасоса.

Расходами жидкости, затрачиваемыми на переключение логического клапана «ИЛИ» и распределителя управляющего каскада можно не учитывать, так как их значение на несколько порядков меньше значения расхода гидронасоса.

Расход жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент определяется зависимостью

$$Q_{мзэ} = S \mu \sqrt{2(p_{ш} - p_n) / \rho}, \quad (7)$$

где  $S$  – площадь сечения канала, образованного при открытии плоской мембраны;  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости;  $p_{ш}$  – давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Площадь сечения канала, образованного при открытии мембраны можно определить решением уравнения движения относительно деформации его центра и геометрическими параметрами мембраны по следующей формуле

$$S = \left[ \frac{z_1 - (R - R \cos \alpha)}{\cos \alpha} \right] \pi (0,5 d_1 + R \sin \alpha), \quad (8)$$

где  $z_1$  – перемещение центра мембраны при его деформации;  $R$  – радиус кривизны мембраны при его деформации;  $\alpha$  – угол между образующими сектора при деформации мембраны;  $d_1$  – диаметр осевого отверстия на втулке основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Перемещение центра мембраны при его деформации можно определить решением уравнения равновесия мембраны под действием давлений жидкости и собственной жесткости мембраны следующим образом

$$z_1 = \frac{\pi d_m^2 (p_{цш} + p_{цн} - 2 p_{упр})}{55,42 C_m}, \quad (9)$$

где  $d_m$  – диаметр мембраны;  $p_{цш}$  – давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра;  $C_m$  – собственная жесткость мембраны.

Угол между образующими сектора при деформации мембраны определяется величиной перемещения центра мембраны и радиусом кривизны

$$\alpha = \arctg \frac{0,5 d_1}{(R - r)} \quad (10)$$

Зависимость для определения радиуса кривизны при деформации мембраны можно записать в следующем виде

$$R = \frac{d_m^2 + 4 z_1}{8 z_1} \quad (11)$$

Расход жидкости, поступающей в управляющую полость мембраны, определяется следующей зависимостью:

$$Q_{упр} = f_1 \mu \sqrt{2 |p_{цн} - p_{упр}| / \rho} \operatorname{sign}(p_{цн} - p_{упр}), \quad (12)$$

где  $f_l$  – площадь сечения постоянного дросселя, установленного на гидролинии соединяющий логический клапан «ИЛИ» с управляющей полостью мембраны;  $p_{yup}$  – давление жидкости в управляющей полости мембраны.

Давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра определяется разностью расходов жидкости вытесняемой из штоковой полости и расходом жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент и его текущее значение может быть определено решением следующего уравнения

$$p_{цш} = \frac{\left[ \pi (d_n^2 - d_{ш}^2) x - 4Q_z \right] E_{ж}}{\pi (d_n^2 - d_{ш}^2) x + V_1}, \quad (13)$$

где  $V_1$  – объем жидкости в трубопроводах, соединяющих гидрораспределитель с штоковой полостью гидроцилиндра.

Давление жидкости в управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента определяется решением следующего уравнения

$$p_{yup} = \frac{(Q_{др} - Q_p) E_{ж}}{V_{yup}}, \quad (14)$$

где  $V_{yup}$  – объем управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра;  $Q_{др}$  – расход жидкости через постоянный дроссель, установленный на гидролинии соединяющий штоковую полость гидроцилиндра с управляющей полостью;  $Q_p$  – расход жидкости через гидрораспределитель управляющего каскада.

Расход жидкости через постоянный дроссель определяется площадью сечения дросселя и перепадом давления на нем

$$Q_{др} = \frac{\pi d_{др}^2}{4} \mu \sqrt{2|p_{цш} - p_{yup}| / \rho} \operatorname{sign}(p_{цш} - p_{yup}), \quad (15)$$

где  $d_{др}$  – диаметр сечения постоянного дросселя.

Расход жидкости через запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя управляющего каскада зависит от положения клапанного запорно-регулирующего элемента и значения перепада давления на нем

$$Q_p = \frac{\pi d_k^2}{4} z_k \mu \sqrt{2(p_{yup} - p_{cl}) / \rho}, \quad (16)$$

где  $d_k$  – диаметр подводящего канала гидрораспределителя управляющего каскада;  $p_{cl}$  – давление жидкости в сливной магистрали.

Уравнение, описывающее перемещение запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя управляющего каскада можно выразить из уравнения динамического равновесия клапанного запорно-регулирующего элемента

$$z_3 = \frac{\pi d_b^2 (p_{цн} - p_{cl}) - 4c\delta}{4c}, \quad (17)$$

где  $d_b$  – диаметр втулки управляющего каскада;  $c$  – жесткость пружины гидрораспределителя управляющего каскада;  $\delta$  – предварительное натяжение пружины.

При изменении позиции гидрораспределителя и подачи жидкости в штоковую полость гидроцилиндр работает в обычном режиме.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет численно исследовать влияние гидравлических и конструктивных параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра на его статические и динамические параметры.

#### **Список литературы / References**

1. Джылкычиев А.И., Понамарева О.М. Экспериментальные исследования прочностных характеристик плоского мембранного запорно-регулирующего элемента. «Повышение эффективности транспортных, строительного-дорожных машин и оборудования в условиях высокогорья» // Сб. науч. тр. КГУСТА. Бишкек, 1999. С. 18–20.
2. Кириков Р.П. Исследование и разработка гидрораспределителей с упругими оболочками для гидроприводов дорожных и строительных машин: Дисс. ... канд. техн. наук. Омск, 1977. 197 с.
3. Бекбоев А.Р., Жылкычиев М.К. Математическое моделирование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранным запорно-регулирующим

элементом. // Universum: Технические науки: электрон. науч. журн., 2016. № 5 (26). [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2403/> (дата обращения: 20.08.2019).