

**МЕТОД БОРЬБЫ С ВЗАИМНЫМ НАГРУЖЕНИЕМ ПРИВОДОВ
С ПОМОЩЬЮ ИЗМЕНЕНИЯ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ**

Д.А. Вдовин

da_vdovin@mail.ru

SPIN-код: 5444-6106

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрен гидропривод с отдельным управлением группами поршней. Найдены математические функции, описывающие изменения перепадов давления, соответствующие положительным моментам от каждого поршня при практически постоянном моменте на выходном валу. Разработан закон управления гидравлическими распределителями в режиме слежения за угловой скоростью. В законе управления учтена нагрузка на выходном валу, а также использована обратная связь по разнице реальных и эталонных перепадов давления. Выполнено математическое моделирование в программном пакете MATLAB для нелинейной модели гидропривода, с помощью которого доказана эффективность применяемого закона управления. Показано, что взаимное влияние поршней из разных групп было значительно снижено без ухудшения неравномерности вращения выходного вала при различных нагрузках.

Ключевые слова

Гидроцилиндр, расход, перепад давления, математическая модель, кривошипно-ползунный механизм, гидравлический распределитель, взаимное нагружение, эталонная модель

Поступила в редакцию 31.08.2020

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020

Введение. Получение малых и сверхмалых угловых скоростей выходного звена (1...16 об/мин) с помощью гидропривода сопряжено с определенными сложностями. Дополнительные трудности вызывает необходимость получения большого (до 1:1000) диапазона рабочих скоростей. Существуют несколько способов решения данной задачи: применение объемного гидромотора с быстродействующими клапанами для фазового регулирования рабочего объема, электрогидростатического привода и др. [1–11]. Для решения задачи без применения дорогостоящих устройств и работы во многих режимах можно использовать гидропривод с отдельным управлением группами поршней, представленный в диссертации [12]. Схема его работы показана на рис. 1. Коленчатый вал приводится в движение двумя гидроцилиндрами, штоки которых движутся со смещением фазы 90° друг относительно друга. Данный привод используется для работы в нескольких режимах. В частности, от него требуется точное позиционирование при малых скоростях выходного звена и быстрое перемещение тяжелых объектов с допущением некоторой неравномерности вращения.

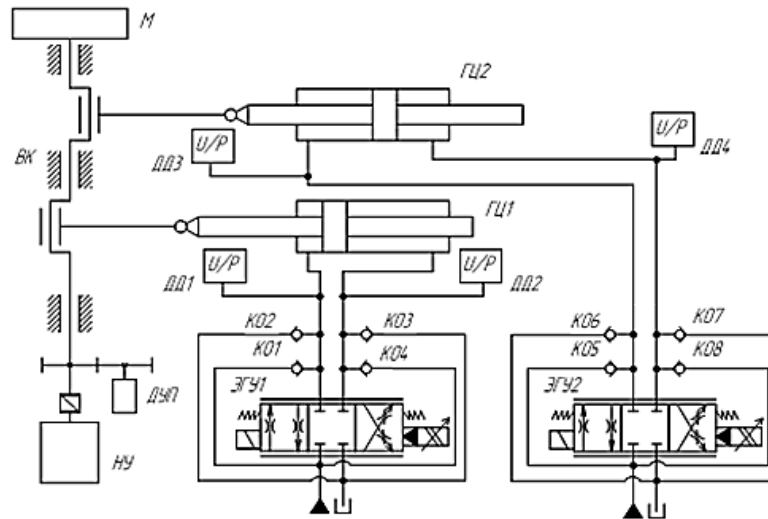


Рис. 1. Привод с раздельным управлением группами поршней:

ДД1–ДД4; — датчики давления; ГЦ1, ГЦ2 — гидроцилиндры; ЭГУ1, ЭГУ2 — электрогидравлические усилители; КО1– КО8 — обратные клапаны; ДУП — датчик углового положения; ВК — вал коленчатый; НУ — нагрузжные устройства; М — маховик

При работе гидропривода возникает эффект взаимного нагружения приводов: моменты от каждого поршня меняют направление действия в зависимости от положения соответствующего поршня, создавая усилие, препятствующее вращению вала [12]. Взаимное влияние обусловлено множеством факторов: разными значениями перекрытий в гидравлических распределителях, несимметричностью их статических характеристик, разной нагрузкой на штоках гидроцилиндров, упругостью в сочленениях механизма привода и др. [12, 13]. Данное явление вызывает резкие забросы и падения давления в полостях гидроцилиндров, что может быть использовано для снижения средней подачи насоса при срабатывании обратных клапанов, установленных в полостях гидроцилиндров [14]. Однако при больших нагрузках взаимное нагружение негативно влияет на работу привода, повышая неравномерность вращения, поэтому в данном исследовании приоритетом является минимизация взаимного влияния приводов при больших нагрузках.

Моделирование гидропривода. При анализе работы гидропривода была реализована его математическая модель [12] в программном пакете MATLAB Simulink с исключением люфта привода для упрощения модели. Был задан следующий режим работы: скорость вращения вала 6 рад/с, спустя 5 с после начала работы момент нагрузки на валу увеличивается на 190 Н · м.

Согласно зависимости угловой скорости вала от времени (рис. 2), что вал вращается с достаточно большой неравномерностью. На рис. 3 видно, что отрицательные моменты от каждого поршня достигают больших значений. Для решения обеих проблем нужно изменить закон управления приводом.

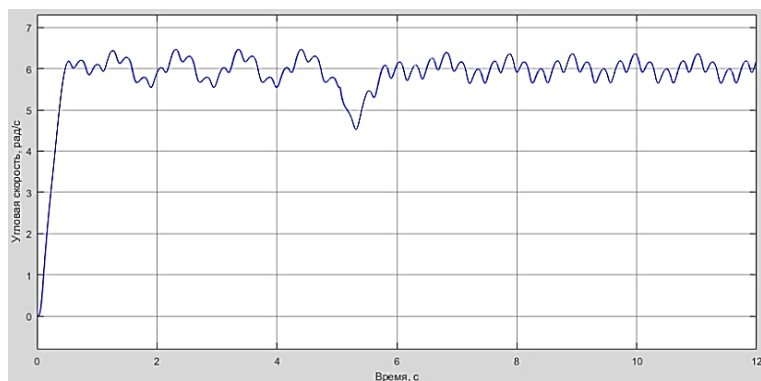


Рис. 2. Зависимость угловой скорости вращения вала от времени

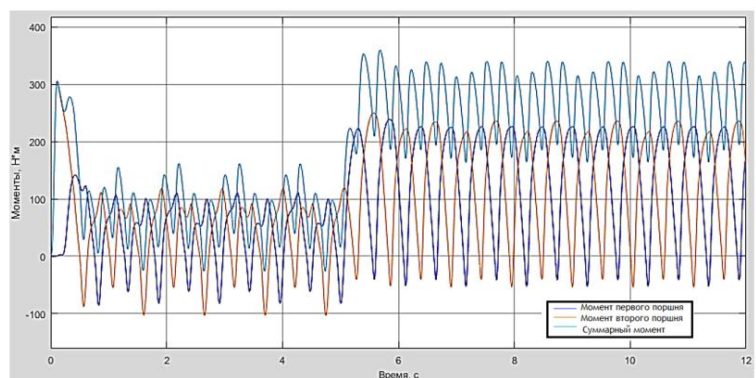


Рис. 3. Зависимость моментов привода от времени

Метод управления приводом. При разработке нового закона управления рассмотрим моменты от каждого поршня. Момент, развиваемый каждым приводом без учета силы трения в уплотнениях, можно описать следующей формулой [12]:

$$M = (p_A - p_B) \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{шт}^2) R \left[\sin(\varphi + \varphi_0) - R \frac{\sin 2(\varphi + \varphi_0)}{2 \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2(\varphi + \varphi_0)}} \right],$$

где p_A и p_B — давления в полостях цилиндров; d_n и $d_{шт}$ — диаметры поршня и штока соответственно; R — радиус кривошипа; L — длина шатуна; φ — текущий угол положения вала; φ_0 — начальное положение каждого поршня.

Для оптимального управления необходимо найти такой закон изменения перепадов давления, при котором вал вращался бы равномерно и момент от каждого поршня был бы положительным. Математические функции, описывающие такие перепады давления, задаем сопряженными с тригонометрическими функциями в приведенной ранее формуле. Принимаем, что $\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2(\varphi + \varphi_0)} \approx L$, так как $L \gg R$. Тогда перепады давления описываются следующим образом:

$$\Delta P_1 = P_{A1} - P_{B1} = \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A;$$

$$\Delta P_2 = P_{A2} - P_{B2} = \left(\cos \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A.$$

где $\Delta P_1, \Delta P_2$ — перепады давлений в полостях; A — амплитуда перепадов давления.

В таком случае выражения для безразмерных моментов принимают вид

$$\bar{M}_1 = \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \left(\sin \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right);$$

$$\bar{M}_2 = \left(\cos \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \left(\cos \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right);$$

$$\bar{M}_c = \bar{M}_1 + \bar{M}_2,$$

где \bar{M}_1 и \bar{M}_2 — моменты от каждого привода соответственно (в безразмерных величинах); \bar{M}_c — суммарный момент.

Графики функций $\bar{M}_1(\varphi)$, $\bar{M}_2(\varphi)$, $\bar{M}_c(\varphi)$, представленные на рис. 4, получены при $L = 0,4$ м, $R = 0,02$ м.

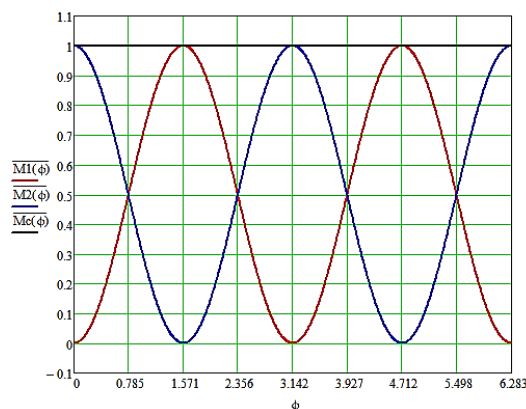


Рис. 4. Зависимости безразмерных моментов от угла поворота вала

На рис. 4 видно, что оба условия, предъявляемые к закону изменения перепадов давления, выполняются.

Оптимальный ход золотника должен обеспечивать изменения давлений в полостях цилиндров, найденные ранее, и расход, соответствующий равномерному вращению вала. Поскольку описать такой закон управления математически затруднительно, было принято решение ввести функцию, которая прибли-

зит закон управления к оптимальному при нахождении поршня вдали от мертвых точек. Данную функцию назовем кривой первого приближения. Для того чтобы компенсировать неточность функции в окрестности мертвых точек, введем корректирующие обратные связи по разнице реальных и эталонных перепадов давления в полостях гидроцилиндров. Применение системы управления с эталонной моделью обусловлено высокой адаптивной способностью подобных систем [15].

Принимаем следующие допущения для вывода кривой первого приближения: жидкость считается несжимаемой, гидроусилители описываются упрощенно (без учета гистерезиса и микрогеометрии). Упругость и люфт приводов также не учитываются. Тогда ход золотника можно записать следующим образом:

$$x_3 = \frac{V_{\text{п}}}{\sqrt{\Delta P_{\text{п}}}} K,$$

где $V_{\text{п}}$ — скорость поршня; K — функция от рассогласования (разницы заданного и текущего углов); $\Delta P_{\text{п}}$ — перепад давления на золотнике,

$$\Delta P_{\text{п}} = \begin{cases} P_{\text{п}} - P_{\text{А}}, & P_{\text{А}} > \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}; \\ P_{\text{А}} - P_{\text{сл}}, & P_{\text{А}} < \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}. \end{cases}$$

Исходя из ранее найденных соотношений, запишем давление в полости А для первого гидроцилиндра при равенстве площадей поршневой и штоковой полостей:

$$P_{\text{А}1} = \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \frac{A}{2} + \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}.$$

Выражение для перепада давления на золотнике принимает вид

$$\Delta P_{\text{п}1} = \begin{cases} \frac{P_{\text{п}} - P_{\text{сл}}}{2} - \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \frac{A}{2}, & P_{\text{А}1} > \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}; \\ \frac{P_{\text{п}} - P_{\text{сл}}}{2} + \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \frac{A}{2}, & P_{\text{А}1} < \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}, \end{cases}$$

где $P_{\text{п}}$ — давления нагнетания; $P_{\text{сл}}$ — давление слива.

При $P_{\text{А}1} < \frac{P_{\text{п}} + P_{\text{сл}}}{2}$ справедливо неравенство $\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} < 0$, поэтому

$$\Delta P_{\text{п}1} = \frac{P_{\text{п}} - P_{\text{сл}}}{2} + \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \frac{A}{2}.$$

Выражение для хода первого поршня имеет вид

$$x_{n1} = L \left(\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi} - 1 \right) - R \cos \varphi.$$

Продифференцировав выражение для хода поршня по времени, получим скорость поршня

$$V_{n1} = \frac{dx_n}{dt} = \left(\frac{-R \sin 2\varphi}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \varphi}} + \sin \varphi \right) R \omega,$$

где ω — частота вращения вала.

Упростим формулу для скорости, используя допущение $\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \varphi} \approx L$:

$$V_{n1} = \left(\sin \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) R \omega.$$

Теперь запишем выражение для кривой первого приближения с учетом формул для скорости поршня и перепада давлений на золотнике:

$$x_{s1} = \frac{\left(\sin \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right)}{\sqrt{1 - \left| \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A_0 \right|}} K_0,$$

где $K_0 = K R \omega \sqrt{2/(p_n - p_{cl})}$; $A_0 = \frac{A}{p_n - p_{cl}}$ — безразмерный коэффициент,

характеризующий нагрузку на валу.

Амплитуду перепадов давления в полостях гидроцилиндров можно вычислить, используя полученные ранее выражения для моментов:

$$A = \left\{ \left[(p_{A1} - p_{B1}) \left(\sin \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \right] + \left[(p_{A2} - p_{B2}) \left(\cos \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \right] \right\}.$$

Выведенная функция требует дополнения. Во-первых, коэффициент A_0 , зависящий от нагрузки, должен быть меньше единицы, следовательно, нужно ограничение в системе. Во-вторых, амплитуда сигнала зависит от нагрузки на валу и рассогласования, что может вызвать чрезмерное возрастание напряжения при резких повышении нагрузки на валу. Чтобы амплитуда сигнала зависела только от рассогласования, умножим полученное выше выражение на безразмерный коэффициент $\sqrt{1 - |A_0|}$.

В итоге кривая первого приближения описывается следующей формулой:

$$x_{z1} = \frac{\left(\sin \varphi - \frac{R \sin(2\varphi)}{2L} \right) \sqrt{1 - |A_0|}}{\sqrt{1 - \left| \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A_0 \right|}} K_0.$$

Выполним математическое моделирование для полученного закона управления. Результаты моделирования представлены на рис. 5 и 6.

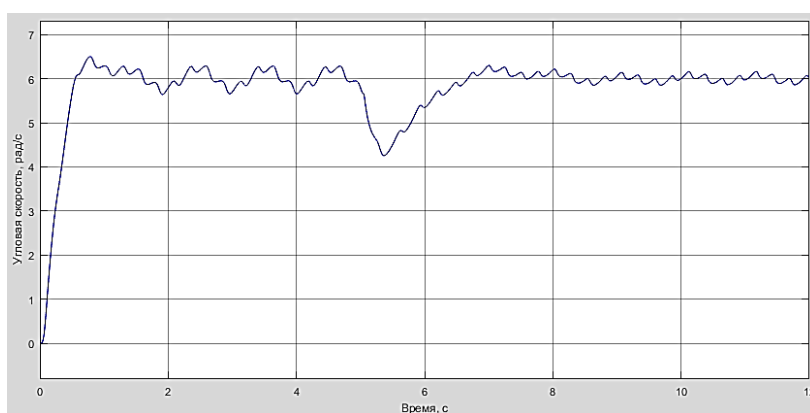


Рис. 5. Зависимость угловой скорости вращения вала от времени, полученная с применением кривой первого приближения

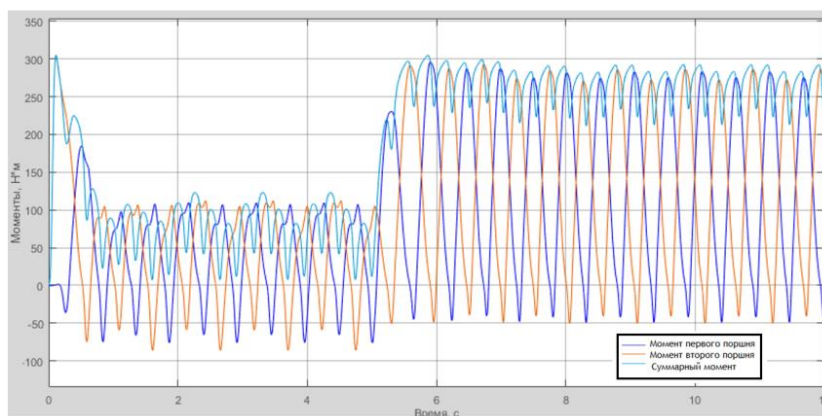


Рис. 6. Зависимости моментов привода от времени, полученные с применением кривой первого приближения

В результате использования кривой первого приближения неравномерность вращения вала снизилась, но отрицательные моменты от каждого поршня при большой нагрузке уменьшились незначительно. Дополним закон

управления обратной связью по разнице реального и эталонного перепадов давлений. Эталонный перепад давления для первого гидроцилиндра описывается выражением

$$\Delta p_{1э} = P_{A1э} - P_{B1э} = \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A_0 (p_{н} - p_{сл}),$$

где $\Delta p_{1э}$ — эталонный перепад давлений в полостях первого гидроцилиндра; $P_{A1э}$, $P_{B1э}$ — эталонные давления в полостях.

В итоге закон управления для первого привода записывается в виде

$$x_{з1} = \left[\frac{\left(\sin \varphi - \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) \sqrt{1 - |A_0|}}{\sqrt{1 - \left| \left(\sin \varphi + \frac{R \sin 2\varphi}{2L} \right) A_0 \right|}} - (\Delta p_1 - \Delta p_{1э}) K_p \right] K_0,$$

где K_p — коэффициент обратной связи по разнице реального и эталонного перепадов давления. Вывод для второго привода выполняется аналогично.

Для закона управления с применением кривой первого приближения и дополнительных обратных связей было проведено математическое моделирование, результаты которого представлены на рис. 7 и 8.

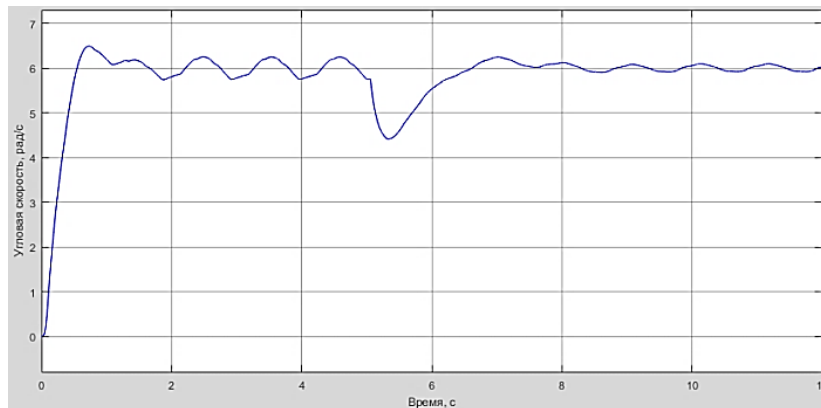


Рис. 7. Зависимость угловой скорости вращения вала от времени, полученная с применением кривой первого приближения и дополнительных обратных связей

Вывод. Введение закона управления с учетом давлений в полостях гидроцилиндров и дополнительных обратных связей по разнице реальных и эталонных перепадов давлений в полостях позволило почти полностью устранить взаимное влияние приводов при большой нагрузке, а неравномерность вращения ва-

ла снизилась. Для дальнейшего снижения неравномерности вращения требуется дополнительное исследование.

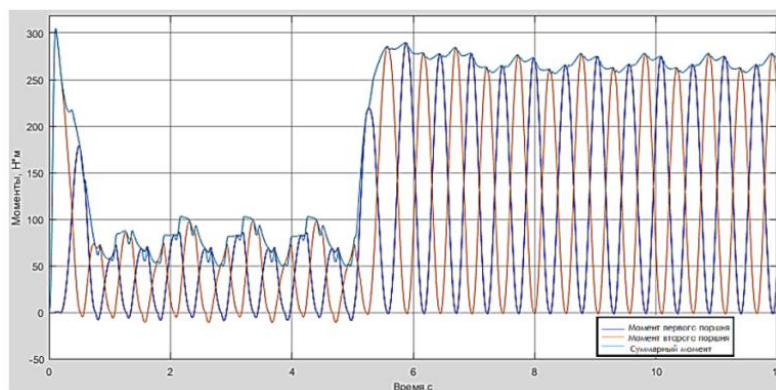


Рис. 8. Зависимости моментов привода от времени, полученные с применением кривой первого приближения и дополнительных обратных связей

Литература

- [1] Тарасов О.И., Щербачев П.В. Разработка системы управления индукторным электродвигателем в следящем приводе на основе регулируемой гидрообъемной передачи. *Наука и образование: научное издание*, 2014, № 12. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_22794723_68540322.pdf
- [2] Щербачев П.В., Тарасов О.И., Семенов С.Е. Энергоэффективность электрогидравлического привода в динамическом режиме. *Современные проблемы науки и образования*, 2014, № 6. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=16374>
- [3] Щербачев П.В., Тарасов О.И. Сравнительная характеристика малогабаритных гидравлической и механической передач. *Современные проблемы науки и образования*, 2014, № 6. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=16352>
- [4] Linjama Moscow, Huhtala K. Digital hydraulic power management system – towards lossless hydraulics. *The Third Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, 2010, pp. 5–22.
- [5] Breidi F., Helmus T., Lumkes J. High efficiency digital pump/motor. *FPIRC15*. Chicago, 2015, pp. 23–26.
- [6] Merrill K., Breidi F. Simulation based design and optimization of digital pump/motors. *ASME/BATH Symp. Fluid Power and Motion Control*. Sarasota, 2013, pp. 122–130. DOI: <https://doi.org/10.1115/FPMC2013-4475>
- [7] Rampen W. Gearless transmissions for large wind turbines – the history and future of hydraulic drives. *artemisip.com: веб-сайт*. URL: <http://www.artemisip.com/wp-content/uploads/2016/03/2006-11-Gearless-Transmissions-Bremen.pdf> (дата обращения: 15.06.2020).
- [8] Armstrong B., Qinghui Y. Multi-level control of hydraulic gerotor motors and pumps. *American Control Conf.*, 2006, pp. 4619–4626. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACC.2006.1657450>
- [9] Sniegucki M., Gottfried M., Klingauf U. Optimal control of digital hydraulic drives using mixed-integer quadratic programming. *IFAC Proc. Vol.*, 2013, vol. 46, no. 23, pp. 827–832. DOI: <https://doi.org/10.3182/20130904-3-FR-2041.00013>

- [10] Linjama M. Digital fluid power, state of the art. *Proc. SICFP'11*, Tampere, 2011, pp. 331–354.
- [11] Linjama Moscow, Huhtala K. Digital pump-motor with independent outlets. *Proc. SICFP'09*, Linkoping, 2009, p. 16.
- [12] Щербачев П.В. Разработка и исследование электрогидравлического привода с раздельным управлением группами поршней. Дисс. канд. техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
- [13] Shcherbachev P., Vdovin D. Methods of dealing with mutual loading of joint hydraulic actuators. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 589, art. 012023. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/589/1/012023>
- [14] Щербачев П.В. Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной энергоэффективностью. *Наука и образование: научное издание*, 2012, № 10. DOI: <http://dx.doi.org/10.7463/1012.0465528>
- [15] Солодовников В.В., Шрамко Л.С. Расчет и проектирование самонастраивающихся систем с эталонными моделями. М., Машиностроение, 1972.

Вдовин Дмитрий Александрович — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Семенов Станислав Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Вдовин Д.А. Метод борьбы с взаимным нагружением приводов с помощью изменения закона управления. *Политехнический молодежный журнал*, 2020, № 09(50). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-09-639>

THE METHOD OF COMBATING THE MUTUAL LOAD OF HYDRAULIC DRIVES BY CHANGING THE CONTROL LAW

D.A. Vdovin

da_vdovin@mail.ru

SPIN-code: 5444-6106

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper considers a hydraulic drive with separate control of piston groups. Mathematical functions are found that describe changes in differential pressure corresponding to positive torques from each piston at a nearly constant torque on the output shaft. A law has been developed for controlling hydraulic distributors in the angular velocity tracking mode. The control law takes into account the load on the output shaft, and also uses feedback on the difference between real and reference differential pressure. Mathematical modeling was performed in the MATLAB software package for a nonlinear model of a hydraulic drive, the effectiveness of the applied control law was proved. It is shown that the mutual influence of pistons from different groups was significantly reduced without worsening the uneven rotation of the output shaft at different loads.

Keywords

Hydraulic cylinder, flow rate, differential pressure, mathematical model, slider crank mechanism, hydraulic valve, mutual loading, reference model

Received 31.08.2020

© Bauman Moscow State Technical University, 2020

References

- [1] Tarasov O.I., Shcherbachev P.V. Development of BLDC electric motor control system in hydraulic servo drive based on variable hydrostatic transmission. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], no. 12. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_22794723_68540322.pdf (in Russ.).
- [2] Shcherbachev P.V., Tarasov O.I., Semenov S.E. Energy efficiency of electrohydraulic actuators in dynamic mode. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], 2014, no. 6. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=16374> (in Russ.).
- [3] Shcherbachev P.V., Tarasov O.I. Comparative characteristics of small-scale hydraulic and mechanical transmissions. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], 2014, no. 6. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=16352> (in Russ.).
- [4] Linjama Moscow, Huhtala K. Digital hydraulic power management system – towards lossless hydraulics. *The Third Workshop on Digital Fluid Power*, Tampere, 2010, pp. 5–22.
- [5] Breidi F., Helmus T., Lumkes J. High efficiency digital pump/motor. *FPIRC15*. Chicago, 2015, pp. 23–26.
- [6] Merril K., Breidi F. Simulation based design and optimization of digital pump/motors. *ASME/BATH Symp. Fluid Power and Motion Control*. Sarasota, 2013, pp. 122–130. DOI: <https://doi.org/10.1115/FPMC2013-4475>

-
- [7] Rampen W. Gearless transmissions for large wind turbines – the history and future of hydraulic drives. *artemisip.com: website*. URL: <http://www.artemisip.com/wp-content/uploads/2016/03/2006-11-Gearless-Transmissions-Bremen.pdf> (accessed: 15.06.2020).
- [8] Armstrong B., Qinghui Y. Multi-level control of hydraulic gerotor motors and pumps. *American Control Conf.*, 2006, pp. 4619–4626. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACC.2006.1657450>
- [9] Sniegucki M., Gottfried M., Klingauf U. Optimal control of digital hydraulic drives using mixed-integer quadratic programming. *IFAC Proc. Vol.*, 2013, vol. 46, no. 23, pp. 827–832. DOI: <https://doi.org/10.3182/20130904-3-FR-2041.00013>
- [10] Linjama M. Digital fluid power, state of the art. *Proc. SICFP'11*, Tampere, 2011, pp. 331–354.
- [11] Linjama Moscow, Huhtala K. Digital pump-motor with independent outlets. *Proc. SICFP'09*, Linköping, 2009, p. 16.
- [12] Shcherbachev P.V. Razrabotka i issledovanie elektrogidravlicheskogo privoda s razdel'nym upravleniem gruppami porshney. Diss. kand. tekhn. nauk [Development and study on electro hydraulic drive with separate control on piston groups. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017 (in Russ.).
- [13] Shcherbachev P., Vdovin D. Methods of dealing with mutual loading of joint hydraulic actuators. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 589, art. 012023. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/589/1/012023>
- [14] Shcherbachev P.V. *Elektrogidravlicheskij privod s drossel'nym regulirovaniem s povyshennoy energoeffektivnost'yu*. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2012, no. 10. DOI: <http://dx.doi.org/10.7463/1012.0465528> (in Russ.).
- [15] Solodovnikov V.V., Shramko L.S. Raschet i proektirovanie samonastravayushchikhsya sistem s etalonnymi modelyami [Calculation and design of self-adjusting system with reference model]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972 (in Russ.).

Vdovin D.A. — Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Russian Federation.

Scientific advisor — Semenov S.E., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Vdovin D.A. The method of combating the mutual load of hydraulic drives by changing the control law. *Politekhnikheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2020, no. 09(50). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-09-639.html> (in Russ.).