УДК 621.655.9

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕСКЛАПАННЫХ НАСОСОВ С ВЫТЕСНИТЕЛЕМ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

© 2016 Е. К. Спиридонов, Д. Ф. Хабарова

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Статья поступила в редакцию 17.03.2016

Рассмотрены принципиальные схемы объемных насосов с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения. Показано, что поршневые насосы с клапанным распределением, как правило, являются тихоходными и имеют сравнительно невысокую надежность. Выявлены два основных направления расширения функциональных возможностей поршневых насосов – применение гидравлических диодов и использование волновых и инерционных эффектов при движении перекачиваемой среды в проточной части гидромашины. Показано, что существующие насосы обоих направлений имеют сравнительно невысокий КПД. Для повышения эффективности бесклапанных гидромашин с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения предложена принципиальная схема гибридного насоса, основанного на принципе работы impedance pump и включающего гидравлические диоды в качестве органов распределения. Выполнен анализ предложенной схемы и выявлены основные параметры, влияющие на рабочий процесс. Представлены расчетные энергетические характеристики гидромашины, выражающие зависимость подачи и КПД от напора.

Ключевые слова: поршневой насос, клапан, гидравлический диод, инерционные и волновые эффекты, напор, подача, КПД

Поршневые насосы имеют многовековую историю. Первый прототип поршневого насоса относится еще ко II в. до н.э. [1], причем все элементы классического поршневого насоса (поршень, клапаны и эксцентриковый привод поршня) уже были в нем использованы. Широкое распространение в промышленности поршневые насосы получили благодаря простоте конструкции и эксплуатации, самовсасывающей способности. Вместе с тем, инерционность деталей клапанного механизма делает насосы тихоходными и металлоемкими [2, 3], а подвижные части клапанного механизма оказывают нежелательное воздействие на перекачиваемую среду, а также обуславливают низкую надежность таких машин.

Стремление повысить быстроходность насоса привело к созданию бесклапанных механизмов распределения жидкости. Примерами гидромашин с таким механизмом являются аксиально-поршневые (рис. 1) и радиально-поршневые насосы. Бесклапанные механизмы распределения, например, щелевые уплотнения, увеличили производительность поршневых насосов и снизили их удельную металлоемкость. При этом число пар трения возросло, конструкция усложнилась. Поэтому для обеспечения приемлемых показателей надежности резко возросли требования к чистоте рабочей жидкости и условиям эксплуатации насосов. Такие гидромашины неприменимы для транспорта загрязненных, агрессивных жидкостей и гидросмесей. Их областью применения по большей части являются гидравлические системы управления и силовые гидроприводы в станкостроении, в дорожно-строительной технике, авиастроении др. Как и у классических поршневых насосов, рабочий процесс насосов с бесклапанным механизмом распределения определяется рабочим объемом и частотой хода поршня. Так, например, идеальная подача аксиально-поршневого насоса (без утечек) определяется [4]:

Спиридонов Евгений Константинович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы». E-mail: spiridonovek@susu.ru Хабарова Дарья Федоровна, аспирантка. E-mail: dkhabarova@bk.ru

$$Q_{\text{ид}} = qn = \frac{\pi d_{\text{порш}}^2 z D_{\text{осей}} tg \gamma \cdot n}{4}$$
 (1)

где q – рабочий объем насоса; n – частота вращения вала; $d_{\text{порш}}$ – диаметр поршня; z – количество поршней; γ – угол наклона блока цилиндров (наклонного диска) относительно приводного вала насоса; $D_{\text{осей}}$ – диаметр окружности, на которой расположены центры (оси) поршней (цилиндров).

Повысить надежность поршневых гидромашин и устранить нежелательное воздействие клапанов на жидкость позволило применение гидравлических диодов в качестве органов распределения. Качество гидравлического диода определяется диодностью по сопротивлению D, то есть отношением гидравлического сопротивления диода в обратном и прямом направлениях при одинаковой потере напора.

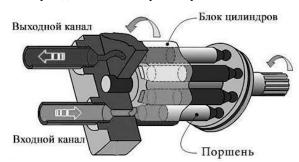


Рис. 1. Аксиально-поршневой насос

В статье [5] опубликованы результаты аналитического исследование поршневого насоса одностороннего действия с вихревыми гидродиодами (рис. 2), которое показало, что КПД такого насоса зависит главным образом от диодности по сопротивлению, с ее увеличением КПД растет. На рис. 3 показаны кривые расходно-напорной характеристики и КПД поршневого насоса одностороннего действия с гидродиодами, построенные по расчетной модели, приведенной в статье [5]. Расчет производился для насоса со следующими геометрическими и режимными параметрами: диаметры поршня и патрубка d_n =0,08 м; $d_{\rm тp}$ =,032 м;

радиус кривошипа r=0,03 м; прямое сопротивление $\zeta_{\rm пp}$ =1 и диодность D=40 гидравлических диодов; частота вращения вала кривошипа n=1500 об/мин. Как видно на рис. 3, при диодности полупроводников D=40, максимальный КПД насоса не превышает 20 %, однако расчет показывает, что уже при диодности 60, максимальный КПД составляет 30-33%.

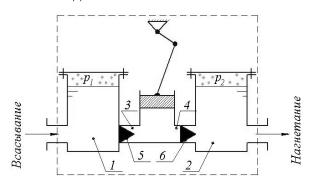


Рис. 2. Поршневой насос одностороннего действия с вихревыми диодами

В микрофлюидике для перекачивания жидкости используются преимущественно мембранные микронасосы [6]. Одна из возможных коснтрукций бесклапанного мембранного насоса двустороннего действия, запатентованая в США (патент № 8308452), приведена

на рис. 4 [7]. Насос состоит из мембраны с пьезоэлектрическим приводом, насосных камер, нагнета-тельных и всасывающих гидродиодов. В данной конструкции в качестве диодов используются диффузоры и конфузоры различной геометрии, имеющие сравнительно невысокую диододность порядка 3-6, поэтому КПД такого насоса будет невелик. Существуют также микронасосы, в которых применяются вихревые гидравлические диоды, диоды Тесла и др [6].

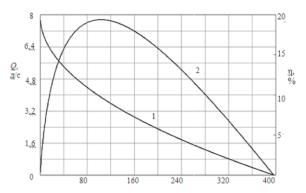


Рис. 3. Расходно-напорная характеристика (1) и КПД (2) поршневого насоса с гидродиодами

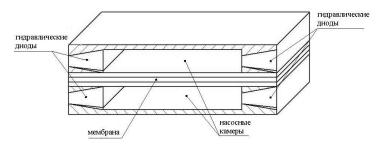


Рис. 4. Бесклапанный микронасос двустороннего действия (патент № 8308452)

Гидравлические диоды также применяются в насосах, вытеснителем в которых служит газ, попеременно нагнетаемый и откачиваемый из цилиндра насоса. В 80-х годах XX века японские ученые провели аналитическое и экспериментальное исследование нагнетателя, состоящего из цилиндра, в который подается газ, всасывающего и нагнетательного патрубков, двух вихревых диодов и двух успокоителей [8]. Насосы такого типа нашли практическое применение в ядерной промышленности. Например, насосные установки, выпускаемые компанией NuVision Engineering, Inc в рамках направления Power Fluidics. Компания позиционирует такие гидромашины как высконадежные, эффективные и способные перекачивать гидросмеси [9]. Однако в открытом доступе компания не предоставляет никаких конкретных характеристик данной установки. Об ее эффективности можно судить по результатам исследования, опубликованным в статье [8], согласно которым при диодности полупроводников 74,4, КПД насоса составил 20%.

Таким образом, при замене клапанов гидравлическими диодами в проточной части насоса остается одна подвижная часть – вытеснитель. Это позволяет существенно повысить надежность насосов и расширить область их применения (транспорт сильно

загрязненных жидкостей, гидросмесей и биологических растворов; миркофлюидика).

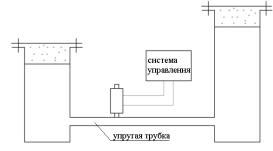


Рис. 5. Насос с упругой трубкой

Другое направление разработки и создания высоконадежных гидромашин – использование инерционных и волновых эффектов. Одно из первых исследований в этом направлении выполнили японские ученые [10]. Объектом их исследования был Т-образный трубопровод, к двум противоположным концам которого присоединены баки большой вместимости, а в центральном отводе, расположенном асимметрично, создавались низкочастотные синусоидальные пульсации потока (0,2-1,6 Гц) поршневым вытеснителем. Эту систему подвергали теоретическому и экспериментальному исследованию с точки зрения механизма

возникновения насосного эффекта. Было установлено, что насосный эффект существует и связан с разностью амплитуд пульсаций потока и средних за цикл кинетических энергий жидкости в обеих трубах.

С дальнейшим развитием этого направления появились насосы с осциллятором в виде мембраны или упругого участка трубопровода (рис. 5), к которому прикладывается импульсное воздействие (сжатие). Такие гидромашины получили название impedance pump[11-13]. Они, как и насосы с гидродиодами, создают поток без использования клапанов, уплотнений,

вращающихся частей, что делает их привлекательными для биологических реализаций, например, в сосудистой системе. Исследованиями выявлены параметры, существенно влияющие на характеристики насоса: относительное расположение осциллятора и число Уомерсли $w_0 = L\sqrt{\frac{2\pi}{vT}}$, где L – характерный размер насоса; v – кинематическая вязкость перекачиваемой среды, T – период пульсации.

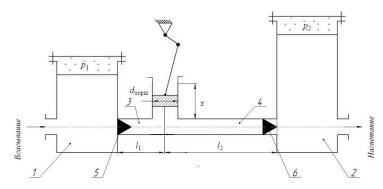


Рис. 6. Принципиальная схема инерционного насоса с поршневым вытеснителем и гидродиодами

Таким образом, известные бесклапанные гидромашины, обладая рядом достоинств, имеют сравнительно низкий КПД. Повысить КПД можно, создав гибридный насос, включающий и гидродиоды, и impedance pump, например, инерционный насос с поршневым вытеснителем и гидродиодами. Принципиальная схема такого насоса представлена на рис. 6. Ее анализ показывает, что в отличие классического поршневого насоса, рабочий процесс поршневого инерционного насоса с гидродиодами определяется не только рабочим объемом и частотой хода поршня, но также напором насоса, гидравлическим сопротивлением и диодностью полупроводников, соотношением инерционных длин всасывающего и напорного патрубков и площадей поршня и патрубков.

При математическом описании рабочего процесса инерционного поршневого насоса принимаем следующую физическую модель: жидкость несжимаемая, а стенки трубопроводов абсолютно жесткие; вместимость каждого успокоителя является достаточно большой для того, чтобы считать напор в них постоян-

ным. Основными уравнениями, описывающими рабочий процесс нагнетателя в рамках принятых допущений, являются уравнения баланса расходов и напоров. При их составлении за положительное направление движение жидкости примем движение слева направо и сверху вниз [14].

В выбранной системе координат запишем уравнение движение поршня и баланса расходов:

$$y = r(1 - \cos(\omega t)); \tag{2}$$

$$Q_1 = Q_n + Q_2 \tag{3}$$

где у – координата положения поршня; r – радиус кривошипа; Θ – угловая скорость вращения кривошипа; Q_1 , Q_2 и Q_{π} – расходы жидкости во всасывающем, напорном патрубках и центрально отводе тройника соответственно.

Движение жидкости в проточной части насоса может происходить по шести различным схемам, которые представлены на рис. 7 [14].

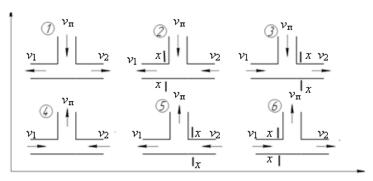


Рис. 7. Схемы движения жидкости в проточной части насоса

Взаимосвязь между напорами в успокоителях выражается уравнением Бернулли. В качестве расчетных, выберем следующие живые сечения:

- свободная поверхность жидкости в успокоителях (сечения I-I и II-II, рис. 6);

- сечение n-n для первой и четвертой схем течения жидкости (плоскость соприкосновения нижней поверхности поршня с жидкостью) (рис. 6);
- сечение х-х, расположенное на входе или выходе из тройника на участке трубы, через который протекает суммарный поток жидкости (рис. 7).

Запишем уравнения Бернулли для расчетной схемы течения жидкости № 1 (рис. 7):

$$\frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = H_1 + \zeta_1 D_1 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{L_{un1}}{g} \frac{dv_1}{dt}; \quad (4)$$

$$\frac{P_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = H_2 + \zeta_2 D_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{L_{un2}}{g} \frac{dv_2}{dt}; \quad (5)$$

где ζ_1 и ζ_2 – гидравлическое сопротивление диода в прямом направлении всасывающего и нагнетательного диода соответственно: D_1 и D_2 – диодность по сопротивлению всасывающего и нагнетательного диода соответственно; Lин1, Lин2 - общая инерционная длина всасывающих патрубка и гидродиода и нагнетательных патрубка и гидродиода соответ-

Вычтем (4) из (5) и запишем выражение для

$$H = \zeta_1 D_1 \frac{v_1^2}{2g} - \zeta_2 D_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{L_{un1}}{g} \frac{dv_1}{dt} - \frac{L_{un2}}{g} \frac{dv_2}{dt}, \quad (6)$$

записываются для остальных схем течения. Объединив их с учетом принятой системы координат, получим обобщенное выражение напора насоса и давления под

$$H = (A_{1}\zeta_{1}D_{1} - B_{1}\zeta_{1})\frac{v_{1}^{2}}{2g} + (A_{2}\zeta_{2}D_{2} - B_{2}\zeta_{2})\frac{v_{2}^{2}}{2g} - \frac{L_{\ell l}}{g}\frac{dv_{1}}{dt} - \frac{L_{\ell l}}{g}\frac{dv_{2}}{dt};$$

$$P_{r} = \rho gH_{1} - \frac{\rho v_{r}^{2}}{2} + (A_{1}\zeta_{1}D_{1} - B_{1}\zeta_{1})\frac{\rho v_{1}^{2}}{2} - - \rho l_{1}\frac{dv_{1}}{dt},$$
(7)

где
$$A_1=\frac{1-sign(v_1)}{2}$$
 ; $B_1=\frac{1+sign(v_1)}{2}$; $A_2=\frac{1-sign(v_2)}{2}$; $B_2=\frac{1+sign(v_2)}{2}$; ρ — плотность перекачиваемой

Важнейшими характеристиками насоса являяется зависимость подачи и КПД насоса от напора. Для определения потенциальных возможностей инерционного насоса с поршневым вытеснителем и гидродиодами необходимо определить эти характеристики и сопоставить их с характеристиками существующих гидромашин. Подача насоса определяется отношением объема жидкости W, поступившего в напорный успокои-тель за цикл, к продолжительности цикла T:

$$Q_{\rm H} = \frac{W}{T} = \frac{\pi d_{\rm TP}^2}{4T} \int_{0}^{T} v_2$$
 (9)

Гидравлический КПД равен отношению полезной работы A_n насоса к затраченной A_3 за один цикл движе-

ния поршня $\eta=\frac{A_{_{\mathrm{I}}}}{A_{_{\mathrm{C}}}}.$ Полезная работа насоса состоит в подаче жидкости в напорный успокоитель:

$$A_{\Pi} = \rho g H Q_{\Pi} T \tag{10}$$

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

$$A_{3} = -\int_{0}^{T} \frac{\pi d_{\pi}^{2}}{4} p_{\pi} v_{\pi} dt$$
(11)

С учетом формул (10) и (11) выражение гидравлического КПД насоса имеет вид:

$$\eta = \frac{\rho g H Q_{\rm H} T}{-\int_{0}^{T} \frac{\pi d_{\rm \Pi}^{2}}{4} p_{\rm \Pi} v_{\rm \Pi} dt},$$
(12)

Решение уравнений (2), (3), (7) и (8) и расчет характеристик насоса по формулам (9) и (12) производились численным интегрированием по явной схеме Эйлера.

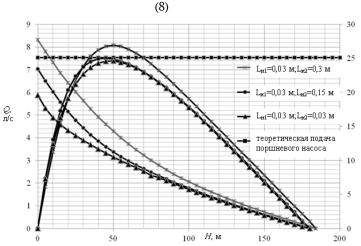


Рис. 8. Энергетические характеристики инерционного насоса с поршневым вытеснителем и гидродиодами

На рис. 8 приведено семейство расходнонапорных характеристик и КПД гибридного насоса, рассчитанное при тех же геометрических и режимных параметрах поршневого вытеснителя и гидродиодов, что и у насоса, приведенного на рис. 2. Параметром семейства характеристик является инерционная длина напорного патрубка с гидродиодом $L_{\text{ин2}}$, при этом инерционная длина всасывающего патрубка с гидродиодом $L_{\rm и1}$ неизменна. Видно, что с увеличением инерционной длины Lи2 характеристика насоса улучшается, то есть при одном и том же напоре подача и КПД увеличивается. Таким образом, расположение вытеснителя должно быть ассиметричным и приближенным к всасывающему успокоителю. Сопоставление характеристик гибридного насоса с характеристиками насоса с гидродиодами, приведенными на рис. 3, показывает, что использование инерционных эффектов нестационарного движения жидкости в проточной части насоса позволило повысить его максимальный КПД с 18% до 27%.

Выводы:

- 1. Существуют несколько направлений создания высоконадежных гидромашин, пригодных для перекачивания агрессивных жидкостей, гидросмесей, биологических растворов и т.п. Однако эффективность таких насосов, как правило, небольшая.
- 2. Повысить эффективность бесклапанных гидромашин можно создав гибридный насос, основанный на принципе работы impedance pump и распределении жидкости с помощью гидродиодов.
- 3. Использование инерционных эффектов движения жидкости в проточной части поршневого насоса с гидравлическими диодами позволяет улучшить его расходно-напорную характеристику и повысить КПД. При этом расположение вытеснителя должно быть ассиметричным со смещением в сторону всасывающего успокоителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Башта, Т.М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов. – М.: «Машиностроение», 1974. 606 с.

- Чиняев, И.А. Поршневые насосы. М. «Машиностроение», 1966. 188 с.
- Хабаров, В.Е. Устройство, конструктивные особен-ности и технические характеристики поршневых насосов: учебно-метод. пособие. – Ставрополь: Изд-во СтГАУ «Агрус», 2006. 27 с.
- 4. Барышев, В.И. Объемные гидромашины. Часть І. Аксиально-поршневые гидромашины: учебное пособие по курсовому проектированию / В.И. Барышев, К.К. Лайко. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. 131 с.
- Спиридонов, Е.К. Расчетная модель и характе-ристики бесклапанного поршневого насоса одно-стороннего действия / Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хаба-рова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2014. Том 14, №4. С. 13–22.
- Woias, P. Micropumps past, progress and future prospects // Sensors and Actuators. 2005. № 105. P. 28-38.
- Amirouche, F. Dual chamber valveless MEMS micro-pump / F. Amirouche, E. Zordan // Patent US8308452B2, Int. Cl. F04B 17/03. Date of Patent 13.11.2012.
- 8. *Wada, T.* Study on a fluidic pump with vortex diodes / *T. Wada, M. Takagi, A. Shimizu* // Fluid Control and Measurement. Tokyo: Pergamon Press, 1986. P. 421–426.
- 9. NuVision Engineering, Inc.: [сайт]. URL: http://www.nuvisioneng.com/
- 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.
- Hickerson, A.I. Experimental study of the behaviour of a valveless impedance pump / A.I. Hickerson, D. Rinderknecht, M. Gharib // Experiment in Fluids. 2005. Vol. 38. P. 534–540.
- Wang, Y.-H. Design and Analysis of Impedance Pumps Utilizing Electromagnetic Actuation / Y.-H. Wang, Y.-W. Tsai, C.-H. Tsai, C.-Y. Lee // Sensors. 2010. Vol. 10. P. 4040-4052.
- Lee, V.C.-C. Valveless pumping using a two-stage impedance pump / V.C.-C. Lee, Y.A. Abakr, K.-C. Woo // Frontiers of Mechanical Engineering. 2013. Vol.8 Issue 3. P. 311-318.
- Спиридонов, Е.К. Бесклапанный поршневой насос / Е.К. Спиридонов, А.В. Пермякова // Гидропнев-моавтоматика и гидропривод. Сб. науч. тр. – Ковров: ГОУ ВПО «КГТА им. В.А. Дегтярева», 2010. С. 257-261.

SCHEMATIC DIAGRAMS AND CHARACTERISTICS OF VALVELESS PUMPS WITH THE DISPLACER OF RECIPROCATING MOVEMENT

© 2016 E.K. Spiridonov, D.F. Khabarova

South Ural State University, Chelyabinsk

Schematic diagrams of volume pumps with a displacer of reciprocating movement are considered. It is shown that piston pumps with valves distribution, as a rule, are low-speed and have rather low reliability. Two main directions of expansion the functionality of piston pumps – use of hydraulic diodes and use of wave and inertial effects at the movement of the pumped-over fluid in flowing part of the hydraulic machine are revealed. It is shown that the existing pumps of both directions have rather low efficiency. For increase of efficiency of valveless hydraulic machines with a displacer of reciprocating movement the schematic diagram of the hybrid pump based on the principle of work of impedance pump and which is turning on hydraulic diodes as units of distribution is offered. The analysis of the offered scheme is made and the key parameters influencing working process are revealed. The settlement power characteristics of the hydraulic machine expressing dependence of flow rate and efficiency from pressure are submitted.

Key words: piston pump, valve, hydraulic diode, inertial and wave effects, pressure, flow rate, efficiency

Evgeniy Spiridonov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Hydraulics and Hydropneumosystems". E-mail: spiridonovek@susu.ru;

Darya Khabarova, Post-graduate Student. E-mail: dkhabarova@bk.ru