

Е. А. КРЕСТИН
В. Б. ЖИЛЬНИКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОНУСНЫХ ЩЕЛЕВЫХ ЗАЗОРАХ ПРИВODOВ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

PRESSURE DISTRIBUTION STUDY IN CONE SLOT GAP DRIVES OF ELECTRIC POWER SYSTEMS

Исследовано распределение давления в конусных щелевых зазорах приводов электроэнергетических систем. Найдено общее выражение для определения закономерности изменения давления вдоль потока вязкой жидкости в зазорах бесконтактных уплотнений, а также рассмотрены частные случаи. Для сужающейся щели максимальное давление будет в сечении с наименьшим зазором. При этом плунжер будет стремиться занять соосное положение. В расширяющейся щели максимальное давление будет в сечении с большей величиной зазора, поэтому плунжер силами неуравновешенного давления будет прижиматься к стенке гильзы. При эксцентричном расположении плунжера в гильзе давление в зазоре будет изменяться. Причем неравномерность распределения давления возрастает по мере увеличения эксцентриситета. При большей конусности щелевого канала и при неизменном входном зазоре характер изменения давления вдоль щели существенно отличается от линейного. Если поток и плунжер движутся в направлении увеличивающегося зазора (расширяющаяся щель), то плунжер силами неуравновешенного давления прижимается к стенке гильзы. В этом случае контактная поверхность плунжерной пары разрушается, что приводит к задирам и выходу из строя агрегатов.

Ключевые слова: привод электроэнергетических систем, бесконтактное уплотнение, щелевой зазор, конический канал, фрикционное и напорное течение, сила давления

Исследование закономерностей распределения давления в конусных щелевых зазорах приводов электроэнергетических систем является актуальной задачей, так как в реальных плунжерных парах радиальному перемещению плунжера в гильзе обычно ничто не препятствует [1–3], поэтому плунжер в гильзе может занимать эксцентричное положение ($\varepsilon \neq 0$). В данном случае зазор в плоскости, расположенной перпендикулярно оси плунжера, изменяется от минимального значения до максимального (рис. 1).

The distribution of pressure in the conical slotted gaps of drives of electric power systems has been studied. A general expression is found to determine the pattern of pressure change along the flow of a viscous fluid in the gaps of non-contact seals, and special cases are also considered. For a narrowing gap, the maximum pressure will be in the section with the smallest gap. In this case, the plunger will tend to take a coaxial position. In the expanding gap, the maximum pressure will be in the section with a larger gap, so the plunger will be pressed against the wall of the sleeve by the forces of unbalanced pressure. With an eccentric location of the plunger in the sleeve, the pressure in the gap will change. Moreover, the uneven distribution of pressure increases as the eccentricity increases. With a larger taper of the slotted channel and with a constant inlet gap, the nature of the pressure change along the slot differs significantly from the linear one. If the flow and the plunger move in the direction of the increasing gap (expanding gap), then the plunger is pressed against the wall of the sleeve by the forces of unbalanced pressure. In this case, the contact surface of the plunger pair is destroyed, which leads to scuffing and failure of the units.

Keywords: electric power systems drive, non-contact seal, gap gap, conical channel, frictional and pressure flow, pressure force

Это следует из закономерности $h = h_0(1 - \bar{\varepsilon}\cos\theta)$. Здесь h_0 – величина зазора при соосном расположении плунжерной пары, т. е. когда $\bar{\varepsilon} = 0$; θ – угол в рассматриваемом сечении относительно вертикальной плоскости. Для расширяющейся щели отношение $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / h_0$ может изменяться от $\bar{\varepsilon} = 0$ до $\bar{\varepsilon} = 1$, а плунжер может касаться гильзы лишь в точке $\bar{z} = 0$. В случае сужающейся щели, когда $-1 < k < 0$, касание плунжера происходит в точке $\bar{z} = 1$. Таким образом, каждому значению параметра конусности k соответствует

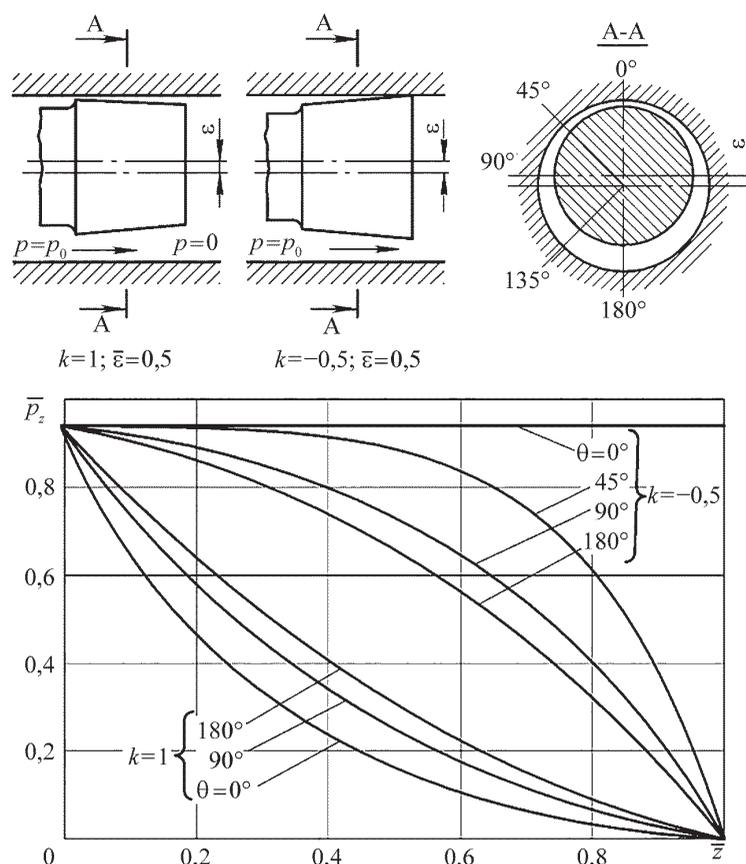


Рис.1. Распределение давления в конусных щелях при эксцентричном положении плунжера в гильзе при $k = 1$ и $k = -0,5$

определенное значение относительного эксцентриситета $\bar{\epsilon}$. Предельными случаями являются соотношения: если конусность $k = 1$, то получаем щель с постоянной величиной зазора, т. е. $\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = 1$, если же параметр $k = 1$, то $\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = 0$. Для определения функциональной зависимости $\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = f(k)$ используем соотношение для определения зазора $h = f(\bar{z}, \bar{\epsilon}, \theta)$, положив при этом $\theta = 0^\circ, \bar{z} = 1$, а зазор в точке касания будет равен $h = 0$. В результате искомая закономерность относительного эксцентриситета будет иметь вид:

$$\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = k + 1. \tag{1}$$

Следовательно, значению $k = -0,5$ соответствует $\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = 0,5$, и в этом случае плунжер касается гильзы [4]. Вследствие переменной величины зазора между конусным плунжером, эксцентрично расположенным, и гильзой, то и давление в зазоре также не будет постоянным. На рис. 1 показаны расчетные кривые распределения давления в зазорах вокруг конического

плунжера. Три нижние кривые характеризуют изменение давления в расширяющихся щелях с параметром конусности $k = 1$ и относительным эксцентриситетом $\bar{\epsilon} = 0,5$, а три верхние кривые – для сужающихся щелей с $\bar{\epsilon} = 0,5$, но с $k = -0,5$. Следует отметить, что при $k = -0,5$ величина $\bar{\epsilon}_{\text{пред}} = 0,5$ является предельной. При этом в сечении, проходящем через ось плунжера, угол $\theta = 0^\circ$, а плунжер в точке $z = 1$ касается гильзы. Для сужающейся щели максимальное давление будет в сечении с наименьшим зазором. При этом плунжер будет стремиться занять соосное положение, при котором оси плунжера и обоймы совпадают. В расширяющейся щели максимальное давление будет в сечении с большей величиной зазора, поэтому плунжер силами давления будет прижиматься к стенке гильзы.

На рис. 2 показана расчетная картина распределения давления в зазоре для расширяющейся щели в сечении, перпендикулярном оси плунжера и отстоящем на расстоянии $\bar{z} = 0,5$ от входа в щелевой зазор. Анализ выполнен для щелевых зазоров с постоянным значением па-

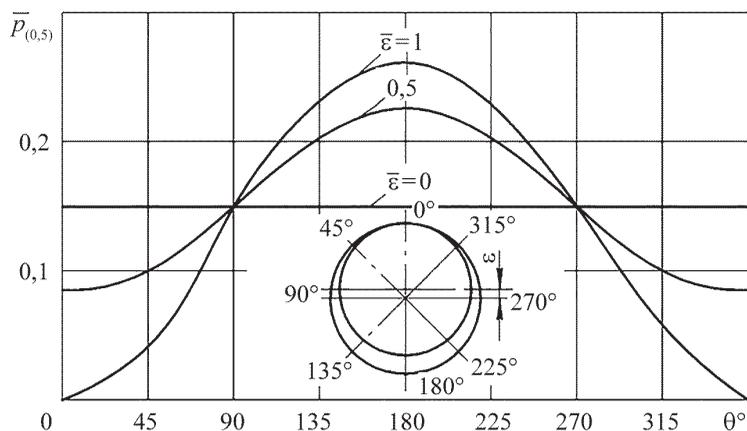


Рис. 2. Изменение относительного давления в зазоре расширяющейся щели вокруг плунжера в сечениях, перпендикулярных его оси ($\bar{p}_{пред} = 1, k = 2$)

раметра $k = 2$, но при различных значениях относительного эксцентриситета $\bar{\epsilon}_{пред} = 0; 0,5$.

Рассмотрим изменение давления в щелевом зазоре при различном расположении плунжера относительно гильзы.

1. При концентричном расположении плунжера ($\bar{\epsilon}_{пред} = 0$) вследствие симметричности деталей давление в любой точке сечения зазора постоянно [5].

2. При эксцентричном расположении плунжера в гильзе давление в зазоре будет изменяться. Причем неравномерность распределения давления возрастает по мере увеличения эксцентриситета. Максимальное давление наблюдается в сечении, в котором величина зазора максимальная, т. е. в сечении $\theta = 180^\circ$. Минимальное давление будет в сечении $\theta = 0^\circ$, т. е. где зазор минимальный.

В реальной плунжерной паре распределение давления в зазоре будет неравномерным, так как не существует идеальных поверхностей. Поэтому, кроме течения вдоль плунжера, будет также наблюдаться течение жидкости вокруг него [6, 7]. Это приводит к частичному выравниванию давления, но и в этом случае будет наличие градиента давления в зазоре по окружности, так как жидкость из области с повышенным давлением перетекает в область пониженного давления через сужающуюся щель. В сужающейся щели, как было показано выше, всегда наблюдается градиент давления. Поэтому разность давлений создает боковую силу, прижимающую плунжер к верхней части гильзы (см. рис. 1) при $k = 1$. Следовательно, для свободного перемещения плунжера в обойме необходимо преодолеть силу трения деталей, вызванную действием этой неуравновешенной боковой силы.

Опытная проверка распределения давления в конусных щелях при неподвижном плунжере [8] полностью совпадает с выводами работы.

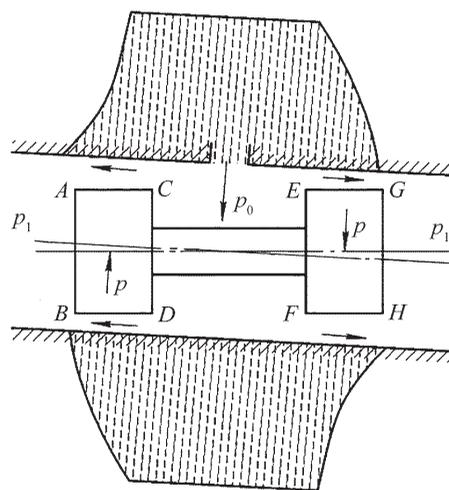


Рис. 3. Схема неустойчивого положения двухпояскового плунжера в гильзе

Известно, что положение двухпояскового плунжера, когда цилиндрические плунжер и гильза расположены под углом друг к другу (рис. 3), является неустойчивым и плунжер под действием давления жидкости стремится занять соосное положение, при котором оси плунжерной пары будут параллельными между собой [2, 9]. Действительно, в продольном сечении между плунжером и гильзой в направлении утечки жидкости образуются две расширяющиеся щели AC и FH и две сужающиеся – BD и EG . Характер изменения давления в таких щелях показан на рис. 1. В этом случае градиент давлений создает пару сил p , которая приводит ось плунжера параллельно оси гильзы. В результате получается концентрическое расположение прецизионной пары.

3. Плунжер и гильза имеют цилиндрическую форму; перепада давления по концам щелевого зазора нет, течение жидкости фрикционное ($\Delta p = 0, \vartheta_n \neq 0, k = 0$). При этом оси плунжера и гильзы параллельны, но могут не совпадать между собой ($\bar{\varepsilon} = 0, \bar{\varepsilon} \neq 0$). Из этого следует, что давление в зазоре постоянно и равно давлению на границах:

$$\bar{p} = (\bar{z}, \theta) = p_0 = p_1. \quad (2)$$

4. Плунжерная пара образует коническую щель, движение жидкости фрикционное ($\Delta p = 0, \vartheta_n \neq 0, k \neq 0$).

В этом случае изменение давления в щелевом зазоре будет таким:

$$\bar{p} = (\bar{z}, \theta) = p_0 \pm \frac{6\nu\rho\vartheta_n l k \bar{z}(\bar{z}-1)}{h_0^2(2c+k)(c+k\bar{z})^2}, \quad (3)$$

а в безразмерном – давление изменяется по закону:

$$\bar{p}^0 = (\bar{z}, \theta) = 1 + \frac{q_{\vartheta_0} k \bar{z}(\bar{z}-1)}{(2c+k)(1+k\bar{z})^2}, \quad (4)$$

где $\bar{p}^0 = (\bar{z}, \theta) = \frac{p(\bar{z}, \theta)}{p_0}, q_{\vartheta_0} = \frac{6\nu\rho\vartheta_n l}{h_0^2 p_0}$.

При концентричном расположении плунжера в гильзе относительное давление составляет:

$$\bar{p}^0 = (\bar{z}, \theta) = 1 + \frac{q_{\vartheta_0} k \bar{z}(\bar{z}-1)}{(2+k)(1+k\bar{z})^2}. \quad (5)$$

Уравнение (5) аналогично выражению, полученному для фрикционного течения жидкости в плоских конусных щелях [10]. Поэтому и расчетные эпюры распределения давления одинаковы с эпюрами, построенными для плоских щелей. При движении плунжера в сторону меньшего зазора давление внутри щели повышается, а при движении в сторону большего зазора – понижается. Координата z_1 точки экстремального значения давления определяется из условия $dp/dz = 0$:

$$z_1 = \frac{l}{2+k}, \bar{z}_1 = \frac{1}{2+k}. \quad (6)$$

При эксцентричном расположении плунжера в гильзе ($\bar{\varepsilon} \neq 0$) и фрикционном течении распределение давления в четырех сечениях с $\theta = 0, 45, 90, 180^\circ$ показано на рис. 4. Расчеты выполнены для значений $q_{\vartheta_0} = 2, k = 1, \bar{\varepsilon} = 0,5$.

При движении плунжера в сторону увеличения зазора параметры q_{ϑ_0} и k считали положительными величинами. В этом случае (рис. 4, а) давление внутри щелевого зазора

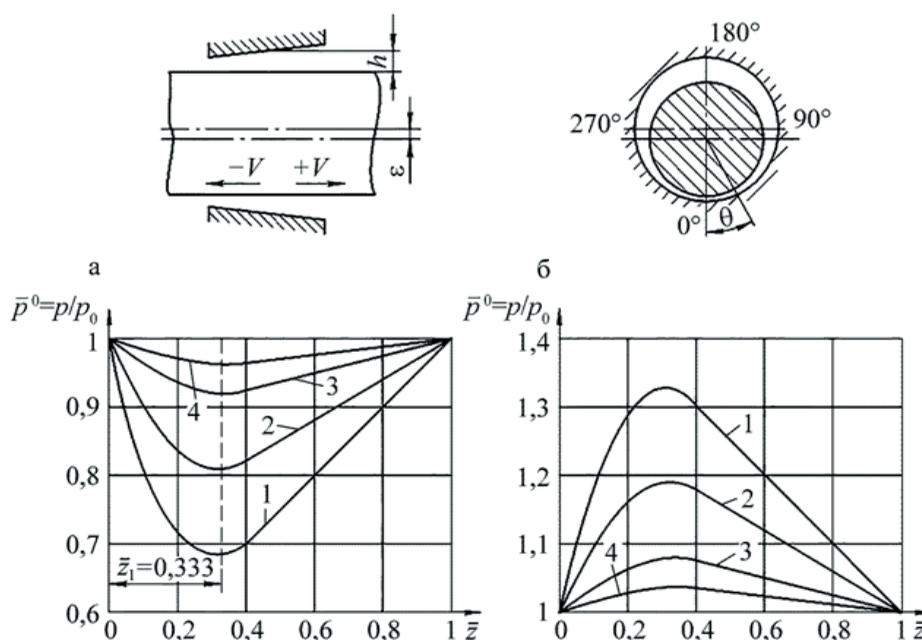


Рис. 4. Распределение давления в сечениях конусной щели при подвижном плунжере (фрикционное течение) и движении его в сторону большего (а) и меньшего зазора (б): 1 – $\theta = 0^\circ$; 2 – $\theta = 45^\circ$; 3 – $\theta = 90^\circ$; 4 – $\theta = 180^\circ$

вначале понижается, достигнув минимума при $\bar{z}_1 = 1/(2+k)$, а затем вновь возрастает до значения $p = p_0$, установленного на границе плунжерной пары. Чем меньше входное сечение в зазор, тем меньше будет давление. Поэтому для рассматриваемого примера минимальная величина давления будет в сечении при угле $\theta = 0^\circ$, а наибольшая – при $\theta = 180^\circ$. В этом случае плунжер стремится переместиться в сторону меньшего зазора и войти в соприкосновение с гильзой.

Движение плунжера в сторону уменьшающегося зазора приводит к повышению давления в щели, которое достигает наибольшей величины в сечении с координатой $z_1 = 1/(2+k)$ (рис. 4, б). Затем давление вдоль щелевого за-

зора снижается и достигает в конце щели значения $p = p_0$. При таком положении большее давление устанавливается в сечении с минимальным зазором, т. е. в сечении с углом $\theta = 0^\circ$, а минимальное давление – в сечении с углом $\theta = 180^\circ$. Следовательно, при движении жидкости в сторону уменьшающегося зазора, т. е. при $k < 0$, плунжер стремится в гильзе занять центральное положение.

На рис. 5 приведены графики изменения давления в конусных щелевых зазорах в трех сечениях: $\theta = 0^\circ$, $\theta = 90^\circ$, $\theta = 180^\circ$. Движение жидкости в щелевом зазоре происходит как под действием перепада давления $\Delta p \neq 0$, так и сил трения о подвижный плунжер. На

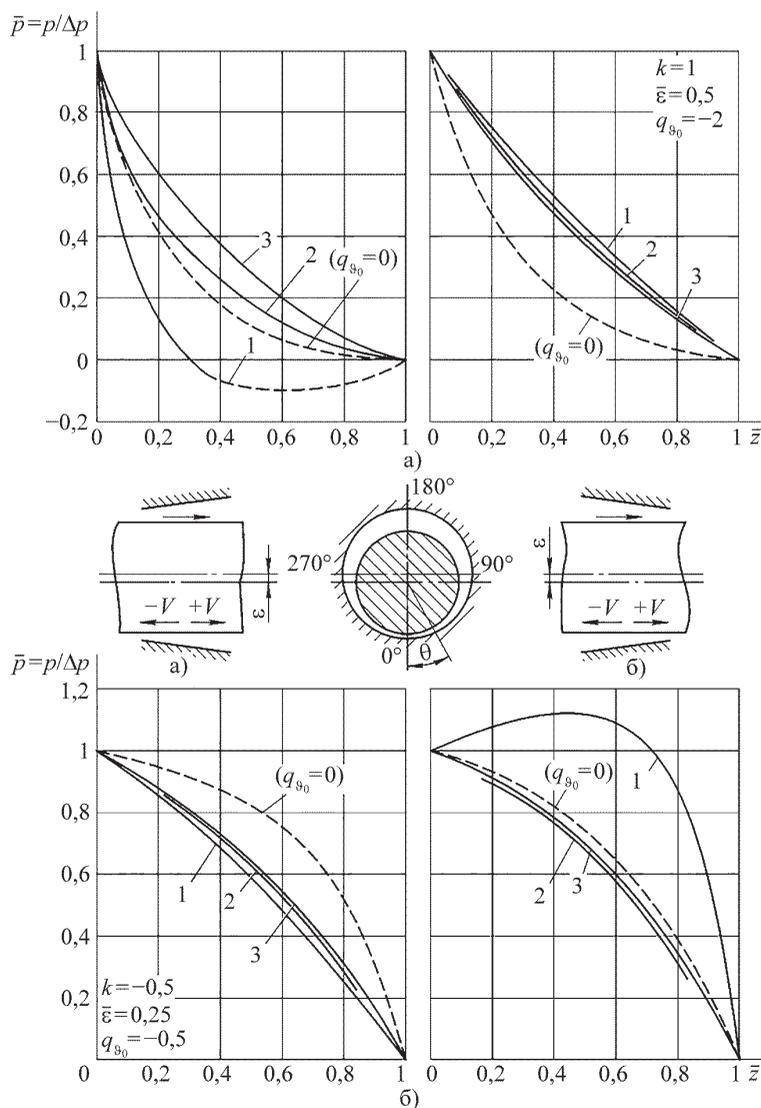


Рис. 5. Распределение давления в трех сечениях конусных щелей при движении плунжера под действием перепада давления Δp и потока в направлении увеличивающегося (а) и уменьшающегося (б) зазора: 1 – $\theta = 0^\circ$; 2 – $\theta = 45^\circ$; 3 – $\theta = 90^\circ$, 4 – $\theta = 180^\circ$

рис. 5,а поток, вызванный перепадом давления Δp , движется в направлении увеличивающегося зазора, а на рис. 5,б – в направлении уменьшающегося зазора. Расчетные параметры: для расширяющейся щели $q_{\theta_0} = \pm 2$, $k = 1$, $\bar{\varepsilon} = 0,5$; для сужающейся щели $q_{\theta_0} = \pm 0,5$, $k = -0,5$, $\bar{\varepsilon} = 0,25$.

Анализируя графики (см. рис. 5), приходим к выводу, что во всех случаях, когда поток под действием перепада давления и движения плунжера перемещается в направлении уменьшающегося зазора (сужающаяся щель), то плунжер силами давления центрируется в гильзе. Если поток и плунжер движутся в направлении увеличивающегося зазора (расширяющаяся щель), то плунжер силами неуравновешенного давления прижимается к стенке гильзы. В этом случае контактная поверхность плунжерной пары разрушается, что приводит к задирам и выходу из строя агрегатов [9, 10].

При несовпадении направлений напорного и фрикционного течений положение плунжера относительно продольной оси гильзы зависит от сочетания $\Delta p_1 \vartheta_n$ и $|k|$. Сравнивая давление в сечениях $\theta = 0^\circ$ и $\theta = 180^\circ$, можно судить о поведении плунжера. При $p_{\theta=0^\circ} > p_{\theta=180^\circ}$ плунжер центрируется в гильзе, при $p_{\theta=0^\circ} < p_{\theta=180^\circ}$ стремится войти в контакт с гильзой.

Выводы. 1. Исследованы закономерности распределения давления в конусных щелевых зазорах плунжерных пар приводов электроэнергетических систем.

2. Найдено общее выражение для определения закономерности изменения давления вдоль потока в зазорах бесконтактных уплотнений, а также рассмотрены частные случаи.

3. Для сужающейся щели максимальное давление будет в сечении с наименьшим зазором. При этом плунжер будет стремиться занять соосное положение, при котором оси плунжера и обоймы совпадают.

4. В расширяющейся щели максимальное давление будет в сечении с большей величиной зазора, поэтому плунжер силами неуравновешенного давления будет прижиматься к стенке гильзы.

5. При эксцентричном расположении плунжера в гильзе давление в зазоре будет изменяться. Причем неравномерность распределения давления возрастает по мере увеличения эксцентриситета.

6. Анализ решения показал, что при большей конусности щелевого канала и при неизменном входном зазоре характер изменения давления вдоль щели существенно отличается от линейного.

7. Во всех случаях, когда поток под действием перепада давления и движения плунжера перемещается в направлении уменьшающегося

зазора (сужающаяся щель), – плунжер силами давления центрируется в гильзе.

8. Если поток и плунжер движутся в направлении увеличивающегося зазора (расширяющаяся щель), то плунжер силами неуравновешенного давления прижимается к стенке гильзы. В этом случае контактная поверхность плунжерной пары разрушается, что приводит к задирам и выходу из строя агрегатов.

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 // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. 2004. № 5. С. 115–120.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов 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, В. В. Денисенко, А. В. Конюхов и др. // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2009. № 4. С. 754–768.
7. Уплотнительные устройства в машиностроении / Б. Г. Жирных, Е. С. Михеенкова, Т. Н. Овсянникова, В. И. Смирнова. М.: МГТУ им. Н. Э. 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 / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.; 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: сборник статей. Челябинск, 2016. № 46. С. 125–123.

REFERENCES

1. Krestin E. A., Serebryakov G. V. Hydrodynamic calculation of contactless seals with plane slots in drives

of electric power systems. *Gradostroitel'stvo i arkhitektura* [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. Improving the assembly quality of plunger pairs of spool 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 the non-contact piston seal of the hydraulic vibrator. *Nauchnoe obozrenie* [Scientific review], 2014, no. 5, pp. 108-110. (in Russian).

4. Vasiliev V. A. Method of calculation of hydrodynamic forces in slot seals of rotors of powerful feed pumps. *Vestnik YUUrGU. Seriya: Mashinostroenie* [Bulletin of SUSU. Series: Mechanical Engineering], 2004, no. 5, pp. 115-120. (in Russian).

5. Bashta T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B., Baibakov O. V., Kirillovskiy Y. L. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Al'yans Publ., 2011. 422 p.

6. Belotserkovsky O. M., Denisenko V. V., Konyukhov A. V., Oparin A. M., Troshkin O. V., Chechetkin V. M. Numerical study of the stability of the Taylor flow between two cylinders in the two-dimensional case. *ZHurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki* [Journal of Computational Mathematics and Mathematical Physics], 2009, no. 4, pp. 754-768. (in Russian).

7. Zhirnykh B. G., Mikheenkova E. S., Ovsyanikova T. N., Smirnova V. I. *Uplotnitel'nye ustrojstva v mashinostroenii* [Sealing devices in mechanical engineering]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 24 p.

8. Nikitin O. F. *Rabochie zhidkosti i uplotnitel'nye ustrojstva gidroprivodov* [Working fluids and sealing devices of hydraulic drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2013. 288 p.

9. Kondakov L. A., Nikitin G. A., Prokofiev V. N., Skritsky V. Ya., Sosonkin V. L. *Mashinostroitel'nyj gidroprivod* [Mechanical hydraulic drive]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1978. 495 p.

10. Nygert K. V., Rednikov S. N., Yaparova N. M. Polymerization processes of the working medium in the gaps of spool pairs. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika: sbornik statej* [Bulletin of PNRPU. Aerospace engineering: a collection of articles], 2016, no. 46, pp. 125-123. (in Russian).

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 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

ЖИЛЬНИКОВ Владимир Борисович

старший преподаватель кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры 443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244 E-mail: vz99@yandex.ru

ZHILNIKOV Vladimir B.

Senior lecturer of 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: vz99@yandex.ru

Для цитирования: Крестин Е.А., Жильников В.Б. Исследование распределения давления в конусных щелевых зазорах приводов электроэнергетических систем // Градостроительство и архитектура. 2022. Т. 12, № 3. С. 177–183. DOI: 10.17673/Vestnik.2022.03.25.

For citation: Krestin E.A., Zhilnikov V.B. Pressure Distribution Study in Cone Slot Gap Drives of Electric Power Systems. *Gradostroitel'stvo i arkhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2022, vol. 12, no. 3, pp. 177–183. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2022.03.25.