



Е. А. КРЕСТИН
Г. В. СЕРЕБРЯКОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПОТОКА И СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПЛУНЖЕР, В УПЛОТНЕНИЯХ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

DETERMINATION OF THE FLOW SPEED AND FORCES, ACTING ON THE PLUNGER,
IN SEALS OF HYDRAULIC DRIVE OF CONSTRUCTION MACHINES

Определена скорость потока вязкой жидкости в щелевом зазоре гидравлического привода машин и механизмов, используемых в технологии строительства. При различных сочетаниях напорного и фрикционного воздействий в случае подвижного и неподвижного плунжера найдена сила, действующая на стенки зазора. Рассмотрено влияние конусности зазора на фрикционное течение вдоль неподвижной стенки. Найдены координаты перехода однонаправленного движения жидкости в разнонаправленное. Определены силы, действующие на подвижный плунжер бесконтактного уплотнения. Для обеспечения полного статического равновесия радиальных и аксиальных сил необходимо, чтобы отверстия в гильзе золотника были строго диаметрально противоположными. Для снижения усилия, необходимого для передвижения плунжера, находящегося под давлением, применяют электромагниты с большим тяговым усилием. Построены графические зависимости сил, действующих на плунжер, с учетом от конусности и эксцентриситеты щели. Точно рассчитать силы, действующие на плунжер, обычно не представляется возможным, поэтому любая бесконтактная пара должна проходить стендовые испытания.

Ключевые слова: бесконтактное уплотнение, рабочая жидкость, плунжер, зазор кольцевой конический и осесимметричный, защемляющая сила, гидравлический привод, строительные машины.

The flow rate of a viscous fluid in the slot gap of the hydraulic drive of machines and mechanisms used in construction technology is determined. For various combinations of pressure and friction effects in the case of a movable and stationary plunger, the force acting on the walls of the gap is found. The influence of the taper of the gap on the frictional flow along the fixed wall is considered. The coordinates of the transition of unidirectional fluid motion to multidirectional are found. The forces acting on the movable plunger of a non-contact seal are determined. To ensure complete static balance of radial and axial forces, it is necessary that the holes in the spool sleeve are strictly diametrically opposed. To reduce the force required to move the plunger under pressure, electromagnets with a large traction force are used. Graphic dependences of the forces acting on the plunger are constructed, taking into account the taper and eccentricity of the slot. It is usually not possible to accurately calculate the forces acting on the plunger, so any non-contact pair must be bench tested.

Keywords: non-contact seal, working fluid, plunger, conical and axisymmetric annular gap, pinching force, hydraulic drive, construction machinery

Как известно [1–4], зависимость изменения скорости потока в зазоре имеет вид:

$$\vartheta_z = \frac{1}{2\nu\rho}(y^2 - hy)\frac{dp}{dz} \pm \vartheta_{\Pi}\left(1 - \frac{y}{h}\right). \quad (1)$$

Найдем скорости потока вязкой несжимаемой жидкости при различных сочетаниях давления и скорости перемещения плунжера. Для этого необходимо знать величины h , $\vartheta_z = 0$ и величину производной $\frac{dp}{dz}$.

1. В случае напорного течения в конусной щели и при движущемся плунжере ($\Delta p \neq 0$, $\vartheta_{\Pi} \neq 0$, $k \neq 0$) после дифференцирования получим:

$$\frac{dp}{dz} = \left\{ q_{\vartheta} - \frac{2c(c+k)}{(2c+k)(c+kz)} [c(c+k) + q_{\vartheta}] \right\} \frac{\Delta p}{l(c+kz)^2}. \quad (1)$$

2. В случае напорного течения в конусной щели при неподвижном плунжере ($\Delta p \neq 0$, $k \neq 0$, $\vartheta_{\Pi} = 0$)

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{2c^2(c+k)^2\Delta p}{l(2c+k)(c+kz)^3}. \quad (2)$$

3. В случае напорного течения в щелевом зазоре с параллельными стенками при неподвижном и движущемся плунжере ($\Delta p \neq 0$, $k = 0$, $\vartheta_{\Pi} = 0$, $\vartheta_{\Pi} \neq 0$)

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{\Delta p}{l}. \quad (3)$$

4. В случае только фрикционного движения жидкости при отсутствии перепада давления в конусной щели ($\vartheta_{\Pi} \neq 0$, $k \neq 0$, $\Delta p = 0$)

$$\frac{dp^0}{dz} = \pm \frac{6\nu\rho\vartheta_{\Pi}}{h_0^2(2c+k)} \frac{\bar{z}(2+k)-c}{(c+k\bar{z})^3}. \quad (4)$$

5. В случае фрикционного течения жидкости в щелевом зазоре с параллельными стенками ($\vartheta_{\Pi} \neq 0$, $k = 0$, $\Delta p = 0$)

$$\frac{dp}{dz} = 0. \quad (5)$$

Фрикционная и напорная составляющие являются аддитивными в общей картине гидродинамики бесконтактного уплотнения. Однако при фрикционном течении в конусных щелях на некотором расстоянии от входа в зазор поток движется в направлении увеличивающегося давления [4]. Это приводит к тому, что часть потока возле неподвижной стенки может двигаться в направлении, противоположном движению плунжера. Получаем разнонаправленное движение жидкости в зазоре. Абсциссу при которой поток меняет направление движе-

ния, находим из условия $\left. \frac{\partial \vartheta_z}{\partial y} \right|_{y=h} = 0$. Используя (1), получим:

$$\left. \frac{\partial \vartheta_z}{\partial y} \right|_{y=h} = \frac{h}{2\nu\rho} \frac{dp}{dz} \pm \frac{\vartheta_{\Pi}}{h} = 0, \text{ или } \frac{dp}{dz} \pm \frac{|2\nu\rho\vartheta_{\Pi}|}{h^2} = 0. \quad (6)$$

Отсюда с помощью (4) имеем:

$$z_2 = \frac{lc(2k+c)}{k(3+k-c)}, \text{ или } \bar{z}_2 = \frac{c(2k+c)}{k(3+k-c)}. \quad (7)$$

Если плунжер в гильзе расположен эксцентрично, то значение абсциссы \bar{z}_2 зависит от азимутального положения рассматриваемого сечения, так как $c = 1 - \varepsilon \cos\theta$. При концентричном расположении плунжера, когда $c = 1$:

$$\bar{z}_2 = \frac{2k+1}{k(2+k)}. \quad (8)$$

Рассмотрим влияние конусности на значение \bar{z}_2 . Уменьшение конусности приводит к увеличению значения координаты \bar{z}_2 . Поскольку щель имеет конечную длину, то при малых значениях параметра k значение координаты \bar{z}_2 может выходить за пределы щели и тогда область противотока в щели может и не возникать. Чтобы определить предельный параметр k при котором поток в щели движется только в одном направлении, воспользуемся условием $\bar{z}_2 = 1$ для расширяющейся щели и $\bar{z}_2 = 0$ для сужающейся. Анализируя (7), видим, что в расширяющейся щели при концентричном расположении плунжера противоток не возникает в случае, когда $k \leq 1$ в сужающейся – когда $k \leq |-0,5|$. Если плунжер движется навстречу напорному течению, то поток в щелевом зазоре всегда будет иметь два направления движения: в непосредственной близости у плунжера жидкость увлекается подвижной стенкой, а в остальной части щели поток движется в направлении перепада давления Δp . Координату возле границы, где изменяется направление течения, можно определить, положив $\vartheta_{\Pi} = 0$ в уравнении движения. Для простейшего случая, когда движение плунжера происходит навстречу напорному течению при параллельных стенках канала, получаем:

$$y_1 = -\frac{2\nu\rho\vartheta_{\Pi}l}{h_0(1-\varepsilon \cos\theta)\Delta p}. \quad (9)$$

В конусных щелях, несмотря на совпадение направлений движения плунжера и напорного течения, возле неподвижной стенки может возникнуть поток, движущийся против напорного течения (рис. 1). Это происходит потому, что в конусных щелевых зазорах течение, вызванное перепадом давления $\Delta p = p_0 - p_i$ направле-

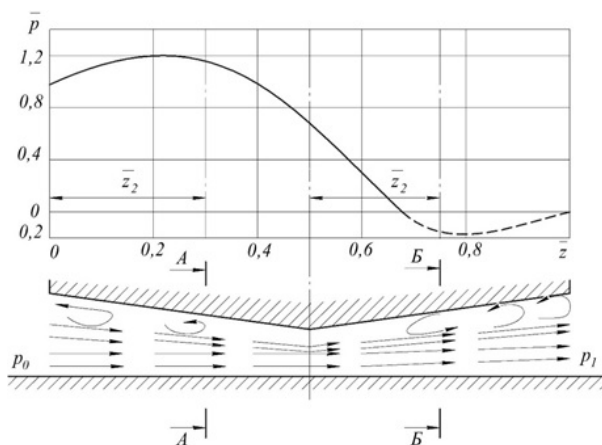


Рис. 1. Изменение давления и движения жидкости в конусной щели. Направление движения стенки совпадает с течением, вызванным перепадом $\Delta p = p_0 - p_1$. Принято $\bar{p}_0 = p_0 / \Delta p = 1$, $\bar{p}_1 = p_1 / \Delta p = 0$

но против увеличивающегося давления. Для определения координаты \bar{z}_2 при которой в конусном зазоре направление потока изменяется на противоположное, воспользуемся зависимостями (6) и (1). Их совместное решение дает значение координаты в виде:

$$\bar{z}_2 = \frac{c}{k} \left\{ \frac{3(c+k)}{2c+k} \left[\frac{c(c+k)}{q_\vartheta} + 1 \right] - 1 \right\}. \quad (10)$$

Если плунжер расположен в гильзе концентрично, когда то выражение (10) запишется таким образом:

$$\bar{z}_2 = \frac{1}{k} \left[\frac{3(1+k)}{2+k} \left(\frac{1+k}{q_\vartheta} + 1 \right) - 1 \right]. \quad (11)$$

Найдем зависимость между параметрами k и q_ϑ при которых в конусных щелях при концентричном расположении плунжера не возникает обратного течения.

В расширяющихся щелях эта зависимость имеет вид:

$$q_\vartheta = \frac{3(1+k)}{k-1}, \quad (12)$$

а в сужающихся щелевых зазорах:

$$q_\vartheta = -\frac{3(1+k)^2}{1+2k}. \quad (13)$$

Последние соотношения (12) и (13) получены из (10) при выполнении условия $\bar{z}_2 = 1$ в расширяющейся щели и $\bar{z}_2 = 0$ в сужающейся. На рис. 2 приведены границы однонаправленного течения в конусных щелевых зазорах, когда напорное течение совпадает с фрикционным. Чем больше конусность щели, тем меньше зна-

чение параметра q_ϑ при котором не изменяется направление потока. Границы однонаправленного потока (зона 1) асимптотически приближаются к значению $k = -0,5$ у сужающейся щели и $k = 1$ – у расширяющейся.

Во время эксплуатации бесконтактного уплотнения его элементы подвергаются воздействию сил давления со стороны жидкости. Так как эти силы значительны и могут быть причиной нарушения нормальной работы гидросистемы, то при конструировании гидроаппаратуры необходимо знать причину их возникновения, а также величину и характеристику. В зависимости от направления действия силы разделяют на боковые (радиальные), действующие перпендикулярно к оси плунжера, и осевые (аксиальные), действующие вдоль оси.

Например, в конструкциях золотников важно обеспечить полное статическое равновесие радиальных и аксиальных сил, действующих на плунжер. Для этого необходимо, чтобы отверстия подвода и отвода рабочей жидкости в гильзе золотника были диаметрально противоположными. Для уменьшения радиальных сил необходимо, чтобы у отверстий подвода и отвода жидкости внутри гильзы были выполнены кольцевые канавки. Для осевого равновесия плунжера необходимо, чтобы все уплотняющие части имели одинаковый диаметр. Плунжер, смазанный рабочей жидкостью, при комнатной температуре должен свободно перемещаться из любого положения в цилиндре под собственным весом. Сила, необходимая для перемещения плунжера в продольном направлении, должна состоять из силы жидкостного трения и силы инерции подвижного элемента. На практике оказывается, что усилия, необходимые для передвижения плунжеров,

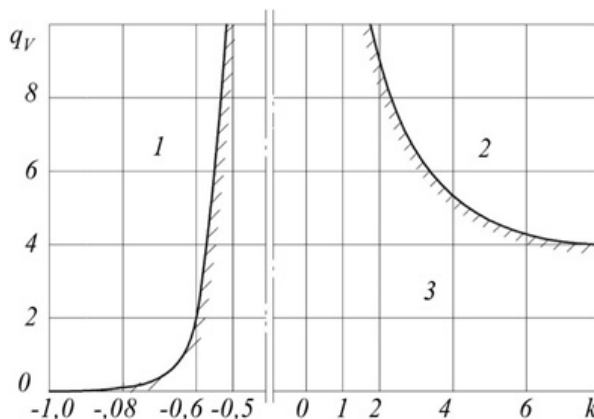


Рис. 2. Границы однонаправленного потока в конусных щелях:

1 – сужающейся; 2 – расширяющейся; 3 – область однонаправленного потока ($\Delta p \neq 0$, $\vartheta_n \neq 0$, $k \neq 0$, $\bar{\varepsilon} = 0$)

находящихся под давлением жидкости, могут в определенных случаях возрастать в несколько сот раз [5]. Это затрудняет работу оператора и приводит к нарушению нормальной работы гидросистемы, особенно систем с дистанционным управлением распределительными и регулируемыми устройствами с помощью электромагнитов и электроприводов. Чтобы гарантировать надежную работу, в некоторых конструкциях для преодоления сил трения плунжеров приходится применять электромагниты с большим тяговым усилием, достигающим 150 – 200 Н. Такие устройства имеют значительные размеры и массу, а также небольшой срок службы, так как большие инерционные силы, развиваемые якорем при его втягивании, быстро разбивают электромагнит. Кроме этого, большие пусковые токи требуют мощных контактных устройств в системах электропитания гидросистем. Большое трение в ведущем звене (распределителе) следящих систем вызывает скачкообразное движение привода при плавном изменении сигнала управления, что приводит к ошибке по положению и колебаниям, а в некоторых случаях и к полному останову следящего привода [5]. Нескомпенсированное боковое одностороннее нагружение плунжеров насосов и гидромоторов помимо снижения механического КПД вызывает интенсивный неравномерный износ плунжерных пар, что приводит со временем и к снижению объемного КПД. Из практики известно [6], что на плунжеры золотниковых распределителей кроме радиальных сил действуют осевые усилия, обусловленные течением жидкости через окна. Величина этих усилий в основном зависит от перепада давления и расхода рабочей жидкости через золотник, т. е. от передаваемой мощности. Опыт работы типовых четырехходовых золотников показал [6], что на 1 кВт мощности, теряемой в золотнике вследствие перепада в нем давления, приходится 5–8 Н осевого усилия. Это необходимо учитывать при проектировании систем управления гидравлического привода.

Точно рассчитать силы, действующие на плунжер, обычно не удается, поэтому любая цилиндрическая пара должна проходить стендовые испытания, что требует дополнительных затрат времени и средств для доводки.

Рассмотрим радиальные силы и гидравлическое «защемление» плунжера при эксплуатации гидравлических систем.

Одна из основных причин, приводящих к увеличению силы трения, – неравномерное распределение давления жидкости в зазоре между плунжером и гильзой. Повышение силы трения по этой причине принято называть ги-

дравлическим «защемлением» плунжерных пар. Во всех случаях, когда гильза и пояски плунжера симметричны относительно продольной оси, а оси плунжера и гильзы совпадают, боковая неуравновешенная сила не возникает, так как в сечении любой плоскостью, проходящей через ось плунжера, характер изменения щели будет одинаковым. Также не будет «защемления» цилиндрического плунжера в цилиндрической гильзе, если их оси параллельны, но не совпадают, т. е. плунжер расположен в гильзе эксцентрично. Это вызвано тем, что в параллельной щели независимо от высоты зазора давление изменяется по линейному закону от p_0 до p_i [7]. Поэтому давление в любой плоскости, перпендикулярной оси, будет сохраняться одинаковым для всех точек зазора по периферии окружности независимо от того, движется плунжер или находится в покое.

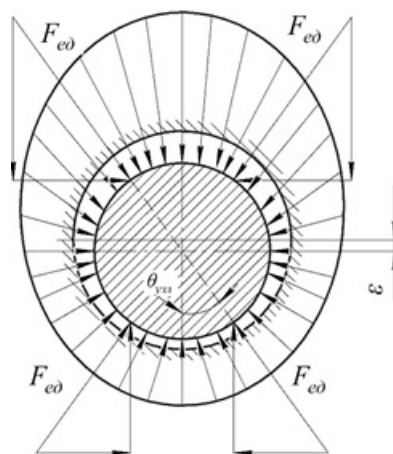


Рис. 3. Схема к определению «заземляющей» силы

Известно, что неравномерное распределение давления, вызывающее появление боковой неуравновешенной силы, действующей на плунжер, возникает тогда, когда характер зазора между плунжером и гильзой в различных сечениях неодинаков, т. е. поток жидкости в зазоре будет либо расширяющимся, либо сужающимся, либо другой иной формы [8].

Зная закон изменения давления вдоль щели, можно определить единичную силу давления, т. е. силу, действующую на поверхность единичной ширины:

$$F_{e0} = \int_0^1 p(z) dz.$$

Подставляя в это выражение формулу для определения давления потока в конусной щели, когда жидкость движется и под действи-

ем перепада давления, и увлекается подвижным плунжером [9], и учитывая, что $p(z) = \bar{p}(\bar{z})\Delta p$, $z = \bar{z}l$ получим силу, действующую на поверхность единичной ширины в виде:

$$F_{e\partial} = l\Delta p \left[\bar{p}_0 - \frac{c+k}{2c+k} + \frac{q_{\vartheta}}{k} \left(\frac{2}{2c+k} + \frac{1}{k} \ln \frac{c}{c+k} \right) \right].$$

Для определения полной силы необходимо просуммировать по окружности единичные силы давления, действующие на всю боковую поверхность плунжера.

Так как рассматриваемая система (плунжер и гильза) симметрична относительно плоскости, проходящей через их оси (рис. 3), то будем учитывать только элементарные силы, проходящие параллельно плоскости симметрии, так как другие составляющие элементарных боковых сил взаимно уравновешиваются. С учётом этого обстоятельства сила давления, действующая на плунжер, будет равна:

$$F = 2r_0 \int_0^{\pi} F_{e\partial} \cos \theta d\theta = 2r_0 l \Delta p \int_0^{\pi} \left[\bar{p}_0 - \frac{c+k}{2c+k} + \frac{q_{\vartheta}}{k} \left(\frac{2}{2c+k} + \frac{1}{k} \ln \frac{c}{c+k} \right) \right] \cos \theta d\theta.$$

После интегрирования:

$$F = \frac{2\pi r_0 l \Delta p}{k\bar{\varepsilon}} \left\{ \frac{k^2}{4} \left[1 - \frac{2+k}{\sqrt{(2+k)^2 - 4\bar{\varepsilon}^2}} \right] + q_{\vartheta}(2+k) \times \left[\frac{1}{\sqrt{(2+k)^2 - 4\bar{\varepsilon}^2}} \frac{1}{\sqrt{1-\bar{\varepsilon}^2}} + \frac{1}{\sqrt{(1+k)^2 - \bar{\varepsilon}^2}} \right] \right\}. \quad (14)$$

Раскрывая неопределённость в этом уравнении, можно убедиться, что результирующая боковая сила, действующая на осесимметричный плунжер, расположенный концентрично в осесимметричной гильзе ($\bar{\varepsilon} = 0$), равна нулю. Точно так же будет равна нулю сила F если параметр $k = 0$, независимо от того, концентрично или эксцентрично располагается плунжер в гильзе.

Когда плунжер неподвижен ($\vartheta_{\Pi} = 0$) то боковая сила, действующая на плунжер, равна:

$$p_0 p_i, F = \frac{\pi r_0 l k}{2\bar{\varepsilon}} \left[1 - \frac{2+k}{\sqrt{(2+k)^2 - 4\bar{\varepsilon}^2}} \right] \Delta p. \quad (15)$$

Если влияние радиуса плунжера r_0 его длины l и перепада давления $\Delta p = p_0 - p_i$ на величину F боковой силы очевидно, то этого нельзя сказать о параметрах k и $\bar{\varepsilon}$. Для выяснения такого влияния приведём формулу (15) к безразмерному виду:

$$\bar{F} = \frac{F}{\pi r_0 l \Delta p} = \frac{k}{2\bar{\varepsilon}} \left[1 - \frac{2+k}{\sqrt{(2+k)^2 - 4\bar{\varepsilon}^2}} \right]. \quad (16)$$

Затем построим графическую зависимость $\bar{F} = f(k, \bar{\varepsilon})$ (рис. 4). Правая часть графика построена для расширяющейся щели, левая часть с $k < 0$ – для щели сужающейся. Отрицательные значения \bar{F} в расширяющейся щели свидетельствуют о возникновении сил, стремящихся поджать плунжер к стенке гильзы. При совпадении осей плунжера и гильзы, когда $\bar{\varepsilon} = 0$ безразмерная боковая сила \bar{F} , а значит, и сама сила F равны нулю. Увеличение параметра k приводит вначале к сравнительно быстрому росту абсолютной величины \bar{F} , а затем $|\bar{F}|$ медленно уменьшается. Максимальное значение сила $|\bar{F}|$ приобретает в момент касания плунжера стенки гильзы, т. е. при $\bar{\varepsilon} = 0$ и параметре $k \approx 1$. В этом случае сила равна приблизительно $|\bar{F} = -0,17|$.

У плунжерных пар, образующих сужающиеся в направлении утечки щели, с ростом значения параметров k и $\bar{\varepsilon}$ боковая сила, центрирующая плунжер, увеличивается. На рис. 4 слева очерчена граница \bar{F} для предельных значений $\bar{\varepsilon}_{\text{пред}}$ для сужающейся щели, полученных для случаев, при которых плунжер касается гильзы. Так как радиальному перемещению плунжера в гильзе

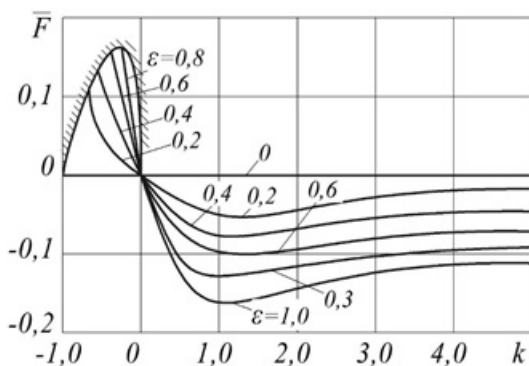


Рис. 4. График зависимости $\bar{F} = f(k, \epsilon)$

обычно ничто не препятствует, можно предполагать, что под действием возникшей боковой силы плунжер, образуя в гильзе расширяющуюся в направлении утечки щель, займёт положение, при котором $\bar{\epsilon} = 1$. Тогда подсчёт максимального значения боковой силы может быть выполнен в предположении, что $\bar{F} = -0,17$ и $\bar{\epsilon} = 1$:

$$F_{max} = \bar{F}_{max} \pi r_0 l \Delta p = -0,53 r_0 l \Delta p. \quad (17)$$

Если плунжер имеет поясков, разделяющих давления p_0 и p_i то и боковая сила увеличивается в раз:

$$F_{max} = -0,53 r_0 l \Delta p n. \quad (18)$$

Определение величины боковой силы по формуле (15) является только некоторым приближением к реальному. Истинную величину этой силы можно получить, если учесть, что кроме течения жидкости вдоль пояска плунжера появляется поток жидкости вокруг него [10-12]. Формулами также не учтено, что зазор и сам характер щели могут изменяться в результате деформации деталей плунжерной пары под действием давления. Кроме того, переменной также является вязкость жидкости вдоль щелевого зазора. Общего решения для определения величины запирающей силы при действительном течении потока в зазоре получить не удалось. Результаты выполненного теоретического анализа можно подтвердить экспериментами, которые могут быть использованы в практических расчетах, а также при доводке и наладке приводов гидравлических систем.

Выводы. 1. Определена скорость потока вязкой жидкости в щелевом зазоре при различных сочетаниях напорного и фрикционного воздействий в случае подвижного и неподвижного плунжера.

2. Рассмотрено влияние конусности зазора на фрикционное течение вдоль неподвижной стенки.

3. Найденны координаты перехода однонаправленного движения жидкости в разнонаправленное. Это происходит потому, что в конусных щелях течение, вызванное перепадом давления, направлено против увеличивающегося давления.

4. Найденны силы, действующие на подвижный плунжер бесконтактного уплотнения. Для обеспечения полного статического равновесия радиальных и аксиальных сил необходимо, чтобы отверстия в гильзе золотника были строго диаметрально противоположными.

5. Для снижения усилия, необходимого для передвижения плунжера, находящегося под давлением, применяют электромагниты с большим тяговым усилием.

6. Точно рассчитаны силы, действующие на плунжер, обычно не представляется возможным, поэтому любая бесконтактная пара должна проходить стендовые испытания.

7. Построены графические зависимости силы, действующей на плунжер, в зависимости от конусности и эксцентриситетности щели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крестин Е.А., Серебряков Г.В. Гидродинамический расчет бесконтактных уплотнений с плоскими щелевыми зазорами приводов электроэнергетических систем // Градостроительство и архитектура. 2021. т. 11. №2. С. 171-177. DOI: 10.17673/Vestnik.2021.02.22.
2. Никитин Г.А., Черкун В.Е., Дидур В.А. Повышение качества сборки плунжерных пар золотниковых распределителей // Технология и организация производства. Киев, 1971. № 1. С. 77–80.
3. Крестин Е.А. Определение утечек жидкости через зазор бесконтактного уплотнения поршня гидравлического вибратора // Научное обозрение. 2014. №5. С. 108–110.
4. Васильев В.А. Метод расчета гидродинамических сил в щелевых уплотнениях роторов мощных питательных насосов // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2004. № 5. С. 115–120.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта и др. 5-е изд., стер. М.: Альянс, 2011. 422 с.
6. Численное исследование устойчивости течения Тейлора между двумя цилиндрами в двумерном случае / О. М. Белоцерковский [и др.] // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2009. № 4. С. 754–768.
7. Уплотнительные устройства в машиностроении / Б. Жирных [и др.]. М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 2017. 24 с.
8. Никитин О.Ф. Рабочие жидкости и уплотнительные устройства гидроприводов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 288 с.

9. Машиностроительный гидропривод /авт.: Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев, В. Я. Скрицкий, В. Л. Сосонкин / под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.

10. Найгерт К.В., Редников С.Н., Япарова Н.М. Процессы полимеризации рабочей среды в зазорах золотниковых пар // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника: сб. статей. Челябинск, 2016. № 46. С. 125–123.

11. Крестин Е.А., Серебряков Г.В. Влияние облитерации щелевых уплотнений плунжерных пар на работу приводов электроэнергетических систем // Градостроительство и архитектура. 2020. Т.10. №1. С. 172–178. DOI: 10.17673/Vestnik.2020.01.22.

12. Крестин Е.А., Серебряков Г.В. Влияние чистоты рабочей жидкости на облитерацию щелевых уплотнений плунжерных пар приводов электроэнергетических систем // Градостроительство и архитектура. 2020. Т.10. №3. С. 170–176. DOI: 10.17673/Vestnik.2020.03.21.

REFERENCES

1. Krestin E.A., Serebryakov G.V. Hydrodynamic calculation of contactless adhesions with flat jaw gaps of drives of electric energy systems. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2021, vol. 11, no. 2, pp. 171–177. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2021.02.22

2. Nikitin G.A., Cherkun V.E., Didur V.A. Increase in quality of plunger pairs of gold distributors. *Tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva* [Technology and organization of production], 1971, no. 1, pp. 77–80. (in Russian)

3. Krestin E.A. Determination of fluid leaks through the gap of contactless adhesion of the hydraulic vibrator piston. *Nauchnoe obozrenie* [Scientific insight], 2014, no. 5, pp. 108–110. (in Russian)

4. Vasil'ev V.A. The method of calculation of hydrodynamic forces in jaw pumps. *Vestnik YuUrGU* [Journal of UUrSU], 2004, no. 5, pp. 115–120. (in Russian)

5. Bashta T.M. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uchebnykh dlya studentov vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeniy* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: a tutorial for students of higher technical educational institutions]. Moscow, Alliance, 2011. 422 p.

6. Belotserkovskiy O.M. Numerous studies of Taylor's stability between two cylinders in a two-dimensional case. *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki* [Journal of Mathematical and Mathematical Physics], 2009, no. 4, pp. 754–768. (in Russian)

7. Zhirnykh B. *Uplotnitel'nye ustroystva v mashinostroenii* [Stubborn devices in machinery]. Moscow, MGTU publishing them. Bauman, 2017. 24 p.

8. Nikitin O.F. *Rabochie zhidkosti i uplotnitel'nye ustroystva gidroprivodov* [Working fluids and hydropower devices]. Moscow, MGTU publishing them. Bauman, 2013. 288 p.

9. Kondakov L.A., Nikitin G.A., Prokof'ev V.N., Skritskiy V.Ya., Sosonkin V.L. *Mashinostroitel'nyy gidroprivod* [Machinobuilding hydropride]. Moscow, Machinery, 1978. 495 p.

10. Naygert K.V. Processes of polymerization of work Wednesday in the gaps of spongy pairs. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika* [Journal of PNIPU. Aerospace technology], 2016, no. 46, pp. 123–125. (in Russian)

11. Krestin E.A., Serebryakov G.V. Influence of obliteration of gap seals of plunger pairs on the operation of drives of electric power systems. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2020, vol. 10, no. 1, pp. 172–178. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2020.01.22

12. Krestin E.A., Serebryakov G.V. Influence of working fluid purity on obliteration of gap seals of plunger pairs of drives of electric power systems. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2020, vol. 10, no. 3, pp. 170–176. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2020.03.21

Об авторах:

КРЕСТИН Евгений Александрович

кандидат технических наук, профессор кафедры
теплогазоснабжения и вентиляции
Самарский государственный технический университет
Академия строительства и архитектуры
443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244
E-mail: krestin@bk.ru

KRESTIN Evgeny A.

PhD in Engineering Science, Professor of the Heat
and Gas Supply and Ventilation Chair
Samara State Technical University
Academy of Civil Engineering and Architecture
443100, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 244
E-mail: krestin@bk.ru

СЕРЕБРЯКОВ Григорий Владимирович

инженер производственно-технического отдела (ПТО)
ООО «Весна»
446442, Россия, г. Кинель, пгт. Усть-Кинельский, ул. 4-я
Парковая, 2 к. г.
E-mail: karately123@mail.ru

SEREBRYAKOV Grigoriy V.

Engineer of Production and Technical Department (PTD)
LLC «Vesna»
446442, Russia, Kinel, Ust-Kinelsky, 4th Park Street, 2 k. g.
E-mail: karately123@mail.ru

Для цитирования: Крестин Е.А., Серебряков Г.В. Определение скорости потока и сил, действующих на плунжер, в уплотнениях гидравлического привода строительных машин // Градостроительство и архитектура. 2023. Т. 13, № 2. С. 90–97. DOI: 10.17673/Vestnik.2023.02.13.

For citation: Krestin E.A., Serebryakov G.V. Determination of the Flow Speed and Forces, Acting on the Plunger, in Seals of Hydraulic Drive of Construction Machines. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2023, vol. 13, no. 2, pp. 90–97. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2023.02.13.