

## РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ И ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕСКЛАПАННОГО ПОРШНЕВОГО НАСОСА ОДНОСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

*Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова*

Рассмотрен рабочий процесс в поршневом насосе одностороннего действия, в котором клапаны заменены резисторными гидродиодами – проточными элементами, не содержащими подвижных механических частей и отличающимися тем, что при различных направлениях течения жидкости через них, ее расход при одинаковой потере напора оказывается существенно различным. Предложена расчетная модель процесса. Последняя построена на представлении сложного течения суммой двух простых: обусловленного гармоническим движением поршня и перепадом напоров в успокоителях. При этом полагалось, что всасывающий и напорный патрубки короткие, а их диаметры одинаковые. Анализом расчетной модели выявлены размерные и безразмерные параметры насоса, важнейшими из которых являются напор и подача, рабочий объем и частота хода поршня, диодность и прямое сопротивление гидродиодов, относительная площадь поршня. Получены аналитические выражения расходно-напорной характеристики и КПД насоса. Показано, что в отличие от поршневого насоса с клапанным распределением, расходно-напорная характеристика насоса с гидродиодами является нисходяще пологой. С уменьшением напора насоса его подача увеличивается, достигая максимума при нулевом значении напора. На характеристике имеется интервал значительных напоров, на котором КПД насоса максимален. Проведен анализ влияния параметров насоса на его характеристики. Установлено, что с увеличением частоты хода и относительной площади поршня, рабочего объема и диодности гидродиодов достижимый напор и подача возрастают. КПД бесклапанного насоса зависит главным образом от диодности по сопротивлению  $D$  гидродиодов. При диодности  $D = 40$  КПД насоса равен 26 %, а при  $D = 60$  КПД достигает 33 %.

*Ключевые слова:* поршневой насос, клапаны, гидравлический диод, расчетная модель, размерные и безразмерные параметры, расходно-напорная характеристика, КПД.

**Введение.** В промышленности получили распространение поршневые насосы с клапанным распределением [1]. Однако их применение затруднено в химической, медицинской и пищевой промышленности вследствие нежелательного воздействия рабочих органов гидромашины (например, клапанов) на жидкость. Кроме того, вследствие сравнительно невысокой надежности клапанов и инерционности деталей клапанного механизма поршневые насосы, как правило, тихходны и металлоемки [2]. Таким образом, клапаны, являясь необходимым элементом поршневого насоса, сдерживают его применение в ряде отраслей, повышение производительности и надежности гидромашины.

Вместе с тем, известны гидравлические диоды – проточные элементы, не содержащие подвижных механических частей и отличающиеся тем, что при различных направлениях течения жидкости через них ее расход при одинаковой потере напора оказывается существенно различным. Качество гидравлического диода определяется отношением гидравлического сопротивления диода в обратном  $\zeta_{об}$  и прямом  $\zeta_{пр}$  направлениях при одинаковой потере напора [3–6]. Это отношение называется диодностью по сопротивлению и обозначается  $D$ :

$$D = \frac{\zeta_{об}}{\zeta_{пр}}. \quad (1)$$

Исходя из вышеизложенного, следует, что устранить отрицательные воздействия клапанов на работу поршневого насоса можно, заменив их гидродиодами, хотя их применение вносит определенные особенности в рабочий процесс [7]. Задачей исследования являлось определение параметров гидромашины и ее расходно-напорной характеристики.

В работе [8] были проведены теоретические исследования бесклапанного поршневого насоса. Анализировался нагнетатель, состоящий из тройника, в центральном отводе которого движет-

## Расчет и конструирование

ся поршень, приводимый с помощью кривошипно-шатунного механизма, входного и выходного успокоителя. Численным исследованием было подтверждено, что насосный эффект в таком нагнетателе осуществим. Однако достижимые подача и КПД невелики, поскольку насос не содержит гидродиодов.

Гидравлические диоды были использованы в микронасосах. Такой насос разработан, например, Э. Штемме и Г. Штемме (E. Stemme, G. Stemme). В насосе используется элемент диффузор-конфузор, обладающий диодностью. Как известно, коэффициент сопротивления диффузора составляет  $\zeta_{\text{диф}} = 0,15 \dots 0,3$ , а конфузора –  $\zeta_{\text{кон}} \approx 0,05$  [9]. Таким образом, диодность элемента диффузор-конфузор  $D = \zeta_{\text{диф}}/\zeta_{\text{кон}} = 3 \dots 6$ . В статье [10] также отмечено, что разрабатывались микронасосы с гидродиодами большей диодности.

**1. Расчетная модель.** Принципиальная схема поршневого насоса с гидродиодами представлена на рис. 1, где приводимый с помощью кривошипно-шатунного механизма поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в центральном отводе тройника, соединенного с входным 1 и выходным 2 успокоителем короткими патрубками 3 и 4. Последние снабжены гидравлическими диодами 6 и 7 [11].

Течение жидкости в проточной части насоса является сложным. С одной стороны, оно инициируется возвратно-поступательным движением поршня, а с другой – перетоком жидкости из напорного успокоителя во всасывающий под действием перепада напоров в успокоителях. Поэтому расчетная модель строилась следующим образом: во-первых, сложное течение жидкости в проточной части насоса представлялось суммой двух простых – обусловленного гармоническим движением поршня и перепадом напоров; во-вторых, для каждого из этих течений рассчитывалось изменение скорости движения жидкости во времени за цикл; в-третьих, кинематика сложного течения за цикл находилась суммированием скоростей составляющих простых движений. При этом жидкость полагалась несжимаемой, вместимость каждого успокоителя – достаточно большой, чтобы считать напоры в них постоянными, диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков 3 и 4 равными, гидравлические диоды 6 и 7, установленные во всасывающем и нагнетательном патрубках, одинаковыми. При записи математической модели принималось направление движения жидкости слева направо и снизу вверх положительным.

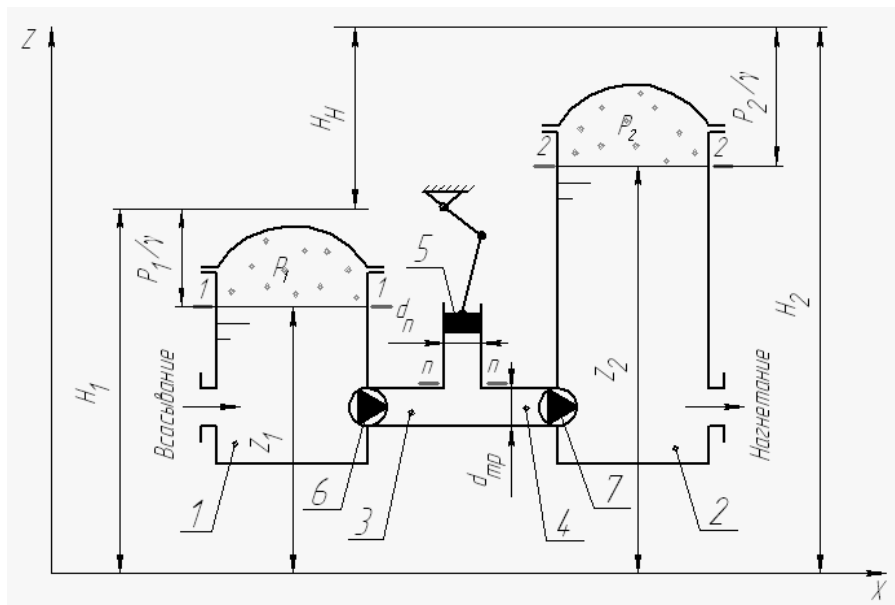


Рис. 1. Принципиальная схема бесклапанного поршневого насоса

Рассмотрим течение, обусловленное только возвратно-поступательным движением поршня по гармоническому закону, то есть при отсутствии движения за счет разности напоров в успокоителях. Запишем уравнения перемещения поршня и неразрывности течения жидкости в тройнике:

$$x = r(1 - \cos(\omega t)); \quad (2)$$

$$Q_n = Q_1 + Q_2, \quad (3)$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость вращения кривошипа;  $Q_1$  и  $Q_2$  – расходы жидкости во всасывающем и напорном патрубках.

Течение жидкости в тройнике является циклическим с периодом цикла  $T = 2\pi/\omega$ . Каждый цикл состоит из фазы всасывания:  $0 \leq t \leq T/2$  и фазы нагнетания:  $T/2 < t < T$  (рис. 2).

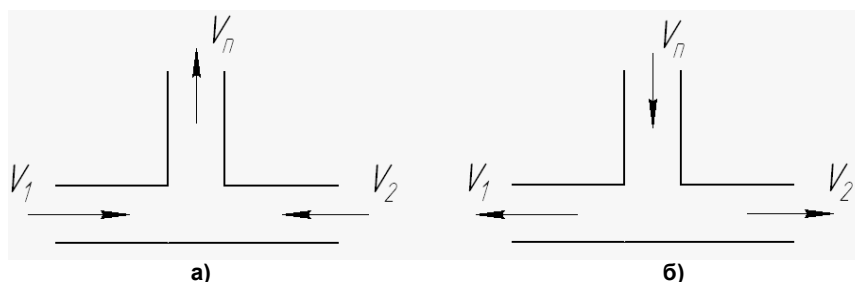


Рис. 2. Схема течения жидкости в тройнике: а – в фазу всасывания; б – в фазу нагнетания

Течение жидкости в тройнике в фазу всасывания описывается уравнениями Бернулли для потоков из всасывающего и напорного успокоителей в тройник (рис. 1 и 2, а):

$$H_1 = H_n + \zeta_{\text{нр}} \frac{v_1^2}{2g}; \quad (4)$$

$$H_2 = H_n + \zeta_{\text{нр}} D \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5)$$

где  $H_1, H_2$  – напоры во всасывающем и напорном успокоителях;  $H_n$  – напор в центральном отводе тройника;  $v_1$  и  $v_2$  – скорости движения жидкости во всасывающем и напорном патрубках;  $\zeta_{\text{нр}}$  – коэффициент сопротивления гидравлического диода при прямом течении;  $g$  – ускорение свободного падения.

Решая уравнения (1)–(5) совместно и принимая во внимание равенство напоров  $H_1$  и  $H_2$  в рассматриваемом течении, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу всасывания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{\text{тр}}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1},$$

где  $v_n$  – скорость движения поршня;  $d_n$  и  $d_{\text{тр}}$  – диаметры поршня и патрубка.

Течение жидкости в тройнике в фазу нагнетания также описывается уравнениями Бернулли, но для потоков из тройника во всасывающий и напорный успокоители (рис. 1 и 2, б):

$$H_1 = H_n - \zeta_{\text{нр}} D \frac{v_1^2}{2g}; \quad (6)$$

$$H_2 = H_n - \zeta_{\text{нр}} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (7)$$

Решая уравнения (1)–(3), (6) и (7) совместно, с учетом равенства напоров  $H_1$  и  $H_2$  получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу нагнетания:

$$v_2 = \frac{v_n \frac{d_n^2}{d_{\text{тр}}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1}.$$

Скорость движения жидкости в напорном патрубке, обусловленная исключительно перепадом напором в успокоителях, определяется по формуле

$$v_2 = \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{\text{нр}} D}},$$

выведенной из уравнения Бернулли для потока между сечениями 2–2 и 1–1 (см. рис. 1).

## Расчет и конструирование

Определим скорости исходного движения жидкости в напорном патрубке  $v_2$  в фазу всасывания и нагнетания, суммируя с учетом знаков скорости составляющих движений. В фазу всасывания:

$$v_2 = -\frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{пр} D}}, \quad (8)$$

а в фазу нагнетания:

$$v_2 = -\frac{\omega r \sin(\omega t) \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{пр} D}}. \quad (9)$$

Изменение скорости  $v_2$  за цикл проиллюстрировано на рис. 3 при  $d_n = 0,08$  м,  $d_{тр} = 0,056$  м,  $r = 0,01$  м,  $D = 40$ ,  $\zeta_{пр} = 1$ ,  $n = 2000$  об/мин. Видно, что обратный ток жидкости ( $v_2 < 0$ ) в фазу всасывания меньше, чем прямой ток ( $v_2 > 0$ ) в фазу нагнетания. Следовательно, подача жидкости в напорный успокоитель будет положительной.

Подача насоса определяется отношением объема жидкости  $W$ , поступившего в напорный успокоитель за цикл, к продолжительности цикла  $T$ :

$$Q_n = \frac{W}{T} = \frac{\pi d_{тр}^2}{4T} \int_0^T v_2 dt. \quad (10)$$

Подставив в уравнение (10) формулы (8) и (9) и проинтегрировав, получаем выражение расходно-напорной характеристики бесклапанного поршневого насоса с гидродиодами:

$$Q_n = \frac{\pi d_{тр}^2}{4} \left( \frac{2r \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (D + 1)}{(D - 1)T} - \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{пр} D}} \right). \quad (11)$$

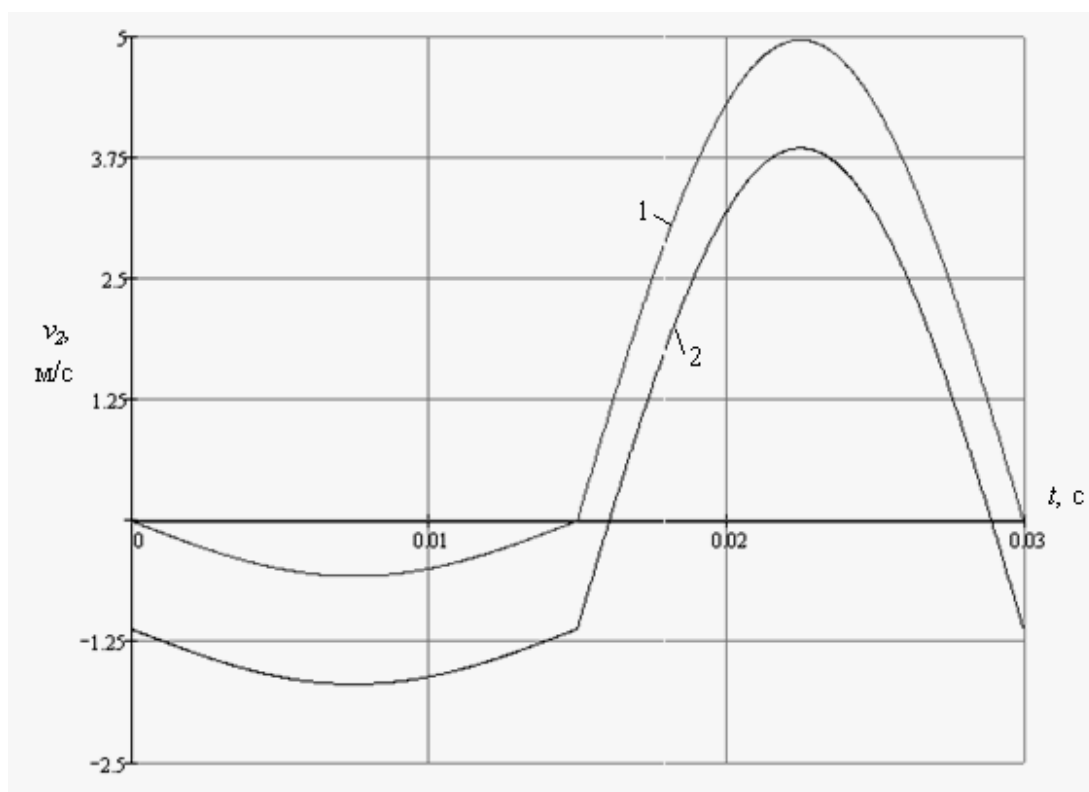


Рис. 3. Изменение скорости движения жидкости в напорном патрубке за цикл:  
1 – при перепаде напоров в успокоителях  $H_n = 0$  м в. ст.; 2 – при перепаде напоров  
в успокоителях  $H_n = 5$  м в. ст.

Гидравлический КПД равен отношению полезной работы  $A_n$  насоса к затраченной  $A_3$  за один цикл движения поршня

$$\eta = \frac{A_n}{A_3}. \quad (12)$$

Полезная работа насоса состоит в подаче жидкости в напорный успокоитель:

$$A_n = \rho g (H_2 - H_1) Q_n T, \quad (13)$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости.

Затраченная работа без учета сил трения равна по модулю работе сил давления, затраченной на перемещение поршня в цилиндре, и противоположная ей по знаку:

$$A_3 = - \int_0^T \frac{\pi d_n^2}{4} p_n v_n dt = - \frac{\pi d_n^2}{4} \left( \int_0^{T/2} p_n^{bc} v_n dt + \int_{T/2}^T p_n^{nar} v_n dt \right), \quad (14)$$

где  $p_n^{bc}$ ,  $p_n^{nar}$  – давление в центральном отводе тройника (поршневой полости) в фазу всасывания и в фазу нагнетания соответственно.

Подставим в уравнение (5) модуль скорости  $v_2$  из формулы (8) и в уравнение (7) модуль скорости  $v_2$  из формулы (9). После преобразования получим:

$$p_n^{bc} = \rho g \frac{H_2 - H_1}{2} - v_1^2 \frac{\rho \frac{d_n^4}{d_{тр}^4} \zeta_{np} D (\sqrt{D} - 1)^2}{2(D-1)^2} -$$

$$- v_1 \frac{\frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (\sqrt{D} - 1) \sqrt{(H_2 - H_1) g \rho \zeta_{np} D}}{(D-1)}. \quad (15)$$

$$p_n^{nar} = \rho g H_2 + \rho g \frac{H_2 + H_1}{2D} + v_1^2 \frac{\rho \frac{d_n^4}{d_{тр}^4} \zeta_{np} D (\sqrt{D} + D)^2}{2(D-1)^2} -$$

$$- v_1 \frac{\frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (\sqrt{D} + D)}{(D-1)} \sqrt{\frac{(H_2 - H_1) g \rho \zeta_{np}}{D}}. \quad (16)$$

Проинтегрируем выражение (14) с учетом (15) и (16), полученный результат подставим в формулу (12). После преобразований с учетом (13) получим выражение для КПД насоса:

$$\eta = \frac{\rho g (H_2 - H_1) \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \left( \frac{2r \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} (D+1)}{(D-1)} - T \sqrt{\frac{g(H_2 - H_1)}{\zeta_{np} D}} \right)}{\frac{\pi d_n^2 r}{4} \left( 1 + \frac{1}{D} \right) \rho g (H_2 - H_1) + \frac{\pi \omega^2 r^3 \frac{d_n^4}{d_{тр}^4} (D+1)}{(D-1)} \left( \frac{\rho \zeta_{np} \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} D}{3(D-1)} + \frac{\pi \rho \sqrt{g(H_2 - H_1) \zeta_{np}}}{4\omega r} \right)}. \quad (17)$$

Анализ формул (11) и (17) показывает, что расходно-напорная характеристика и КПД насоса зависят от диодности  $D$  и прямого сопротивления  $\zeta_{np}$  гидродиода, диаметра патрубка  $d_{тр}$ , диаметра поршня  $d_n$ , радиуса кривошипа  $r$ , угловой скорости вращения кривошипа  $\omega$ , плотности перекачиваемой жидкости  $\rho$  и перепада напоров в успокоителях  $H_2 - H_1$  (всего от 8 параметров).

**2. Характеристики.** На рис. 4 приведена расходно-напорная характеристика насоса при различных значениях частоты вращения вала кривошипа и диодности гидродиодов. Геометрические параметры насоса, для которого строились данные характеристики, следующие: диаметр

## Расчет и конструирование

поршня  $d_n = 0,12$  м, диаметр патрубков  $d_{тр} = 0,06$  м, радиус кривошипа  $r = 0,01$  м, прямое сопротивление гидравлических диодов  $\zeta_{пр} = 1$ . При этом в качестве перекачиваемой жидкости принималась вода.

Большое количество параметров в формулах (11) и (16) затрудняют численное исследование характеристик насоса. Чтобы упростить задачу, для дальнейшего анализа введем безразмерные параметры:

1)  $q$  – относительная подача насоса:

$$0 \leq q = \frac{Q_n}{Q_{ид}} \leq 1, \quad (18)$$

где  $Q_{ид} = \frac{W_{цил}}{T} = \frac{2r\pi d_n^2}{4T}$  – идеальная подача насоса с клапанным распределением (без утечек), м<sup>3</sup>/с;

2)  $k$  – относительная площадь поршня:

$$k = \frac{d_n^2}{d_{тр}^2}; \quad (19)$$

3)  $h$  – напор насоса в долях максимального скоростного напора под поршнем:

$$h = \frac{H_2 - H_1}{\frac{v_{п\max}^2}{2g}} = \frac{2g(H_2 - H_1)}{\omega^2 r^2}, \quad (20)$$

где  $v_{п\max} = \omega r$  – максимальная скорость поршня.

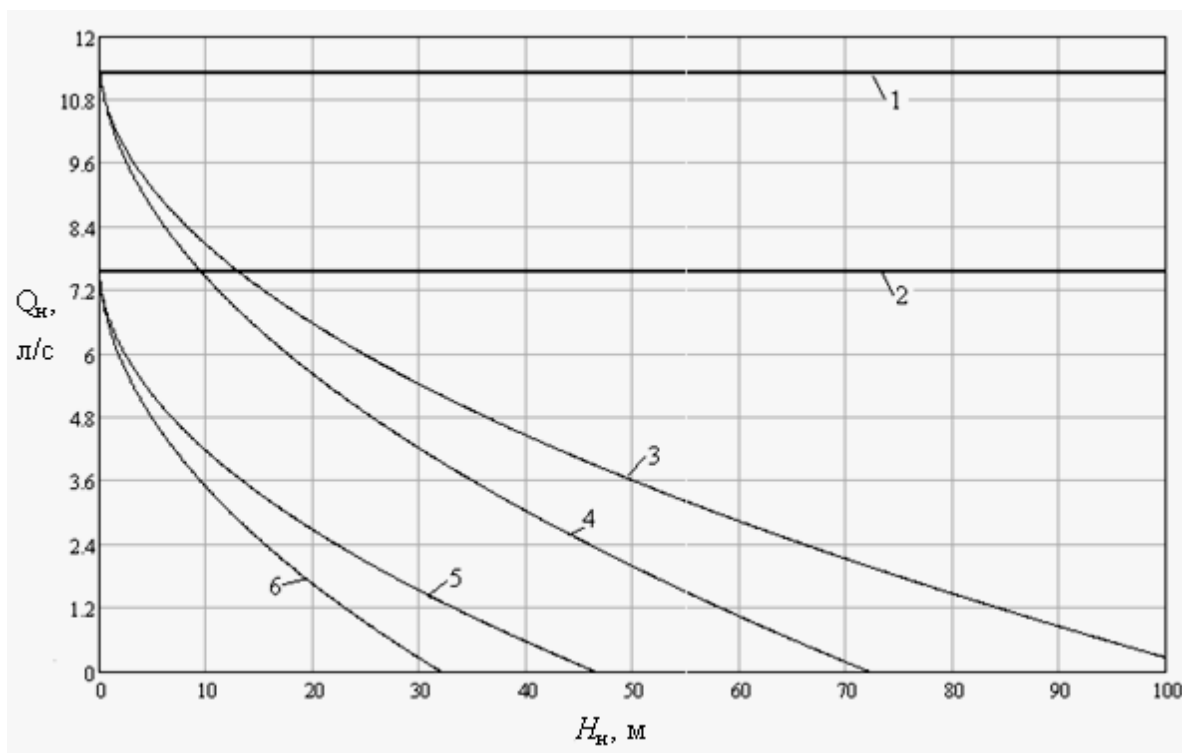


Рис. 4. Расходно-напорные характеристики:

1 – идеального поршневого насоса с клапанным распределением (без утечек) при  $n = 3000$  об/мин;  
 2 – при  $n = 2000$  об/мин; 3 – поршневого насоса с гидродиодами при  $n = 3000$  об/мин и  $D = 60$ ;  
 4 – при  $n = 3000$  об/мин и  $D = 40$ ; 5 – при  $n = 2000$  об/мин и  $D = 60$ ; 6 – при  $n = 2000$  об/мин и  $D = 40$

Преобразуем уравнение (11) с учетом введенных безразмерных параметров, получим в итоге выражение расходно-напорной характеристики насоса в безразмерных координатах:

$$q = \frac{D+1}{D-1} - \frac{\pi}{k} \sqrt{\frac{h}{2\zeta_{пр}D}}. \quad (21)$$

Введем в формулу (17) безразмерные параметры, после преобразования получим выражение:

$$\eta = \frac{2h \frac{1}{k} \left( \frac{k(D+1)}{(D-1)} - \pi \sqrt{\frac{h}{2\zeta_{\text{пр}} D}} \right)}{h \left( 1 + \frac{1}{D} \right) + \frac{2k(D+1)}{(D-1)} \left( \frac{4\zeta_{\text{пр}} Dk}{3(D-1)} + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{h\zeta_{\text{пр}}}{2}} \right)}. \quad (22)$$

Сопоставляя формулы (11), (17) и (21), (22) видим, что расходно-напорная характеристика и КПД в безразмерных координатах зависят от 4 параметров: диодности по сопротивлению гидродиодов  $D$  и их гидравлического сопротивления при течении в прямом направлении  $\zeta_{\text{пр}}$ , относительной площади поршня  $k$  и относительного перепада напоров  $h$ , а в размерных координатах – от 8 параметров. Это доказывает целесообразность использования безразмерных координат.

На рис. 5 приведены расходно-напорные характеристики насоса  $q(h)$  для разных диодностей при фиксированном значении прямого сопротивления гидродиодов  $\zeta_{\text{пр}}$  и двух различных значениях относительной площади поршня  $k$ , а на рис. 6 при фиксированном значении относительной площади поршня  $k$  и различных значениях прямого сопротивления гидродиодов  $\zeta_{\text{пр}}$ . Видно, что с увеличением таких параметров как относительная площадь поршня  $k$ , сопротивление гидродиодов при течении в прямом направлении  $\zeta_{\text{пр}}$  и диодность по сопротивлению  $D$ , расходно-напорная характеристика  $q(h)$  улучшается.

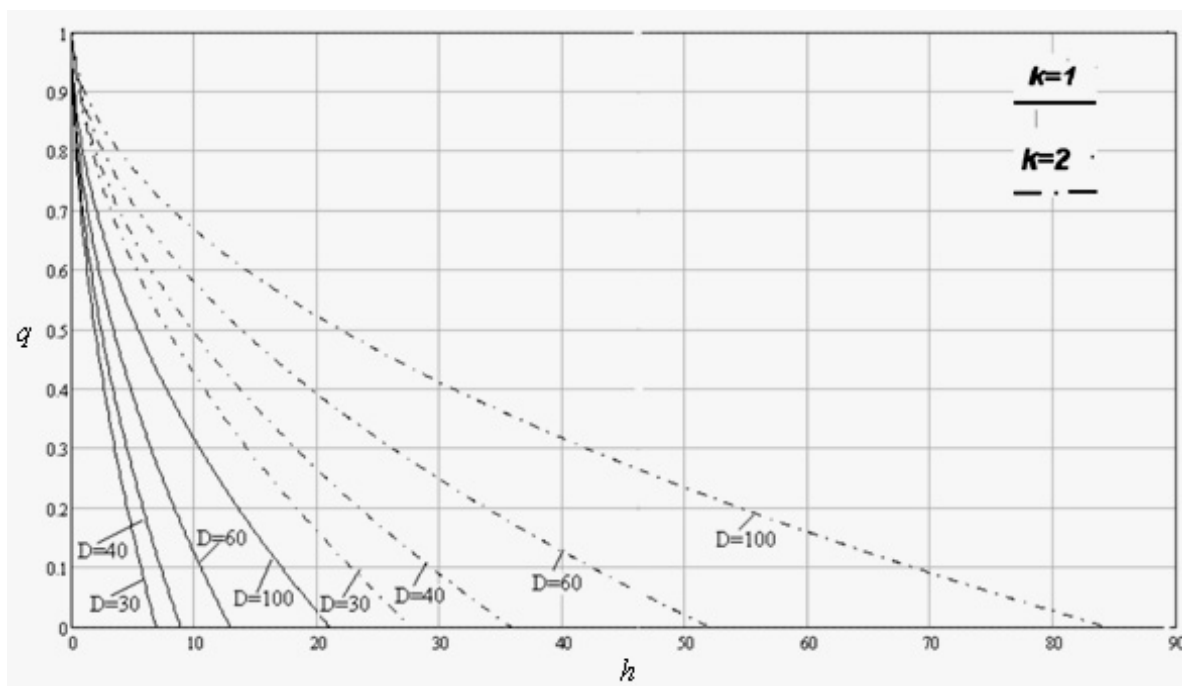


Рис. 5. Расходно-напорные характеристики насоса при  $\zeta_{\text{пр}} = 1$

На рис. 7 представлены кривые зависимости КПД насоса от относительного перепада напоров при различных значениях относительной площади поршня  $k$  и диодности гидродиодов  $D$ .

Как видно по рис. 7, максимально достижимое значение КПД возрастает с увеличением диодности гидродиодов  $D$  и не зависит от относительной площади поршня  $k$ .

#### Заключение.

1. Основными параметрами поршневого насоса с гидродиодами являются: диаметр поршня  $d_{\text{п}}$ , диаметр всасывающего и нагнетательного патрубков  $d_{\text{тр}}$ , прямое сопротивление  $\zeta_{\text{п}}$  и диодность  $D$  гидродиодов, радиус кривошипа  $r$  и частота вращения вала кривошипа  $n$ .

2. Расходно-напорная характеристика поршневого насоса с гидродиодами, в отличие от классического, является нисходящей пологой. С уменьшением напора насоса его подача увеличивается, достигая максимума при нулевом значении напора. На характеристике имеется интервал значений напоров, на котором КПД насоса максимален. При этом достижимые значения КПД насоса возрастают при увеличении диодности по сопротивлению гидродиодов.

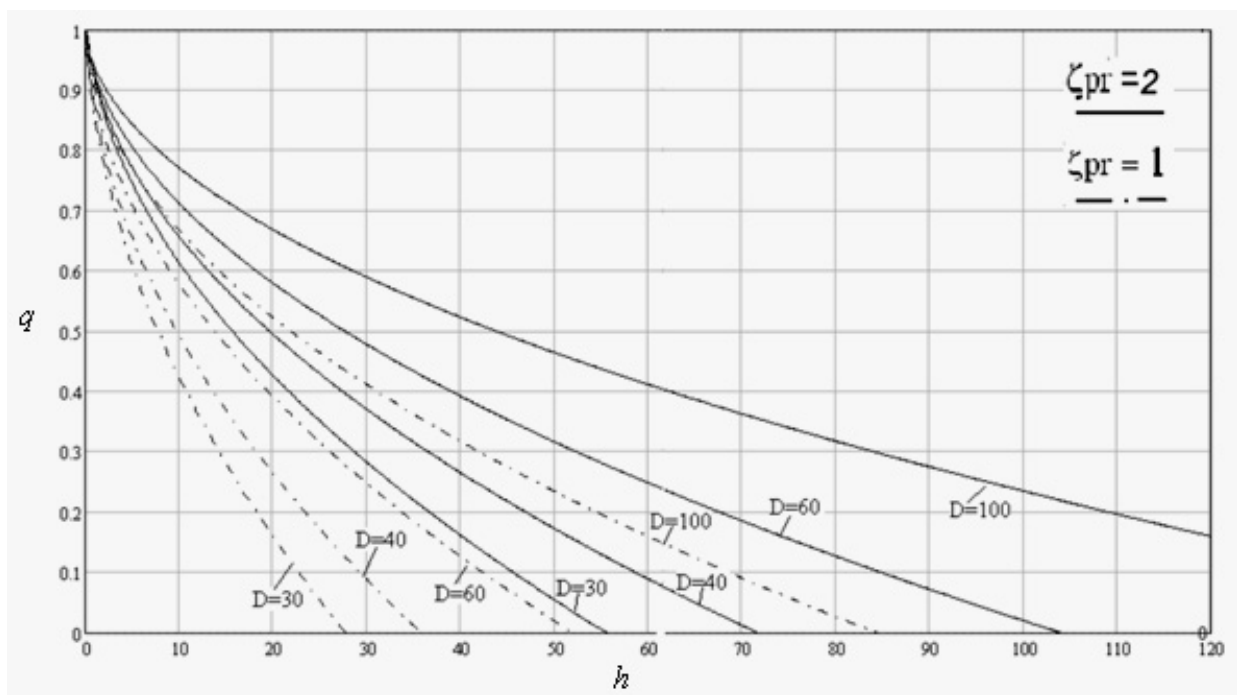


Рис. 6. Расходно-напорные характеристики насоса при  $k = 2$

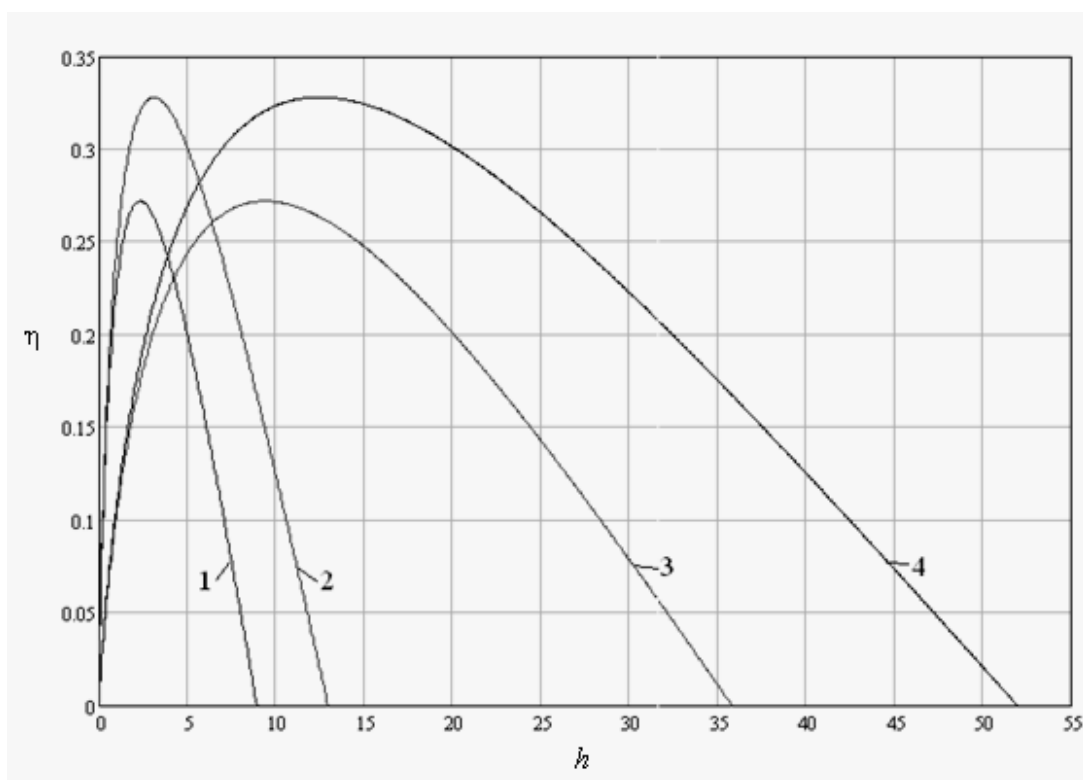


Рис. 7. Зависимость КПД насоса от безразмерного перепада напоров:  
 1 – при  $k = 1, D = 40$ ; 2 – при  $k = 1, D = 60$ ; 3 – при  $k = 2, D = 40$ ; 4 – при  $k = 2, D = 60$

3. Основными безразмерными параметрами насоса являются относительный перепад напоров  $h$ , относительная подача  $q$ , относительная площадь поршня  $k$ , диодность  $D$  и прямое сопротивление  $\zeta_{пр}$  гидродиодов. Их взаимосвязь отражается безразмерными характеристиками, которые являются основой для расчета гидромашины.



**Литература**

1. Баишта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учеб. для вузов / Т.М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Хабаров, В.Е. Устройство, конструктивные особенности и технические характеристики поршневых насосов: учеб.-метод. пособие / В.Е. Хабаров. – Ставрополь: Изд-во СтГАУ «Агрис», 2006. – 27 с.
3. Лебедев, И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
4. Ashish, M. Characterization of Cone-Cylinder Fluidic Diodes / M. Ashish, T.M. Muruganandam // *Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluidic Mechanics and Fluidic Power 16–18 December, 2010.* – Chennai: IIT Madras, 2010. – P. 52–58.
5. Yoder, G.L., Jr. Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors / G.L. Yoder, Y. Elcassadgi, G. De Leon // *UT-Battelle*, 2011. – 40 p.
6. Anduze, M. Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode / M. Anduze, S. Colin, R. Cean // *Journal of Micromechanics and Microengineering.* – 2001. – № 11. – P. 108–112.
7. Спиридонов, Е.К. Характеристики бесклапанного поршневого насоса / Е.К. Спиридонов, А.В. Пермякова // *Динамика машин и рабочих процессов: сб. докл. Всерос. науч.-техн. конф., 8–10 дек. 2009 г.* – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – С. 172–176.
8. Takagi, S. Study of a Piston Pump without Valves (1st Report, On a Pipe-capacity-system with a T-junction) / S. Takagi, T. Saijo // *Bull. JSME.* – 1983. – № 26. – P. 1366–1372.
9. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
10. Woias, P. Micropumps – past, progress and future prospects / P. Woias // *Sensors and Actuators.* – 2005. – № 105. – P. 28–38.
11. Спиридонов, Е.К. Бесклапанный поршневой насос / Е.К. Спиридонов, А.В. Пермякова // *Гидропневмоавтоматика и гидропривод – 2010: сб. науч. тр.* – Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2010. – С. 257–261.

**Спиридонов Евгений Константинович.** Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), spiridonovek@susu.ac.ru.

**Хабарова Дарья Федоровна.** Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), dkhabarova@bk.ru.

*Поступила в редакцию 14 октября 2014 г.*

---

**Bulletin of the South Ural State University  
Series “Mechanical Engineering Industry”  
2014, vol. 14, no. 4, pp. 13–22**

---

## **CALCULATING MODEL AND CHARACTERISTICS SINGLE ACTION VALVELESS PISTON PUMP**

**E.K. Spiridonov**, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, spiridonovek@susu.ac.ru,  
**D.F. Khabarova**, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, dkhabarova@bk.ru

The working process of a single acting piston pump, the valves of which are replaced by fluidic diodes-flow elements containing no moving mechanical parts and characterized by significant dependence of the flow rate at the same head difference upon direction of the flow is examined. A calculating model of the process is represented. It is based on splitting a complex flow up to couple of simple ones: caused by harmonic movement of the piston and head difference between the dampers. Length of the suction and pressure line was estimated

negligible and their diameters are equal. Analysis of the calculating model revealed dimensional and non-dimensional parameters of the pump, the most important of which are the head and flow, displacement and frequency of piston movement, diodicity and direct resistance of the fluidic diodes, the relative acreage of the piston. Analytical expressions of the flow-pressure characteristics and the efficiency of the pump are obtained. It's displayed that unlike check-valve pump's characteristic fluidic diodes controlled pump's one is downward sloping curve. Having head decreasing the flow of the pump is being increased reaching peak value at point of head equal to zero. There is an interval of the characteristic's curve where pump's efficiency is optimal. The analysis of the pump's parameters influence on its characteristics is displayed. It's revealed that having either frequency of the movement of the piston or displacement and diodicity of fluidic diodes increasing realizable head and flow of the pump are also increasing. Efficiency of the valveless pump basically depends on diodicity of the fluidic diodes calculated according to resistances. When diodicity's value is 40 efficiency's value is 26 % and when diodicity's value is 60 efficiency's value is 33 %.

*Keywords: piston pump, valves, fluidic diode, calculating model, the dimensional and non-dimensional parameters, flow-head characteristics, efficiency.*

### References

1. Bashta T.M. *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: Uchebnik dlya vuzov* [Displacement Pumps and Hydraulic Motors of Hydrosystems: A Textbook for High Schools]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974, 606 p.
2. Khabarov V.E. *Ustroystvo, konstruktivnye osobennosti i tekhniskie kharakteristiki porshnevnykh nasosov: uchebno-metod. posobie* [Structure, Design Features and the Technical Characteristics of Piston Pumps: a Teaching Manual]. Stavropol', StGAU "Agrus" Publ., 2006, 27 p.
3. Lebedev I.V., Treskunov S.L., Yakovenko V.S. *Elementy struynoy avtomatiki* [Elements of Jet Automatic]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 360 p.
4. Ashish M., Muruganandam T.M. Characterization of Cone-Cylinder Fluidic Diodes. *Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluidic Mechanics and Fluidic Power 16–18 December, 2010*. Chennai, IIT Madras, 2010, pp. 52–58.
5. Yoder G.L., Jr. Elcassadgi Y., De Leon G. Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors. *UT-Battelle*, 2011, 40 p.
6. Anduze M., Colin S., Cean R. Analysis and testing of a fluidic vortex microdiode. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2001, no. 11, pp. 108–112.
7. Spiridonov E.K., Permyakova A.V. [Characteristics of Valveless Piston Pump]. *Dinamika mashin i rabochikh protsessov: sbornik dokladov Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii 8–10 dekabrya 2009 g.* [Dynamics of Machines and Working Processes: Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference, December 8–10, 2009]. Chelyabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2009, pp. 172–176. (in Russ.)
8. Takagi S., Saijo T. Study of a Piston Pump without Valves (1st Report, On a Pipe-Capacity-System with a T-junction). *Bull. JSME*, 1983, no. 26, pp. 1366–1372.
9. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam* [Handbook of Hydraulic Resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992, 672 p.
10. Woias P. Micropumps – past, progress and future prospects. *Sensors and Actuators*, 2005, no. 105, pp. 28–38.
11. Spiridonov E.K., Permyakova A.V. Valveless Piston Pump [Besklapannyi porshnevoy nasos]. *Gidropnevmoavtomatika i gidroprivod–2010: sb. nauchnykh trudov* [Hydropneumoautomatics and Hydrodrives – 2010: Proceedings]. Kovrov, KGTA im. V.A. Degtyareva Publ., 2010, pp. 257–261.

*Received 14 October 2014 z.*