

УДК (UDC) 62-311

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ПЛУНЖЕРА
ЗОЛОТНИКА С МОДЕРНИЗИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ

STUDY OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A SPOOL WITH A MODERNIZED DRIVE

Свойкин А.О., Крауиньш П. Я.
Svoykin A.O., Krauinsh P.Ya.Национальный исследовательский Томский Политехнический университет (г. Томск, Россия)
National Research Tomsk Polytechnic University (Tomsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматривается динамическое поведение плунжера золотника с модернизированным приводом. Модернизация привода состоит в замене электромагнита на шаговый двигатель с преобразованием вращательного движения, - с помощью винтовой пары, - в прямолинейное. Контакт между торцами винта и плунжера обеспечивается пружиной. Величина предварительного поджатия плунжера к торцу винта назначается исходя из гарантированной работы без потери контакта, благодаря чему плунжер практически не реагирует на возмущения и лишен колебательной составляющей при переходном процессе. В математическую модель включено влияние жидкостного трения и гидродинамической силы, возникающей при потере давления на распределителе 4 МПа. Исследование динамики плунжера заключается в ускоренном отводе винта, - который находится в силовом контакте с торцом золотника, - и определения предельных значений ускорения как функции силы предварительного поджатия.

Ключевые слова: пропорциональный клапан, гидравлический распределитель, гидродинамическая сила, золотниковая пара, динамика золотника.

Дата принятия к публикации: 15.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Свойкин Андрей Олегович – аспирант, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: svojkinao@ya.ru

Крауиньш Петр Янович – доктор технических наук, профессор, отделение машиностроения инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: petrkrau@tpu.ru

Abstract. This article discusses the dynamic behavior of a spool plunger with a modernized drive. Modernization of the drive consists in replacing the electromagnet with a stepper motor with the transformation of rotational motion, - with the help of a screw pair, - into a rectilinear one. The contact between the ends of the screw and the plunger is provided by a spring. The value of the preliminary compression of the plunger to the end of the screw is assigned on the basis of guaranteed operation without loss of contact, due to which the plunger practically does not respond to disturbances and is devoid of an oscillatory component during the transient process. The mathematical model includes the influence of fluid friction and hydrodynamic force arising from pressure loss on the distributor 4 MPa. The study of the dynamics of the plunger consists in the accelerated retraction of the screw - which is in force contact with the end face of the spool - and the determination of the limit values of acceleration as a function of the preload force.

Keywords: proportional valve, hydraulic distributor, hydrodynamic force, spool pair, spool dynamics.

Date of acceptance for publication: 15.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Authors' information:

Andrey O. Svojkinao - postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: svojkinao@ya.ru

Petr Ya. Krauinsh - Doctor of Technical Sciences, Professor, Mechanical Engineering School of New Production Technologies, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: petrkrau@tpu.ru

1. Введение

Широко известны пропорциональные гидравлические распределители с управле-

нием от пропорционального электромагнита. Несмотря на более высокую стоимость, в сравнении с дискретными, пропорциональные распределители демонстрируют тенден-

цию к расширению применимости [1]. Положение золотника в таких распределителях зависит от баланса сил, действующих на него со стороны потока жидкости $F_{гд}$, со стороны толкателя $F_{упр}$, центрирующих пружин F_c и от динамики самого золотника: $F_{ин}$ и F_α (Рис. 1) [2]. Гидродинамическая сила $F_{гд}(Q)$ является функцией расхода, т.е. перепада давления на кромках золотника; перепад, в свою очередь, зависит от нагрузки, т.е. в общем случае является случайной функцией. Таким образом, баланс сил зависит от случайной функции $F_{гд}(Q)$, что не дает возможности однозначного задания положения золотника как функции управляющего сигнала $x(I)$, где I – сила тока, подводимого к электромагниту.

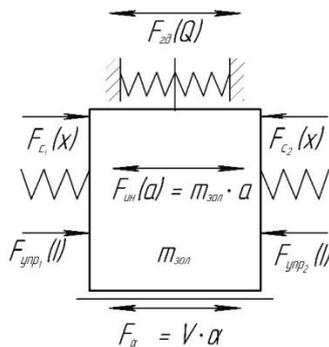


Рис. 1. Расчетная силовая схема золотника распределителя

Отклонение фактической величины нагрузки от ее математического ожидания является возмущением. Для уменьшения влияния возмущающих сил на положение золотника стремятся установить максимально жесткие пружины, что приводит к увеличению требуемой мощности электромагнита и увеличению колебательности распределителя как динамического звена. Из вышесказанного вытекает ограничение применения однокаскадных гидравлических распределителей с электромагнитным управлением (Рис. 2. Условная схема распределителя с электромагнитным управление условным проходом $D_N = 10$ мм [3]).

В случае большего условного прохода, для управления положением золотника применяется гидравлическое управление (Рис. 3), что требует наличия пилотного каскада.

В обоих случаях управление распределителем характеризуется невысокой точностью, что требует введения датчиков положения, но

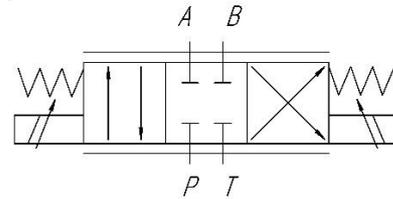


Рис. 2. Условная схема распределителя с электромагнитным управлением

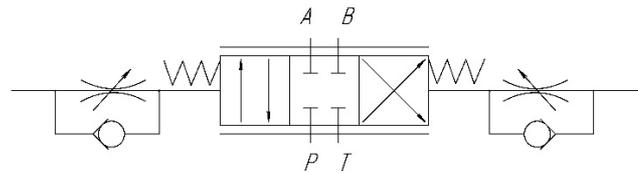


Рис. 3. Условная схема распределителя с гидравлическим управлением

так как, с точки зрения теории автоматического управления, гидравлический распределитель представляет собой колебательное звено [4], то всегда имеет место перерегулирование и переходный колебательный процесс. Из вышесказанного следует, что для повышения точности управления нужно исключить силовую зависимость положения золотника, т.е., иными словами, перейти от силового управления к координатному.

В работе [5] авторы спроектировали и проанализировали зубчато-реечный привод с двигателем BLDC (Рис. 4). В качестве выявленных преимуществ были подмечены такие, как: увеличение точности (разрешение до 7 мкм), отсутствие перерегулирования, скорость золотника до 80 мм/с, гибкость при задании законов движения, возможность коррекции характеристик распределителя без изменения формы золотника.

Была предпринята попытка перехода от силового управления к координатному путем изменения конструкции привода движения плунжера и исследована динамика распределителя. По итогам исследования были получены положительные результаты.

Целью данной статьи является построение математической модели гидрораспределителя и исследование динамического поведения плунжера золотника с модернизированным приводом.

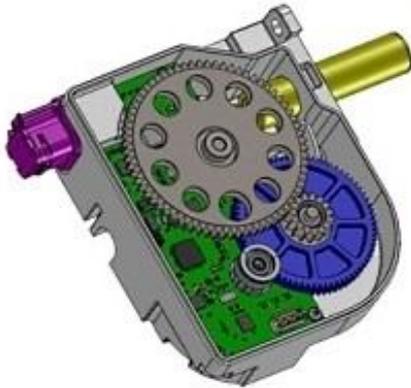


Рис. 4. Зубчато-реечный привод гидравлического распределителя фирмы «Sonceboz», Швейцария

2. Математическая модель

В работе рассматривается конструкция гидравлического распределителя, в которой золотник приводится в движение посредством винта, выполняющего роль толкателя. На Рис. 5 изображена условная схема распределителя, который состоит из двигателя, вал которого соединен, - посредством подвижной муфты, - с винтом. Винт, вращаясь в неподвижной гайке, получает прямолинейную составляющую движения, перемещая таким образом золотник в необходимое положение. Контакт между левым торцом золотника и винтом обеспечивается за счет усилия предварительного поджатия пружиной.



Рис. 5. Условная кинематическая схема гидравлического распределителя

На Рис. 6 рассмотрим динамическую схему модернизированного привода золотника.

Допустим, что гайка является абсолютно жесткой, а угол подъема ее витков таков, что всегда обеспечивается самоторможение. Эти допущения позволяют нам рассматривать в силовом анализе только правую, по отношению к гайке, часть механизма (Рис. 5). Между левым торцом золотника и правым тор-

цом винта введем пружину контактной жесткости c_{12} . Массу золотника обозначим m ; жесткость пружины, связанной с правым

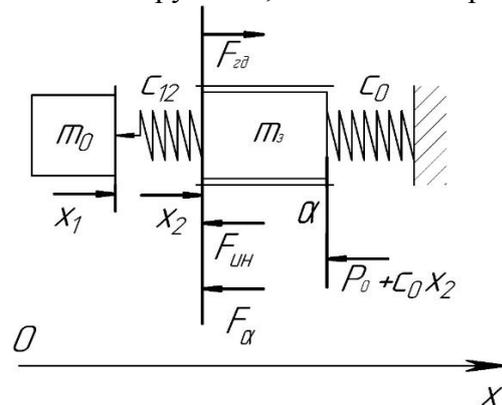


Рис. 6. Динамическая схема золотниковой пары с модернизированным приводом

торцом золотника - c_0 , координату правого торца винта обозначим x_1 , координату левого торца золотника - x_2 . Гидродинамическую силу обозначим $F_{гд}$. Сила P_0 соответствует деформации пружины c_0 в нейтральном положении золотника. Совместим нейтральное положение плунжера и ноль оси X . Направление скорости предположим положительное. Так как в золотниковой паре учитывается только трение, зависящее от скорости, а гидродинамическая сила в нейтральном положении равна нулю, то в нейтральном положении силы сжатия пружин c_0 и c_{12} равны между собой. Во всех остальных положениях плунжера такое равенство не может иметь место. Примем массу винта $m_0 = 0$.

Как видно из Рис. 6, левый торец пружины c_{12} свободно опирается на торец винта. Этот момент соответствует тому, что замыкание между торцом винта и торцом золотника силовое. Стоит отметить, что изображенное на Рис. 6 взаимное расположение координат x_1 и x_2 соответствует разрыву контакта между торцами винта и золотника. При наличии силового контакта должно выполняться неравенство $x_1 > x_2$, т.е. должно иметь место проникновение, величина которого может быть рассчитана по формуле Герца:

$$h = \frac{2/3 \sqrt{F \cdot R \cdot \frac{3}{4} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}{R}, \quad (1)$$

где h - глубина проникновения, м; F - суммарное усилие сжатия, Н; R - приведенный радиус кривизны, м; μ_1 - коэффициент Пуассона материала наконечника винта; μ_2 - коэффициент Пуассона материала плунжера золотника; E_1 - модуль Юнга материала наконечника винта, Па; E_2 - модуль Юнга материала плунжера золотника, Па.

На Рис. 7 изображено место контакта сферического наконечника винта с торцом плунжера золотника. При $\mu_1 = 0.25$, $\mu_2 = 0.25$, $E_1 = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $E_2 = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $R = 0.002$ м, $F = 50$ Н по формуле (1): $h \approx 3.8$ мкм. При силе $F = 20$ Н: $h \approx 2.7$ мкм. Линеаризовав жесткость на участке $20 < F < 50$, получим: $c_{12} = 2.7 \cdot 10^7$ Н/м.

Очевидно, увеличивая приведенный радиус кривизны можно уменьшить глубину проникновения, т.е. увеличить жесткость пружины c_{12} , тем самым, с одной стороны, сократив погрешность управления, но, - с другой стороны, - сделав корни характеристического уравнения более мнимыми. Таким образом мы получим более точное управление, но с более продолжительным затухающим колебанием переходного процесса. В вышеизложенных рассуждениях мы не учитываем трение в зоне контакта, которое при увеличении приведенного радиуса, - очевидно, - увеличится.

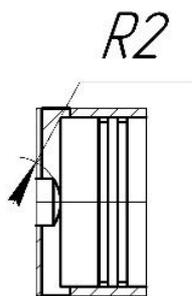


Рис. 7. Иллюстрация к расчету жесткости контакта по формуле Герца

На Рис. 8 изображена структурная схема гидрораспределителя.

Представим описание модели в аналитическом виде в соответствии со схемой:

$$m \frac{dv_2}{dt} = (x_1 - x_2)c_{12} + F_{ГД} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha \quad (2)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{(x_1 - x_2)c_{12} + F_{ГД} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha}{m} \quad (3)$$

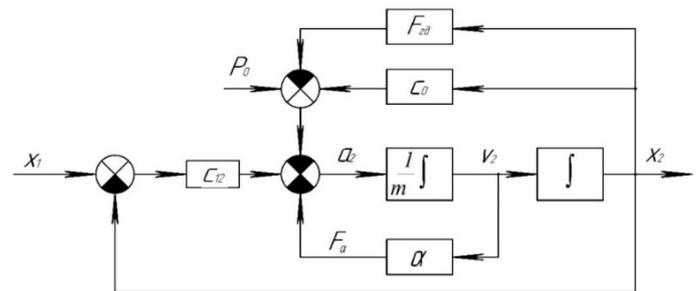


Рис. 8. Структурная схема распределителя

3. Силы сопротивления

Известно, что поверхности втулки и золотника смазываются рабочей жидкостью и на их ювенильных поверхностях образуется граничный слой [6]. Образование этого слоя происходит в результате статистического преобладания во времени неупругих соударений молекул жидкости. Свойства граничного слоя ближе к твердой фазе, поэтому фактический зазор между поверхностями всегда меньше ювенильных (десятые доли мкм).

Из-за гравитации и составляющей гидродинамической силы, направленной перпендикулярно оси золотника, последний всегда образует пятно контакта со втулкой [7] и при движении возникают дополнительные силы трения: как зависящие от скорости, так и независящие. Этими факторами в данной работе пренебрегли.

4. Исследование динамического поведения плунжера

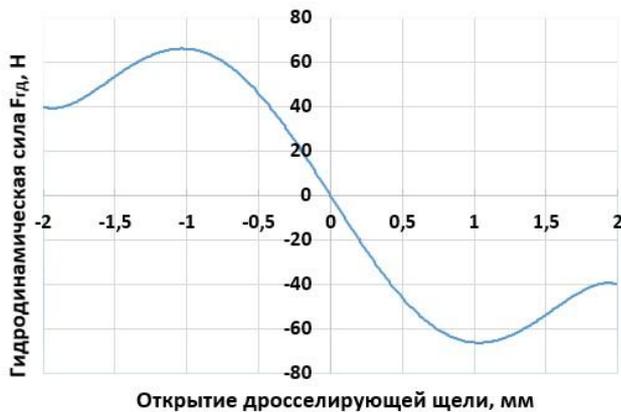
4.1. Постановка эксперимента

Из работы [8] была использована функциональную зависимость (в табличном виде) гидродинамической силы от положения плунжера для модернизированной золотниковой пары $F_{ГД1}(x_2)$, интерполируем значения и график представим на Рис. 9.

Исследование будет проведено для золотниковой пары с гильзой с прямоугольными окнами, показанной на Рис. 10 при следующих параметрах:

- масса плунжера золотника $m = 0.111$ кг,
- жесткость пружины $c_0 = 1310$ Н/м,

- коэффициент жидкостного трения $\alpha = 26 \text{ кг/с}$,



Открытие дросселирующей щели, мм

Рис. 9. График зависимости гидродинамической силы от положения плунжера золотника $F_{гд1}$

- модуль Юнга материала винта $E_1 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,
- модуль Юнга материала плунжера $E_2 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,
- коэффициент Пуассона материала винта $\mu_1 = 0.25$,
- коэффициент Пуассона материала плунжера $\mu_2 = 0.25$,
- радиус наконечника винта (Рис. 7) $R = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$,
- перепад давления на распределителе $\Delta p_{P-A-B-T} = 4 \text{ МПа}$,
- рабочая жидкость – масло И40А,
- нормальные условия окружающей среды.

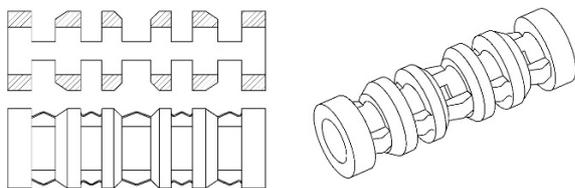


Рис. 10. Стандартная гильза

4.2 Исследование динамического поведения плунжера золотниковой пары

Было исследовано поведение плунжера стандартной золотниковой пары при различных значениях усилия поджатия и начальных условий и определено, при каком ускорении отвода происходит отрыв винта от

торца золотника. Математическое моделирование выполнено в среде Mathcad 15.

Исследование динамического поведения плунжера золотниковой пары при отводе винта из крайне правого положения: $x_2 = 2 \text{ мм}$. На Рис. 11 изображен гидравлический распределитель с установленным плунжером в крайнем правом положении. В системе координат, в которой строилась математическая модель, данное положение соответствует $x_2 = 2 \text{ мм}$. Придадим винту ускорение отвода влево, и отследим динамику плунжера до момента, когда он пройдет через точку $x_2 = -2 \text{ мм}$.

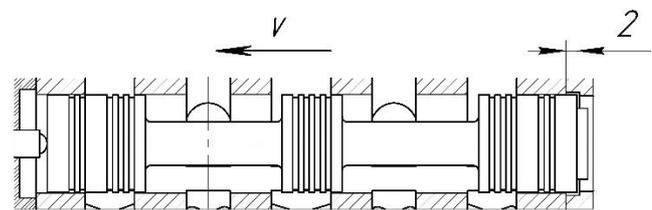


Рис. 11. Распределитель с крайним правым положением золотника

По формуле Герца (1), при усилии предварительного поджатия $P_0 = 50 \text{ Н}$, определим глубину проникновения в статичном крайнем правом положении: $h \approx 5.75 \text{ мкм} = x_1 - x_2$. Положительным приращением глубины проникновения от изменения сил в динамике будем пренебрегать: отслеживаемым событием будет факт наступления $(x_1 - x_2)c_{12} \leq 0$. Далее заметим, что при предельно быстром (на границе потери контакта) отводе винта влево $(x_1 - x_2)c_{12} \rightarrow 0$, тогда ускорение, которое способен развить плунжер, следуя за винтом

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{F_{гд} - P_0 - x_2 c_0 - F_\alpha}{m}$$

Значение $F_{гд}$ находится из графика на Рис. 9.

Ниже (Рис. 12 и 13) представлены графики при ускорении $\frac{dx_1}{dt} = -562 \text{ м/с}^2$. В момент начала движения, первые 0.00158 с , гидродинамическая сила начинает возрастать (по абсолютному значению) и увеличивает усилие прижатия, несмотря на уменьшение сжатия пружины c_0 и нарастающей силы скоростного сопротивления. В момент времени $t \approx 0.00233 \text{ с}$ плунжер переходит через

нейтральное положение, ускорение a_2 меняет знак: начинается замедление плунжера с максимальной скорости $|v_2| \approx 1.586$ м/сек, несмотря на это сила прижатия начинает уменьшаться лишь при $t \approx 0.0027$ с ($\frac{d(x_1-x_2)}{dt} = 0$). К моменту прохождения полного хода ($t \approx 0.00378$ с) разница $(x_1 - x_2) \rightarrow 0$, что говорит о выборе ускорения на предельном значении.

Максимально развиваемая скорость плунжера $v_2 \approx 1.586$ м/с (при шаге винта $P = 0.5$ мм), требует частоты вращения вала двигателя: $n = 190320$ об/мин, или (при полно-шаговом режиме) частоту подачи импульсов на обмотки шагового двигателя $f \approx 634$ кГц, что является технически нереализуемым.

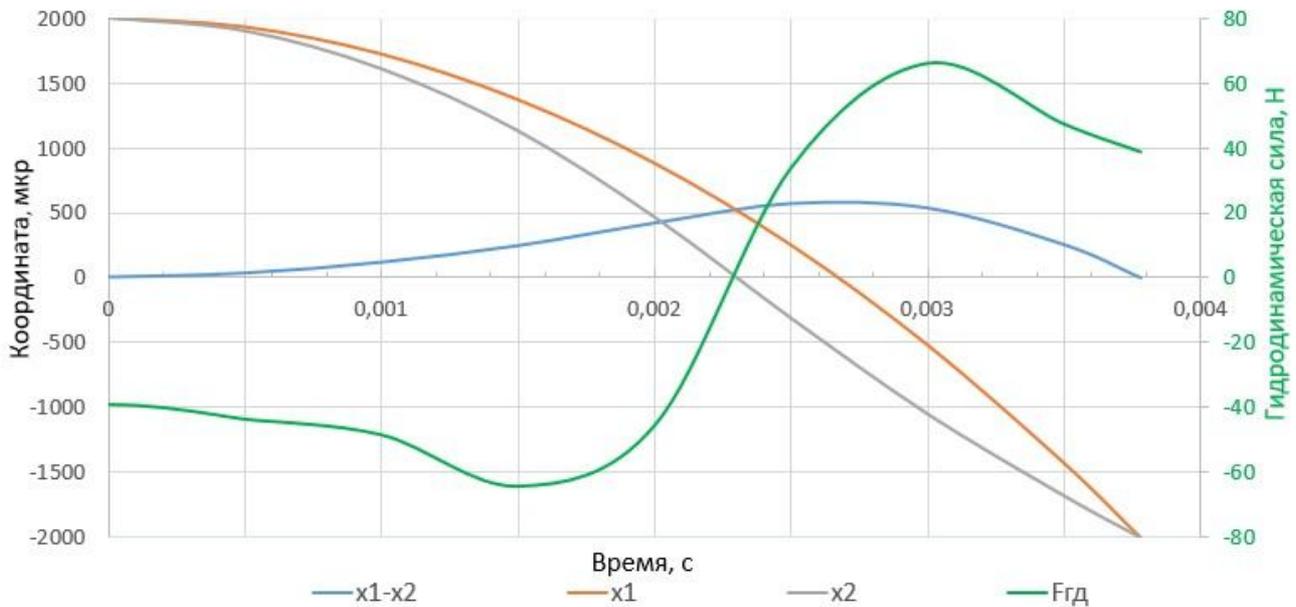


Рис. 12. Графики зависимостей $x_1(t) - x_2(t)$, $x_2(t)$, $x_1(t)$, $F_{гд}(t)$

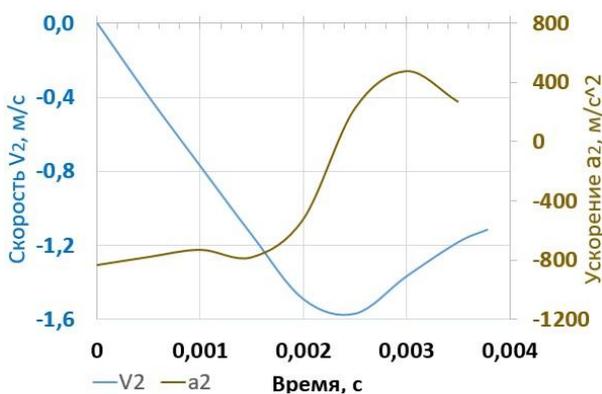


Рис. 13. Графики зависимостей $v_2(t)$, $a_2(t)$

Выше было определено допустимое ускорение отвода винта при усилии предварительного поджатия $P = 50$ Н. Проведем исследование поведения плунжера при различных усилиях предварительного поджатия и ниже представим графики зависимостей допустимого ускорения от

усилия предварительного поджатия $a_1(P)$ (Рис. 14), развиваемой при этом скорости $v_{21}(P)$ (требуемой частоты вращения двигателя для этой скорости $n_1(P)$) (Рис. 15) и времени $t_1(P)$ (Рис. 16), за которое плунжер проходит расстояние $x_2[-0.002; 0.002]$.

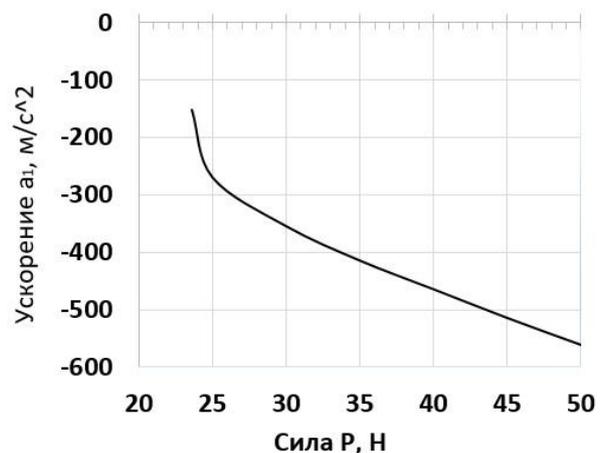


Рис. 14. График зависимости допустимого ускорения от усилия предварительного поджатия $a_1(P)$

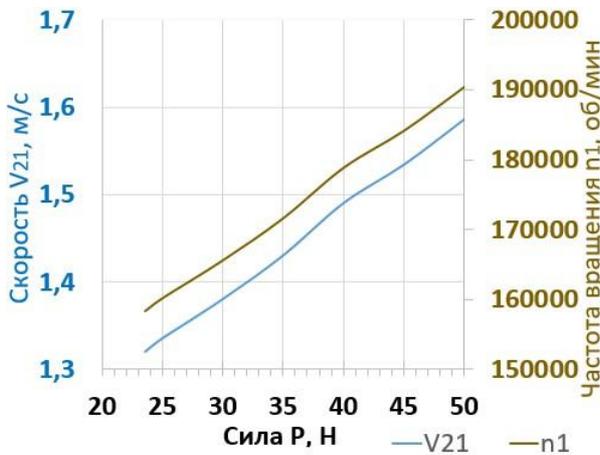


Рис. 15. График зависимости развиваемой скорости от усилия предварительного поджатия $v_{21}(P)$ и требуемой частоты вращения двигателя $n_1(P)$

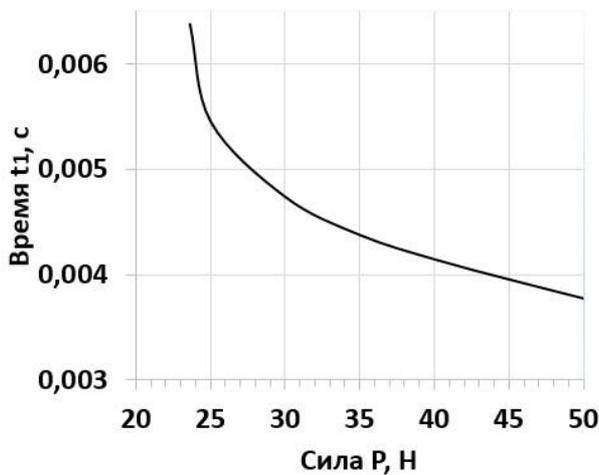


Рис. 16. График зависимости времени преодоления хода золотника от усилия поджатия $t_1(P)$

Исследование динамического поведения плунжера модернизированной золотниковой пары при отводе винта из положения: $x_2 = -1$ мм. На Рис. 17 изображен гидравлический распределитель с установленным плунжером в положении $x_2 = -1$ мм. Придадим винту ускорение отвода влево и отследим динамику плунжера до момента, когда он пройдет через точку $x_2 = -2$ мм.

Аналогично предыдущему пункту проведем исследование поведения плунжера при различных усилиях предвари-

тельного поджатия и ниже на Рис. 18 - 20 представим графики зависимостей.

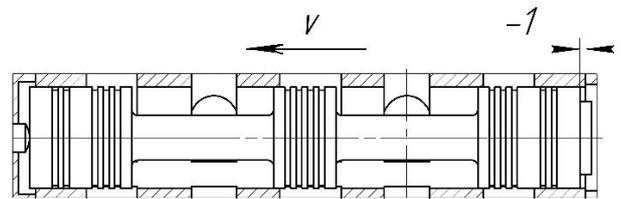


Рис. 17. Распределитель с положением золотника $x_2 = -1$ мм

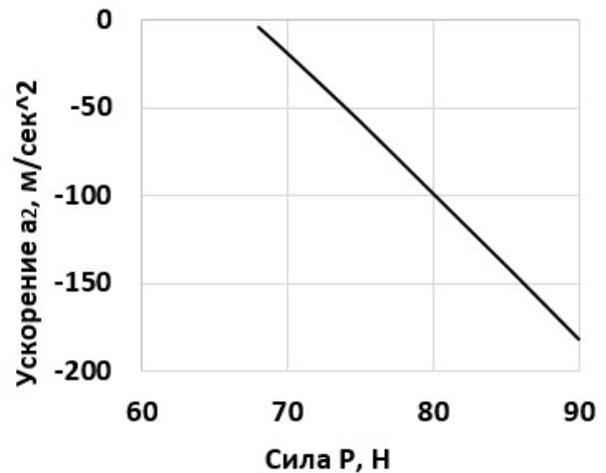


Рис. 18. График зависимости допустимого ускорения от усилия предварительного поджатия $a_1(P)$

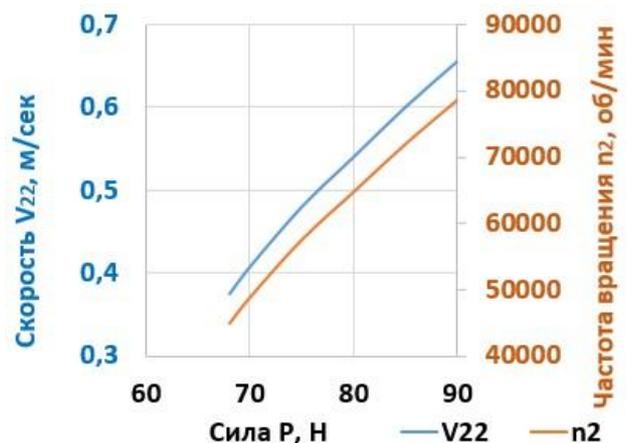


Рис. 19. График зависимости развиваемой скорости от усилия предварительного поджатия $v_{22}(P)$ и требуемой частоты вращения двигателя $n_2(P)$

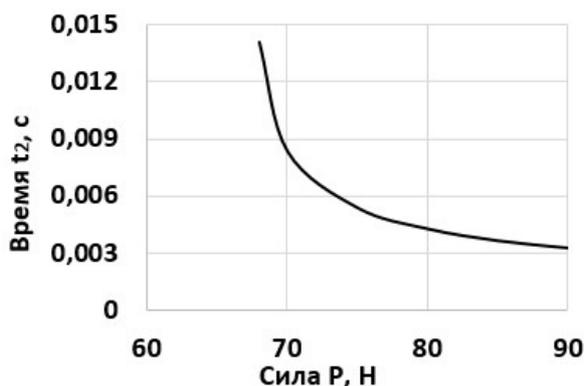


Рис. 20. График зависимости времени преодоления хода золотника $x_2[-0.001; 0.002]$ от усилия поджатия $t_1(P)$

5. Заключение

В статье была рассмотрена возможность перехода от силовой зависимости положения плунжера золотника к координатной. Выяснено, что при усилии предварительного поджатия торца плунжера к торцу винта превышающим силы, воздействующие на плунжер со стороны жидко-

сти, а также силы от динамики самого плунжера, гарантируется наличие контакта указанных поверхностей, что позволяет говорить о независимости положения плунжера от воздействующих на него сил. Благодаря уходу от силовой зависимости практически исключается колебательность при переходных процессах, возникающих при смещении плунжера, и, как следствие, повышается точность, что значимо для пропорциональных распределителей. Перспективными видятся работы по поиску решений для увеличения быстродействия распределителя с приводом от шагового двигателя с винтовой парой.

Кроме вышесказанного, построена математическая модель, благодаря чему удалось найти усилие предварительного поджатия для гидрораспределителя с конкретными параметрами. Выяснено, что для распределителя необходимое усилие поджатия $P > 68\text{Н}$.

Список литературы

1. Gannon M. Understanding proportional valve designs and uses // *Fluid power world*. URL: <https://www.fluidpowerworld.com/understanding-proportional-valve-designs-and-uses/> (дата обращения: 06.08.2022).
2. Жилевич М.И., Ермилов С.В., Кишкевич П.Н. Динамический расчет гидравлического распределителя // *Вестник ГГТУ*, 2013. № 2. С.11-16.
3. ГОСТ 24679-81. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на $p_{(ном)}$ до 32 МПа. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1991.
4. Бесекерский В.А. Теория автоматического регулирования. М.: Наука, 1972. 768 с.
5. Lux Ja. New generation of intelligent electromechanical valve actuation // *11th International Fluid Power Conference Aachen*, 2018. URL: <https://www.fluidpowerworld.com/new-generation-valve-actuation/> (дата обращения: 05.08.2022).
6. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Государственное издательство физико-математической литера-

References

1. Gannon M. Understanding proportional valve designs and uses, *Fluid power world*. available at: www.fluidpowerworld.com/understanding-proportional-valve-designs-and-uses/
2. Zhilevich M.I., Ermilov S.V., Kishkevich P.N. Dynamic calculation of hydraulic distributor. *Vestnik GGTU*, 2013, No.2, pp. 11-16. (In Russian)
3. GOST 24679-81. *Gidroraspredeliteli zolotnikovye chetyrekh-linejnye na $p_{(nom)}$ do 32 MPa. Tekhnicheskie usloviya*. [Hydraulic four-way control valves for nominal pressure to 32 MPa. Specifications]. Moskva, Izdatelstvo standartov, 1991. (In Russian)
4. Besekerskij V.A., Popov E.P. *Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya*. [Theory of automatic control]. Moscow, Nauka, 1972. 768 p. (In Russian).
5. Lux Ja., Habegger Chr. New generation of intelligent electromechanical valve actuation. In: *11th International Fluid Power Conference Aachen*, 2018. available at: <https://www.fluidpowerworld.com/new-generation-valve-actuation/>

туры, 1963. 472 с.

7. Трифонова О. И. Анализ и синтез тяговой характеристики электрогидравлического распределителя при многократном резервировании по управлению: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.02.02 / Трифонова Ольга Игоревна. М, 2008. 217 с.

8. Свойкин А.О. Уменьшение гидродинамической силы в гидрораспределителе путем модернизации деталей золотниковой пары // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 4. С. 356-368.

† 6. Akhmatov A.S. *Molekulyarnaya fizika granichnogo treniya* [Molecular physics of boundary friction]. Moscow, gosudarstvennoe izdatelstvo fiziko-matematicheskoy literatury, 1963. 472 p. (In Russian).

† 7. Trifonova O.I. *Analiz i sintez tyagovoy kharakteristiki ehlektrogidravlicheskogo raspredelitelya pri mnogokratnom rezervirovanii po upravleniyu* [Analysis and synthesis of the traction characteristic of an electrohydraulic distributor with multiple redundant control]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2008. 217 p. (In Russian).

† 8. Svoikin A.O. Reducing the hydrodynamic force in the hydraulic valve by upgrading the parts of the spool pair. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 4, pp. 356-368. (In Russian)