



УДК 62-822

А. О. Кузьмин, В. В. Попов, С. М. Стажков

## Гидродинамические процессы в поршневой паре аксиально-поршневых гидромашин

Проведен анализ кинематики поршневого механизма аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском, в ходе которого были установлены различные типы относительного движения поршня в направляющей втулке. На основе кинематического анализа записано и решено уравнение Рейнольдса относительно скоростей. Применен метод прогонки для построения поля давления в слое рабочей жидкости между поршнем и направляющей втулкой. Построены поля давления для нескольких случаев кинематики поршневого механизма.

*Ключевые слова:* аксиально-поршневые гидромашины, гидромеханика, гидродинамика, машиностроение, гидравлический привод.

### Введение

В гидравлических приводах машин различного назначения, в которых требуются значительные усилия, и, как следствие, высокие значения давления рабочей жидкости, применяются аксиально-поршневые гидромашины. В настоящее время в российской промышленности в качестве насоса наиболее распространены аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком цилиндров. Более предпочтительными по массогабаритным характеристикам, технологичности изготовления и удобству эксплуатации являются аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском (АПГНД).

Основной недостаток АПГНД – относительно большая зона нечувствительности при страгивании или реверсе направления вращения вала. На зону нечувствительности большое влияние оказывает величина сил трения в кинематических парах, в первую очередь – силы трения в паре поршень – направляющая втулка. В парах опорный башмак – опорный диск и в некоторой степени в паре башмак – поршень снижение сил трения можно обеспечить за счет конструктивного исполнения гидростатической разгрузки, что весьма затруднительно в паре поршень – направляющая втулка.

Для выработки рекомендаций по снижению сил трения в кинематических парах АПГНД необходимо провести детальный анализ гидромеханических процессов в зазорах. В связи с этим актуальна задача построения достовер-

ной математической модели, описывающей эти процессы. В работе [1] представлена формула для перехода от смешанного трения к жидкостному в паре поршень – направляющая втулка. Первая модель, в которой одновременно учитывались температура, давление, нагрузки, воздействующие на элементы поршневого механизма и утечки рабочей жидкости поршневого механизма, представлена в статье [2]. Модель с учетом эластогидродинамической теории была развита в работе [3]. В статье [4] учтено возможное изменение угла наклона поршня во втулке и его влияние на несущую способность масляной пленки.

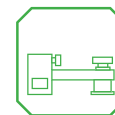
Очевидно, заметное снижение сил трения в указанной кинематической паре может произойти за счет установления жидкостного режима трения между поршнем и направляющей втулкой. В статьях [1–4] не было рассмотрено движение на низких скоростях, считалось, что частота вращения поршня во втулке равна частоте вращения вала гидромашин. В работе [4] рассмотрен случай для описания перехода к жидкостному трению в одной плоскости. Таким образом, ни одну существующую модель нельзя назвать достоверной для случая низких скоростей.

Цель настоящей работы – описание кинематики относительного движения поршня и построение поля давления для последующего определения перехода к жидкостному режиму трения.

### Кинематика поршня

Характер движения поршня зависит от соотношения сил трения в кинематических парах. Несмотря на то что данный механизм

© Кузьмин А. О., Попов В. В., Стажков С. М., 2017



назван самоустанавливающимся по классификации Л. Н. Решетова [5], в нем есть одна лишняя степень свободы. На рис. 1 показано, что вращательное движение, обусловленное перемещением по поверхности наклонного диска и вращением блока цилиндров, может

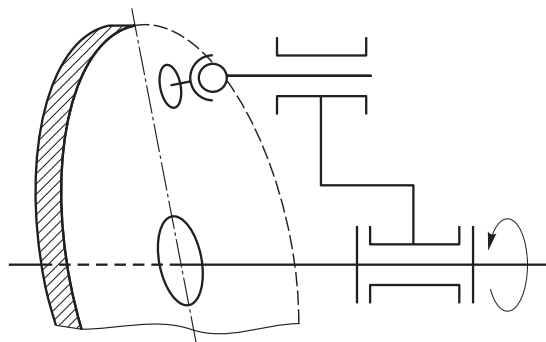


Рис. 1. Кинематическая схема поршневого механизма

совершаться как в паре поршень – направляющая втулка, так и в паре поршень – опорный башмак. При страгивании силы трения на внешней кромке поршневой пары настолько велики, что сферическая головка поршня вращается в опорном башмаке, тогда как поршень движется только поступательно относительно внешнего края втулки. При создании ситуации, в которой поршень будет вынужден вращаться относительно данной части направляющей втулки, стык между башмаком и наклонным диском может раскрыться, что приведет к неработоспособности машины [6].

В дальнейшем при увеличении скорости давление рабочей жидкости в зазоре между поршнем и втулкой снижает силы трения настолько, что преобладающими становятся силы трения в паре поршень – опорный башмак, и цилиндрическая часть поршня совершает полный оборот относительно направляющей втулки за один рабочий цикл.

Однако в поршневой паре силы трения воздействуют в двух областях – на внешней и на внутренней кромке. И когда на внешней кромке нет относительного скольжения поршня, данной силе трения противодействует сила трения в паре поршень – башмак и сила трения на внутренней кромке. Таким образом, возможны варианты, при которых относительная тангенциальная скорость на внешней кромке

втулки не равна нулю, но остается меньшей, чем относительная тангенциальная скорость поршня на внутренней кромке (рис. 2). Иными словами, точка с нулевой относительной тангенциальной скоростью может занимать положения от поверхности до центра сечения ци-

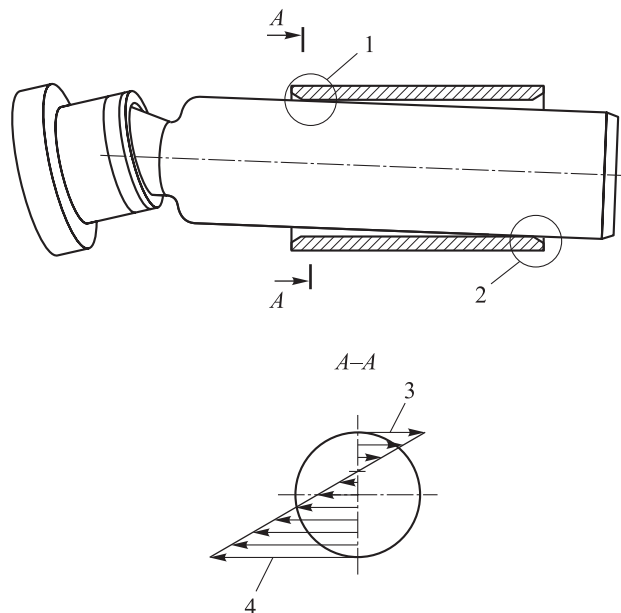
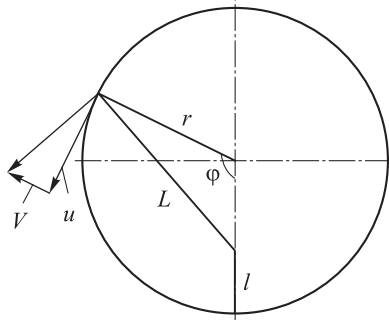


Рис. 2. Относительная тангенциальная скорость поршня на внешней кромке:

1, 2 – контакт по внешней и внутренней кромкам соответственно; 3, 4 – относительная тангенциальная скорость на внешней и внутренней кромках соответственно

линдрической части поршня. В первом случае, когда точка с нулевой относительной тангенциальной скоростью находится на поверхности цилиндрической части поршня, происходит обкатывание поверхностью поршня поверхности втулки на внешнем крае, во втором – скольжение поверхности поршня на обеих границах с равной скоростью.

Следует определить относительные скорости поверхности поршня относительно втулки в областях наименьшего зазора, так как именно в них образуется гидродинамический клин. Области наименьшего зазора (см. рис. 2) являются области на краях втулки. Рассмотрим зависимость тангенциально и нормально направленных скоростей от положения точки с нулевой скоростью. Эта точка может занимать положения от центра сечения до поверхности поршня (рис. 3).



**Рис. 3.** Схема скоростей произвольной точки на поверхности:

$V$  – нормальная составляющая скорости относительно втулки

Расстояние  $L$  определяется по теореме косинусов, а тангенциальная и нормальная составляющие скорости – по теореме синусов. Тогда

$$v = w(r - l) \sin \varphi; \quad (1)$$

$$u = wL \sqrt{1 - \left( \frac{(r - l) \sin \varphi}{L} \right)^2}, \quad (2)$$

где  $v$  – нормальная составляющая скорости произвольной точки на поверхности;

$w$  – угловая скорость вращения вала гидромашины;

$r$  – радиус поршня;

$l$  – расстояние от поверхности до центра вращения;

$\varphi$  – угловое положение произвольной точки на поверхности;

$u$  – тангенциальная составляющая скорости произвольной точки на поверхности;

$L$  – расстояние от центра вращения (точки с нулевой относительной тангенциальной скоростью) до произвольной точки на поверхности.

### Уравнения Рейнольдса

Установив скорость точек на поверхности, можно решить уравнение Рейнольдса для давления относительно скоростей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 U}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 W}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Здесь  $p$  – давление в слое рабочей жидкости;

$\mu$  – коэффициент вязкости;

$U$  – тангенциальная составляющая скорости относительно втулки;

$W$  – осевая составляющая скорости относительно втулки.

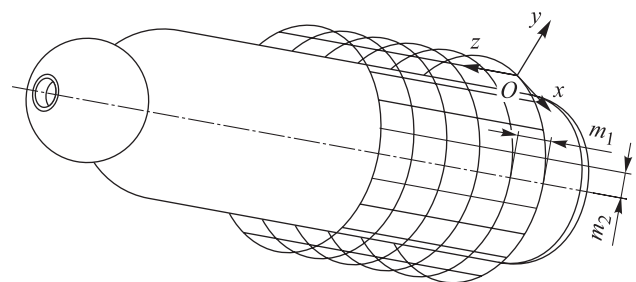
Решив уравнение (3) с учетом дополнительных членов, не учтенных в работах [1–3] (так как движение с частичным или полным обкатыванием поверхностью поршня внешнего края направляющей втулки не рассмотрено), получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ & = 12\mu v + 6\mu u \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu u \frac{\partial u}{\partial x} + \\ & + 18\mu v \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)^2 + 6\mu h \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial h}{\partial x} + 6\mu h v \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + 6\mu w \frac{\partial h}{\partial z} + \\ & + 18\mu v \left( \frac{\partial h}{\partial z} \right)^2 + 6\mu h v \frac{\partial^2 h}{\partial z^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $x$  – ось, лежащая на окружности сечения втулки (рис. 4);

$h$  – высота зазора между поршнем и втулкой;

$z$  – ось, лежащая на оси втулки.

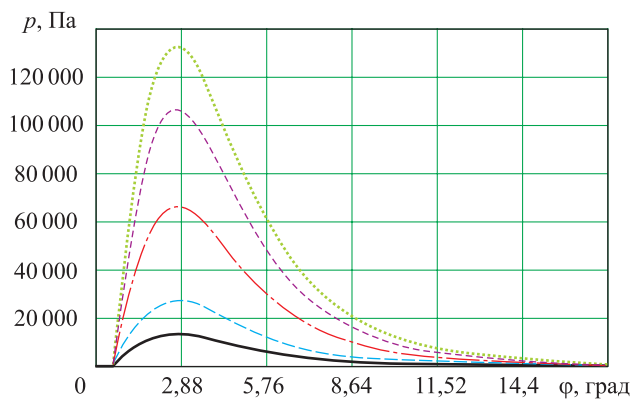
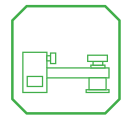


**Рис. 4.** Схематичное изображение сетки:

$m_1$  – шаг сетки по оси поршня;  $m_2$  – шаг сетки по окружности поршня

### Результаты решения уравнений Рейнольдса

Для получения качественных результатов уравнение (4) решено методом прогонки [7], с помощью которого можно получить результаты достаточной точности. Этот метод является довольно простым. Получены поля давлений в направляющей втулке. На рис. 5 представле-



**Рис. 5.** Распределение давления при положении точки с нулевой скоростью на расстоянии от центра сечения поршня, равном:

—  $0,1r$ ; - -  $0,2r$ ; - · -  $0,5r$ ; - - -  $0,8r$ ; ····  $r$

ны распределения давления рабочей жидкости на внешней кромке направляющей втулки для разных положений центра вращения по диаметру сечения поршня. Для того чтобы выяснить влияние вращательного движения на образование гидродинамического клина, рассмотрены ситуации при нулевой поступательной скорости поршня.

По полученным графикам можно видеть, что при смещении центра вращения от поверхности поршня происходит многократное увеличение значения пика давления. Значит, при ослаблении сил трения на внешнем крае втулки до значений, сопоставимых с суммой силы трения на внутреннем крае втулки и сферическом шарнире поршня, происходит резкое увеличение давления, вызванное вращательным движением поршня. Для случая полного обкатывания максимальное значение пика давления составило около 250 Па. Таким образом, даже для смещения центра вращения на 0,1 радиуса поршня происходит значительный рост гидродинамической силы. В целом же значения для полного вращения поршня (см. рис. 5) совпадают со значениями, полученными авторами [1–3].

### Заключение

Для штатной конструкции АПГНД существует ряд возможных вариантов кинематики поршневого механизма. Различие настоящих вариантов состоит в том, что точка, не совершающая вращательного движения относительно направляющей втулки без учета эксцентриситета поршня и втулки, может занимать положения от центра поршня до точки на поверхности, в которой происходит контакт поршня с внешней кромкой направляющей втулки.

В указанных случаях изменяются относительные скорости точки на поверхности поршня. В связи с этим различаются и варианты записи уравнения Рейнольдса для его решения относительно скоростей. Следовательно, значения пиков давления, создаваемых вращательным движением поршня во втулке, также отличаются друг от друга.

На основании полученных значений пиков давления рабочей жидкости на внешней кромке направляющей втулки можно заключить, что при смещении указанного центра вращения значения пика давления возрастают многократно, что уменьшает силу трения в поршневой паре при уходе от обкатывания, реализуемого при особо больших значениях сил трения в поршневой паре.

В дальнейшем планируется проведение эксперимента для подтверждения кинематики и значений сил трения в поршневом механизме, а также дальнейшее развитие математической модели для определения скорости, при которой происходит переход к жидкостному режиму трения в паре поршень – направляющая втулка.

**Список литературы**

1. *Wieczorek U., Ivantysynova M.* Computer aided optimization of bearing and sealing gaps in hydrostatic machines – the simulation tool Caspar // International Journal of Fluid Power. 2002. Vol. 3. Iss. 1. Pp. 7–20. DOI 10.1080/14399776.2002.10781124
2. *Pelosi M., Ivantysynova M.* A Geometric multigrid solver for the piston – cylinder interface of axial piston machines // Tribology Transactions. 2012. Vol. 55. No. 2. Pp. 163–174. DOI 10.1080/10402004.2011.639049
3. *Xu Bing, Zhang Junhui, Yang Huayoung, Zhang Bin.* Investigation on the radial micro-motion about piston of axial piston pump // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2013. Vol. 26. Iss. 2. Pp. 325–333.
4. *Manring N. D.* The relative motion between the ball guide and slipper retainer within an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump // Journal



of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1999. Vol. 121. Pp. 531–537.

5. *Решетов Л. Н.* Самоустанавливающиеся механизмы. М.: Машиностроение, 1972. 256 с.

6. *Kuzmin A., Popov V., Stazhkov S.* Advanced axial piston swash plate pump parameters recommendations // Proceedings of the

27th DAAAM International Symposium. Vienna, Austria: DAAAM International, 2016. Pp. 0556–0561.

7. *Самарский А. А., Николаев Е. С.* Методы решения сеточных уравнений. М.: Наука, 1978. 532 с.

**Поступила 30.11.17**

**Кузьмин Антон Олегович** – инженер-конструктор второй категории 32-го отдела АО «КБСМ», аспирант Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова», г. Санкт-Петербург. Область научных интересов: гидропривод, машиностроение, аксиально-поршневые гидромашины, электрогидравлический привод.

**Попов Валерий Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Системы приводов, мехатроника и робототехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова», г. Санкт-Петербург. Область научных интересов: гидродинамические процессы в щелевых уплотнениях, гидропривод.

**Стажков Сергей Михайлович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Системы приводов, мехатроника и робототехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова», г. Санкт-Петербург. Область научных интересов: гидропривод, машиностроение, аксиально-поршневые гидромашины, мехатроника, робототехника.

## Hydrodynamic processes in the piston and cylinder unit of axial-piston hydraulic machines

The purpose of the research was to analyze the kinematics of the piston mechanism of an axial-piston hydraulic machine with an adjustable-angle cam plate. The kinematic analysis resulted in establishing various types of relative motion of the piston in the guide bushing, writing and solving Reynolds equation with respect to velocities. A sweep method was used to construct a pressure field in the working fluid layer between the piston and the guide bushing. Pressure fields are constructed for several cases of kinematics of the piston mechanism.

**Keywords:** axial-piston hydraulic machines, hydromechanics, hydrodynamics, mechanical engineering, hydraulic drive.

**Kuz'min Anton Olegovich** – design engineer of the second category, 32nd department, Design Bureau of Special Mechanical Engineering, Joint Stock Company, Saint Petersburg, post-graduate student, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D. F. Ustinov, Saint Petersburg. Science research interests: hydraulic drive, mechanical engineering, axial-piston hydraulic machines, electrohydraulic drive.

**Popov Valeriy Vladimirovich** – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Department of Drive Systems, Mechatronics and Robotics, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D. F. Ustinov, Saint Petersburg. Science research interests: hydrodynamic processes in groove seals, hydraulic drive.

**Stazhkov Sergey Mikhaylovich** – Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department of Drive Systems, Mechatronics and Robotics, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D. F. Ustinov, Saint Petersburg. Science research interests: hydraulic drive, mechanical engineering, axial-piston hydraulic machines, mechatronics, robotics.