

Е. А. КРЕСТИН
Г. В. СЕРЕБРЯКОВ

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БЕСКОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ПЛОСКИМИ ЩЕЛЕВЫМИ ЗАЗОРАМИ ПРИВодОВ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

HYDRODYNAMIC CALCULATION OF CONTACTLESS SEALS WITH PLANE SLOTS IN DRIVES OF ELECTRIC POWER SYSTEMS

Исследованы бесконтактные уплотнения с плоскими щелевыми зазорами приводов электроэнергетических систем, используемые в распределительных устройствах гидроагрегатов, а также в насосах и гидромоторах. Расчет уплотнений по средней величине зазора приводит к занижению или завышению расхода утечек по сравнению с эксплуатационными значениями. Определена закономерность распределения давления и скорости потока в зазоре плоской конусной щели, а также найдены формулы для расхода (утечки) и сил трения, действующих на стенки конусной щели. Для решения задачи использованы приближенные уравнения Навье-Стокса и неразрывности потока. Рассмотрено несколько частных случаев течения рабочей жидкости в различных зазорах: плоскопараллельный зазор с осциллирующей стенкой и при постоянном градиенте давления и конический зазор при различных соотношениях перепада давления и фрикционного воздействия подвижной стенки канала. При осцилляции стенки в коническом зазоре и постоянном давлении характерно наличие экстремума. В этом случае в щелевом зазоре возникало избыточное давление, создающее поддерживающую силу, а величина давления становилась достаточно высокой. При движении нижней стенки конусной щели в направлении увеличивающегося зазора давление внутри щелевого канала, при некоторых условиях, может достичь полного вакуума, величина которого ограничивается объемной прочностью жидкости и давлением насыщенных паров при заданной температуре. Когда перепад давления и осцилляции стенки конусного зазора аддитивны, то при достаточно большой скорости движения стенки давление внутри щели может даже возрасти и превосходить значение подводимого давления.

Ключевые слова: щелевые зазоры, расход утечек, сила трения, распределение давления, гидроагрегаты, уравнения Навье-Стокса, конический зазор, электроэнергетические системы

Бесконтактные уплотнения в виде плоских щелей используются в гидравлических

Non-contact seals with flat slotted gaps of drives of electric power systems used in switchgears of hydraulic units, as well as in pumps and hydraulic motors have been investigated. Calculation of seals based on average clearance results in an underestimation or overestimation of the leakage rate compared to the operational values. The regularity of the distribution of pressure and flow rate in the gap of a flat conical slot is determined, and formulas for the flow rate (leakage) and friction forces acting on the walls of the conical slot are found. To solve the problem, the approximate Navier-Stokes and flow continuity equations are used. Several special cases of the flow of the working fluid in different gaps are considered: a plane-parallel gap with an oscillating wall and at a constant pressure gradient and a conical gap at different ratios of the pressure drop and the frictional action of the moving channel wall. When the wall oscillates in a conical gap and constant pressure, the presence of an extremum is characteristic. In this case, an excess pressure appeared in the slotted gap, creating a supporting force, and the pressure value became high enough. When the lower wall of the conical slot moves in the direction of the increasing gap, the pressure inside the slotted channel, under certain conditions, can reach a complete vacuum, the value of which is limited by the bulk strength of the liquid and the pressure of saturated vapor at a given temperature. When the pressure drop and oscillations of the wall of the conical gap are additive, then at a sufficiently high velocity of the wall movement, the pressure inside the slot can even increase and exceed the value of the supplied pressure.

Keywords: slotted gaps, leakage rate, friction force, pressure distribution, hydraulic units, Navier-Stokes equations, conical gap, electric power systems

системах, например в распределительных устройствах гидроагрегатов, а также в насосах

и гидромоторах приводов электроэнергетических систем [1].

Щелевой зазор может иметь постоянную высоту, но может быть и конусным. Конусность щели обычно является следствием несовершенства изготовления и неравномерного износа деталей при эксплуатации.

Расход жидкости через конусную щель можно определить по формуле

$$Q = \frac{Wh^3 \Delta p}{12\nu\rho l}, \quad (1)$$

в которой за величину зазора принимают некоторую среднюю величину, определяемую соотношением $h_{cp} = (h_1 + h_2)/2$, где h_1 и h_2 – соответственно величина зазора на входе и на выходе из щели. Опыты показали, что расчет уплотнений по h_{cp} соответствует для конусных зазоров с небольшими углами конусности, не превышающими угол $0^\circ 20'$. При больших значениях угла конусности расчет утечки по h_{cp} оказывается существенно завышенным, если щель расширяется, и заниженным, если щель сужается. Причем расхождения возрастают по мере увеличения угла конусности. Так, например, у расширяющегося в направлении утечки зазора с углом конусности порядка 2° фактический расход будет меньше расчетного по h_{cp} в 8–10 раз.

Рассмотрим движение жидкости в плоской конусной щели, образованной двумя непроницаемыми стенками (рис. 1). Нижняя стенка неограниченной длины перемещается с постоянной скоростью $\pm V$. Необходимо определить закономерность распределения давления и скорости потока в зазоре плоской конусной щели, а также получить формулы для расхода (утечки) и сил трения, действующих на стенки, образующие щелевой зазор. Движение рабочей жидкости в зазоре обусловлено действием градиента давления и силы вязкого трения на подвижной стенке.

В прямоугольной системе координат ось Ox направим по течению, совместив её с одной

из стенок зазора, ось Oy – вертикально, а ось Oz – перпендикулярно потоку (см. рис. 1).

Введем обозначения: W, l – ширина и длина щели; $\vartheta_x, \vartheta_y, \vartheta_z$ – проекция скорости потока на соответствующие оси координат; $h(x)$ – переменный зазор; h_0, h_1, p_0, p_1 – соответственно размеры зазора и давление жидкости на входе и выходе из щели; $\Delta p = p_0 - p_1$ – перепад давления; $\bar{p} = p/\Delta p, \bar{p}_0 = p_0/\Delta p, \bar{p}_1 = p_1/\Delta p$ – относительная величина давления по концам зазора; $\text{tg}\alpha = m = (h_1 - h_0)/l$ – конусность щели; $k = (h_1 - h_0)/h_0$ – некоторый параметр, определяющий конусность щели и который с конусностью m связан соотношением

$$ml = kh_0. \quad (2)$$

Направление конусности по течению жидкости определяется знаком параметров k и m . Для расширяющихся щелей $m > 0$ и $k > 0$ для сужающихся – $m < 0$ и $k < 0$. Значение параметра k может меняться в пределах $-1 \leq k \leq \infty$. При $k = -1$ границы сужающейся щели смыкаются и течение жидкости прекращается, а при $k = \infty$ имеет место течение жидкости как через отверстие в тонкой стенке. Движение жидкости в щели предполагаем изотермическим, ламинарным и установившимся, а жидкость несжимаемой с постоянной вязкостью. Будем считать, что размер щели, а также очистка жидкости от частиц загрязнений таковы, что облитерация каналов отсутствует. Решение будем искать для малых углов конусности и небольших зазоров. Длина и ширина канала много больше высоты зазора, т. е. $l \gg W$ и $l \gg h$, причем размеры зазора не изменяются от действия перепада давления. Для определения искомым закономерностей воспользуемся приближенными уравнениями Навье-Стокса и неразрывности потока, записанными в виде [2]:

$$\frac{\partial^2 \vartheta_x}{\partial y^2} = \frac{1}{\nu\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \vartheta_x}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta_y}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

Граничными условиями для скоростей являются равенства скорости частиц жид-

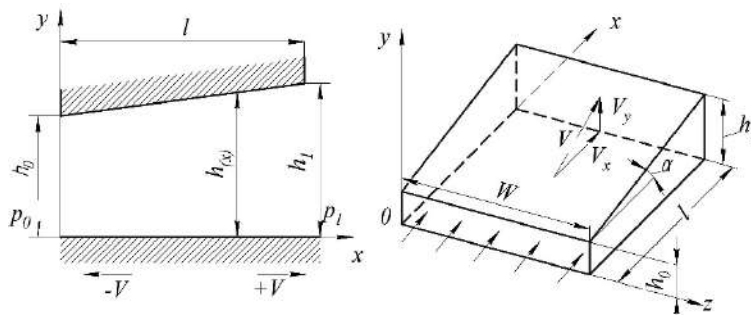


Рис. 1. Схема плоской конусной щели

кости и поверхностей, ограничивающих поток жидкости. При $y = 0, \vartheta_x = \pm U, \vartheta_y = 0$, при $y = h(x) = h_0 \left(1 + k \frac{x}{l}\right) = h_0(1 + k\bar{x}), \vartheta_x = 0, \vartheta_y = 0$.
 Граничные условия для давлений: при $x = 0, p = p_0$ при $x = l, p = p_1$.

Проинтегрировав первое уравнение (3) дважды по y , получим значение скорости в виде функции

$$\vartheta_x(x, y) = \frac{1}{2\nu\rho} \frac{dp}{dx} y^2 + A_1(x)y + A_2(x).$$

Определим произвольные функции $A_1(x), A_2(x)$ из значений скоростей на границах. В результате закономерность распределения скорости по зазору приобретает вид:

$$\vartheta_x(x, y) = \frac{1}{2\nu\rho} (y^2 - hy) \frac{dp}{dx} \pm \frac{U}{h} (h - y). \quad (4)$$

Для определения $p(x)$ обратимся к уравнению неразрывности (3). Интегрируя это уравнение по y в пределах $h_1(x) \leq y \leq h_2(x)$ получим

$$p(x) = \pm 6\nu\rho U \int \frac{dx}{h^2(x)} - 12\nu\rho C \int \frac{dx}{h^3(x)} + C_2, \quad (5)$$

где h – переменный зазор, равный

$$h = h_0(1 + k\bar{x}). \quad (6)$$

Здесь $\bar{x} = x/l, \bar{x} = 0$ – на входе в щель, $\bar{x} = 1$ – на выходе из щели.

Определим закономерность изменения давления в щелевых зазорах. Эту закономерность можно получить, интегрируя уравнение (5). Используем граничные условия для случая, когда $x' = 0$, то $p(x') = p_0$. Опуская элементарные выкладки для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 получим

$$\bar{p}(\bar{x}) = \bar{p}_0 - \frac{(1+k)^2}{2+k} \frac{2\bar{x} + k\bar{x}^2}{(1+k)^2} + q_s \frac{k\bar{x}(\bar{x}-1)}{(1+k)^2(2+k)}, \quad (7)$$

где $\bar{p}(\bar{x}) = \frac{p(\bar{x})}{\Delta p}; \bar{p}_0 = \frac{p_0}{\Delta p}; q_s = \frac{6\nu\rho l U}{h_0^2 \Delta p}$.

Анализ работы гидравлических систем показал, что в бесконтактных уплотнениях, образованных щелевыми зазорами, при рабочих давлениях и скоростях передвижения стенок величина безразмерного параметра q_s может изменяться в следующем диапазоне: $q_s = \pm 10$. Рассмотрим несколько частных случаев течения рабочей жидкости в зазорах.

1. Пусть щелевой зазор образован параллельными стенками ($h = \text{const}, k = 0$), причем одна из стенок канала движется со скоростью $\vartheta_{cm} \neq 0$, а рабочая жидкость находится под действием перепада давления, т. е. $\Delta p \neq 0$. В этом

случае закономерность изменения давления (7) запишется в виде соотношений:

$$\bar{p}(\bar{x}) = \bar{p}_0 - \bar{x} \quad \text{или} \quad p(x) = p_0 - \frac{x}{l} \Delta p. \quad (8)$$

Из (8) следует, что изменение давления в щели происходит по линейному закону, т. е. давление изменяется от p_0 которое подводится к щели, до давления p_1 – на выходе из зазора, причем независимо от того, движется стенка щелевого зазора или нет. Величина давления в произвольной точке щели зависит лишь от давления p_0 и p_1 и относительной координаты точки $\bar{x} = x/l$ и не зависит от размера самого зазора h .

2. Рассмотрим фрикционное течение. Щелевой зазор образован параллельными стенками $h = \text{const}$. Одна из стенок канала движется со скоростью $\vartheta_{cm} \neq 0$ однако в зазоре отсутствует напорное течение, т. е. $\Delta p = p_0 - p_1 = 0$. В этом случае давление в любом сечении зазора бесконтактного уплотнения равно давлению на границах канала $p(x) = p_0 = p_1$.

3. Рассмотрим конусную щель $k \neq 0$, образованную неподвижными стенками $\vartheta_{cm} = 0, q_s = 0$, а течение жидкости происходит под действием перепада давления. Подставив эти заданные значения в формулу (7), получим изменение давления в виде:

$$\bar{p}(\bar{x}) = \bar{p}_0 - \frac{(1+k)^2}{2+k} \frac{2\bar{x} + k\bar{x}^2}{(1+k)^2}. \quad (9)$$

Из (9) следует, что давление вдоль щели зависит не только от p_1, p_0, \bar{x} , но и от размера входного зазора h_0 и величины конусности k . На рис. 2 представлена графическая зависимость изменения относительной величины давления $\bar{p}(\bar{x}, k) = p/\Delta p$ вдоль щели. В расчете принято: давление жидкости у входа в канал $p = p_0$, на выходе из канала $p = p_1 = 0$, т. е. $\Delta p = p_0$ длина щели $l = 10$ мм, входной зазор $h_0 = 20$ мкм. Изменение конусности щели происходило вследствие изменения выходного зазора $h_1 = 1..120$ мкм. Значение $m = \text{tg}\alpha = 0,01$ соответствует углу $\alpha = 0^\circ 35'$ и конусности $k = 5$.

При $m < 0$ (сужающиеся щели, рис. 2, б) изменение давления в щели выражается выпуклыми кривыми, а при $m > 0$ (расширяющейся щели, рис. 2, а) – вогнутыми. Границей раздела этих кривых является прямая линия, полученная для плоскопараллельного канала. Из графика следует, что чем больше конусность при неизменном входном зазоре, тем значительнее проявляется отклонение изменения давления от прямолинейной зависимости.

При $k = -1$ верхняя и нижняя границы щели смыкаются и тогда давление в любой точке ще-

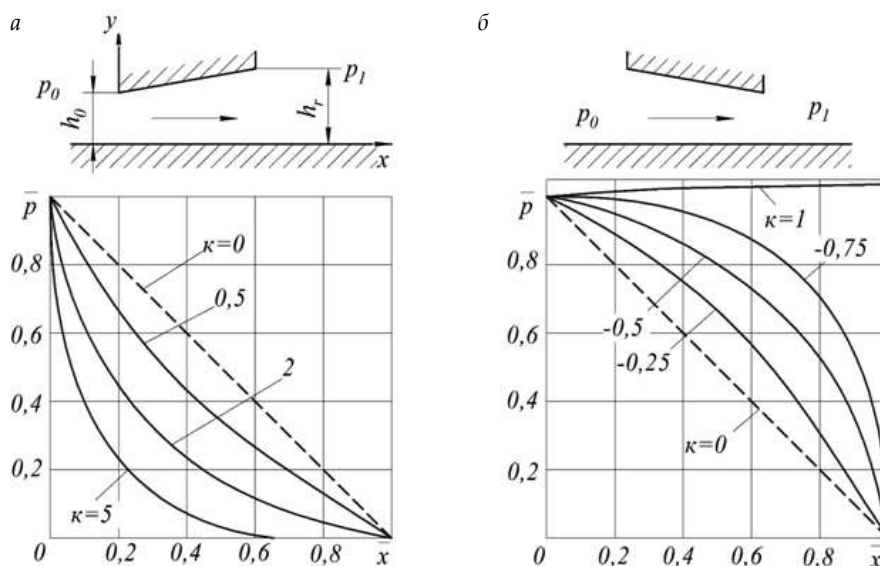


Рис. 2. График зависимости $\bar{p} = f(\bar{x}, k)$ в конусных щелях при напорном течении $\Delta p \neq 0, p_1 = 0, v_{cm} = 0, h_0 = \text{const}, h_1 = \text{var}$: а – щель расширяющаяся; б – щель сужающаяся

левого зазора становится равным подводимому давлению.

4. Рассмотрим безнапорное течение в конусной щели с подвижной стенкой ($\Delta p = 0, p_0 = p_1, \vartheta_{cm} \neq 0, k = 0$). При указанных обстоятельствах закономерность изменения давления в щелевом зазоре запишется в виде [3]:

$$p(\bar{x}) = \bar{p}_0 \pm \frac{6\nu\varrho l \vartheta_{cm}}{h_0^2} \frac{k\bar{x}(\bar{x} - 1)}{(1 + k\bar{x})^2 (2 + k)}. \quad (10)$$

Приведем зависимость (10) к безразмерному виду, для чего поделим и левую, и правую части на давление p_0 :

$$\bar{p}^0(\bar{x}) = 1 + \frac{q_{\vartheta_0} k\bar{x}(\bar{x} - 1)}{(1 + k\bar{x})^2 (2 + k)}, \quad (11)$$

где $q_{\vartheta_0} = \pm \frac{6\nu\varrho l \vartheta_{cm}}{p_0 h_0^2}$ – безразмерный параметр;

$$\bar{p}^0(\bar{x}) = \frac{p(x)}{p_0}.$$

На рис. 3 приведены расчётные кривые изменения относительного давления $\bar{p}^0 = f(\bar{x})$ в конусных щелях с подвижной стенкой. При движении стенки в направлении уменьшения зазора (рис. 3, а) расчеты выполняли для $q_{\vartheta_0} = 5 = \text{const}$ и трех значений параметров конусности $k = 1, 0, 2, 0$ и 10 [4–7].

При движении стенки в сторону увеличивающегося зазора (рис. 3, б) значение конусности было неизменным $k = 1$, но переменным был параметр q_{ϑ_0} что достигалось изменением

скорости движения стенки ϑ_{cm} . Для обоих случаев течения характерно наличие экстремума. При движении стенки щели в сторону меньшего зазора давление внутри щели сначала увеличивалось, достигая максимума, а затем уменьшалось до p_0 . В этом случае в щелевом зазоре возникало избыточное давление, создающее поддерживающую силу. Формула (10) показывает, что малый зазор h_0 позволяет получить довольно высокое давление в щелевом канале.

При движении нижней стенки в направлении увеличивающегося зазора (см. рис. 3, б) давление внутри щели вначале понижается, а затем возрастает до p_0 . Координату точки экстремума давления можно определить, пользуясь известным приемом. В точке экстремума производная $dp/dx = 0$. Используя (10), получим:

$$x_1 = \frac{l}{2 + k}; \quad \bar{x}_1 = \frac{1}{2 + k}. \quad (12)$$

Теоретически получается, что при движении нижней стенки щели в направлении увеличивающегося зазора давление внутри щелевого зазора, при некоторых условиях, может достичь полного вакуума. Зависимость между скоростью движения стенки $\vartheta_{cm, \text{кр}}$ параметром конусности k , длиной щели l , вязкостью ν и начальным давлением p_0 , при которых образуется вакуум, можно определить, если в уравнении (10) положить $p = 0, x = l/(2 + k)$:

$$\vartheta_{cm, \text{кр}} = \frac{2p_0 h_0 (1 + k)(2 + k)}{3\gamma\mu l k}. \quad (13)$$

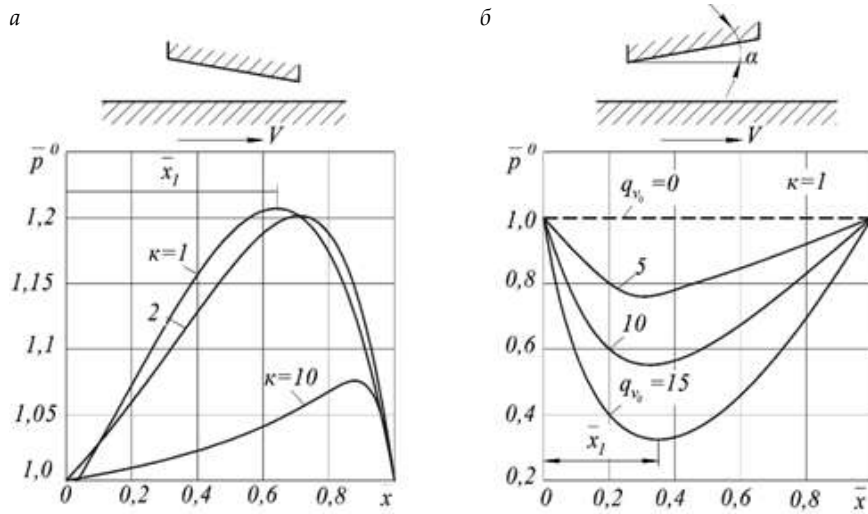


Рис. 3. График зависимости $\bar{p}^0 = f(\bar{x}, k)$ в конусных щелях при фрикционном течении $v \neq 0, \Delta p = 0$, когда стенка движется в сторону меньшего зазора (а) и в сторону большего зазора (б)

В реальных условиях давление в щели никогда не достигает нуля, так как оно ограничивается объемной прочностью жидкости.

В гидравлических расчетах обычно считают, что наименьшее давление, которое может быть в жидкости, равно или близко к давлению ее насыщенных паров при заданной температуре. Например, при работе подшипника скольжения жидкость в тонком слое зазора нагревается, что снижает ее вязкость и повышает давление насыщенных паров [8, 9].

5. Рассмотрим движение жидкости в конусных щелях, которое происходит под действием суммарного эффекта, т. е. перепада давления Δp и фрикционного воздействия подвижной стенки канала.

Изменение давления в щелевом зазоре также определяется выражением (7). Графическая иллюстрация изменения давления в щелевом канале показана на рис. 4.

Расчеты выполнены для параметров конусности $k = 5$ и $k = -0,5$. Перепад давления по концам зазора принимали $\Delta p = p_0$, что возможно только при $p_1 = 0$. На графике (рис. 4, а) напорное течение жидкости, вызванное перепадом давления Δp , происходит в сторону увеличения зазора h . Давление вдоль щели быстро уменьшается, и в случае, когда стенка будет двигаться в направлении расширяющегося зазора, то давление может достичь нулевого значения. Если же течение жидкости происходит в сторону уменьшения зазора h , а также при совпаде-

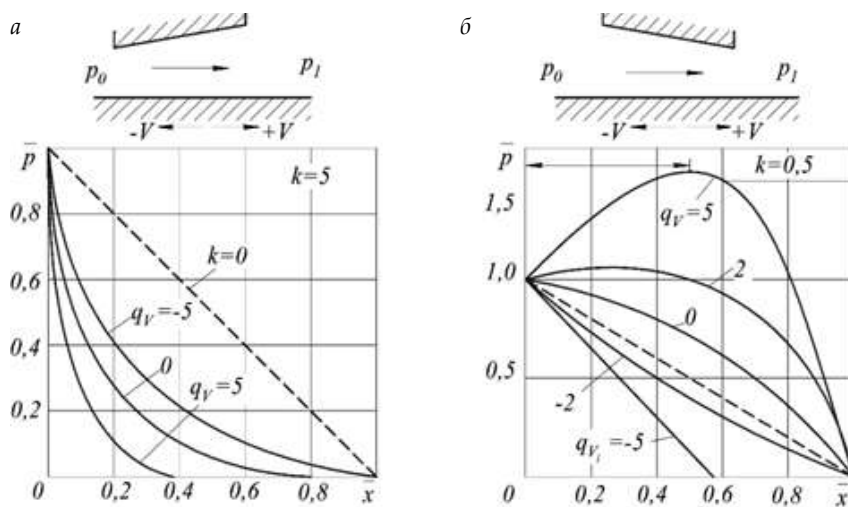


Рис. 4. Схема распределения давления в конусных щелях при совместном действии перепада давления $\Delta p \neq 0$ и движении стенки со скоростью $\pm v_{cm}$

нии направления движения стенки с потоком, интенсивность падения давления вдоль стенки существенно снижается. При достаточно большой скорости ϑ_{cm} движения стенки давление внутри щели может даже возрастать и превосходить значение подводимого давления p_0 . Координату $\bar{x} = x_1/l$ соответствующую максимальному значению давления в сужающемся зазоре, найдем из условия $dp/dx = 0$:

$$\bar{x}_1 = \frac{1}{k} \left[\frac{2(1+2k)}{2+k} \left(\frac{1+k}{q_g} + 1 \right) - 1 \right]. \quad (14)$$

Если же стенка движется против потока, обусловленного перепадом давления Δp , то при некоторой скорости ϑ_{cm} давление внутри щели может уменьшиться до нуля.

Выводы. 1. Исследованы бесконтактные уплотнения с плоскими щелевыми зазорами приводов электроэнергетических систем, используемые в распределительных устройствах гидроагрегатов, а также в насосах и гидромоторах.

2. Опыт эксплуатации гидравлических систем показывает, что расчет уплотнений по средней величине зазора приводит к занижению или завышению расхода утечек от эксплуатационного значения. При углах конусности более $0^\circ 20'$ расход утечки оказывается существенно завышенным, если щель расширяется, и заниженным, если щель сужается. Расхождения возрастают по мере увеличения угла конусности: у расширяющегося в направлении утечки зазора с углом конусности порядка 2° фактический расход будет меньше расчетного в 8–10 раз.

3. Определена закономерность распределения давления и скорости потока в зазоре плоской конусной щели, а также получены формулы для расхода (утечки) и сил трения, действующих на стенки конусной щели, образованной двумя непроницаемыми стенками. Нижняя стенка неограниченной длины перемещается с постоянной скоростью.

4. Для определения искомых закономерностей использовали приближенные уравнения Навье-Стокса и неразрывности потока с граничными условиями для скоростей и давлений по зазору.

5. Рассмотрено несколько частных случаев течения рабочей жидкости в различных зазорах: плоскопараллельный зазор с осциллирующей стенкой и при постоянном градиенте давления; зазор постоянной высоты при отсутствии давления и при движении одной из стенок канала; конусная щель, образованная неподвижными стенками, в которой течение жидкости происходит под действием перепада давления; конусная щель с подвижной стен-

кой при безнапорном течении; конусная щель, движение жидкости в которой происходит под действием суммарного эффекта, т. е. перепада давления и фрикционного воздействия подвижной стенки канала. Для всех указанных случаев найдено распределение давления по зазору с учетом плоскопараллельности и конусности.

6. Из построенных графиков следует, что чем больше конусность при неизменном входном зазоре, тем значительнее проявляется отклонения изменения давления от прямолинейной зависимости.

7. При осцилляции стенки в коническом зазоре и постоянном давлении характерно наличие экстремума. При движении стенки щели в сторону меньшего зазора давление внутри щели сначала увеличивалось, достигая максимума, а затем уменьшалось до p_0 . В этом случае в щелевом зазоре возникало избыточное давление, создающее поддерживающую силу, а величина давления становилась достаточно высокой.

8. При движении нижней стенки конусной щели в направлении увеличивающегося зазора давление внутри щелевого канала, при некоторых условиях, может достичь полного вакуума, величина которого ограничивается объемной прочностью жидкости и давлением насыщенных паров при заданной температуре.

9. Когда перепад давления и осцилляции стенки конусного зазора аддитивны, то при достаточно большой скорости движения стенки давление внутри щели может даже возрастать и превосходить значение подводимого давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.
2. Крестин Е.А. Определение утечек жидкости через зазор бесконтактного уплотнения поршня гидравлического вибратора // Научное обозрение. 2014. № 5. С. 108–110.
3. Васильев В.А. Метод расчета гидродинамических сил в щелевых уплотнениях роторов мощных питательных насосов // Вестн. ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2004. № 5. С. 115–120.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. 5-е изд., стер. М.: Альянс, 2011. 422 с.
5. 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.

6. Уплотнительные устройства в машиностроении / Б. Жирных [и др.]. М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 2017. 24 с.

7. Никитин О.Ф. Рабочие жидкости и уплотнительные устройства гидроприводов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 288 с.

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

9. 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. Nikitin G.A., Cherkun V.E., Didur V.A. Povyshenie kachestva sborki plunzhernykh par zolotnikovyykh raspredeliteley. *Tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva* [Technology and organization of production], Kiev, 1971, no. 1, pp. 77-80.

2. Krestin E.A. Opredelenie utechek zhidkosti cherez zazor beskontaktnogo uplotneniya porshnya gidravlicheskogo vibratora / *Nauchnoe obozrenie*, 2014, no. 5, pp. 108-110. (in Russian)

3. Vasil'yev V.A. Metod rascheta gidrodinamicheskikh sil v shchelevykh uplotnennykh rotorov moshchnykh pitatel'nykh nasosov / V. A. Vasil'yev // *Vestn. YUUrGU. Ser. Mashinostr.* 2004, no. 5, pp. 115-120. (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

СЕРЕБРЯКОВ Григорий Владимирович

студент 3 курса, факультет инженерных систем и природоохранного строительства, направление: гидротехническое строительство, группа Г-81 Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры 443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244 E-mail: karately123@mail.ru

4. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uchebnik dlya studentov vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeniy* / T. M. Bashta i dr. 5-e izd., ster. – М.: Al'yans, 2011, 422 p. (in Russian)

5. Chislennoe issledovanie ustoychivosti techeniya Teylora mezhdru dvumya tsilindrami v dvumernom sluchae / O. M. Belotserkovskiy [i dr.] // *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki*. 2009, no. 4, pp. 754-768. (in Russian)

6. Uplotnitel'nye ustroystva v mashinostroenii: uchebnoe posobie / B. Zhirnykh [i dr.] – М.: Izdatel'stvo MGTU im. Baumana. 2017, 24 p. (in Russian)

7. Nikitin O.F. Rabochie zhidkosti i uplotnitel'nye ustroystva gidroprivodov. – М.: MGTU im. N. E. Baumana. 2013, 288 p. (in Russian)

8. Mashinostroitel'nyy gidroprivod / Pod red. V. N. Prokof'yeva, avt.: L. A. Kondakov, G. A. Nikitin, V. N. Prokof'yev, V. Ya. Skritskiy, V. L. Sosonkin, M.: Mashinostroenie. 1978, 495 p. (in Russian)

9. Naygert K.V. Protsessy polimerizatsii rabochey sredy v zazorakh zolotnikovyykh par / K.V. Naygert, S.N. Rednikov, N.M. Yaparova // *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika: sbornik statey*. Chelyabinsk, 2016, no. 46, pp. 125-123. (in Russian)

KRESTIN Evgeny A.

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

SEREBRYAKOV Grigoriy V.

Student of the Faculty of Engineering Systems and Environmental Construction Samara State Technical University Academy of Architecture and Civil Engineering 443100, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya st., 244 E-mail: karately123@mail.ru

Для цитирования: 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.

For citation: Krestin E.A., Serebryakov G.V. Hydrodynamic calculation of contactless seals with plane slots in drives of electric power 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.