

## АГРЕГАТ ПИТАНИЯ С РЕГУЛИРУЕМЫМ СТРУЙНЫМ НАСОСОМ

**Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В статье анализируются два способа изменения подачи агрегата питания гидросистемы – при помощи дросселя и струйного насоса с изменяемой площадью выходного сечения сопла.

В агрегате со струйным насосом (эжектором) высоконапорная жидкость подводится к соплу по ответвлению из напорного патрубка основного насоса, а низконапорная жидкость – по сливной магистрали гидросистемы. В проточной части струйного насоса происходит энергообмен между потоками. Суммарный поток струйным насосом с напором  $H_Э$  подается на сторону всасывания основного насоса. Изменение подачи жидкости агрегатом питания осуществляется регулированием проходного сечения сопла струйного насоса. При полном открытии сопла весь поток (или часть его) от основного насоса возвращается через эжектор на его вход, минуя гидросистему. При закрытии проходного сечения сопла вся подача основного насоса поступает в гидросистему. Если напоры агрегатов питания гидросистемы с дроссельным и эжекторным исполнениями будут одни и те же, то потребный напор основного насоса  $H_H = H - H_Э$  в агрегате с регулируемым струйным насосом будет меньше. Следовательно, меньшей будет мощность на привод насоса. Показано, что агрегат со струйным насосом, сохраняя простоту и высокую надежность дроссельного регулирования, является более эффективным. Его применение улучшает работу основного насоса и повышает КПД установки более чем на 20 %.

*Ключевые слова:* насос, эжектор, агрегат питания, регулирование, дроссель, сопло, жидкость, подача, напор, мощность, экстремальные характеристики, КПД.

Известны несколько способов изменения подачи нерегулируемых насосов. [1–4]. Распространенным является дроссельное регулирование [1, 2]. Схема включения дросселя в состав агрегата питания показана на рис. 1 а. При открытом дросселе часть потока жидкости с расходом  $Q$  поступает в гидросистему, а другая часть с расходом  $Q_1$  через дроссель поступает на вход основного насоса. Изменяя площадь проходного сечения дросселя, можно регулировать подачу агрегата питания. Достоинством дроссельного регулирования подачи является простота и высокая надежность, недостатком – невысокая эффективность из-за необратимой трансформации части механической энергии потока жидкости в тепло.

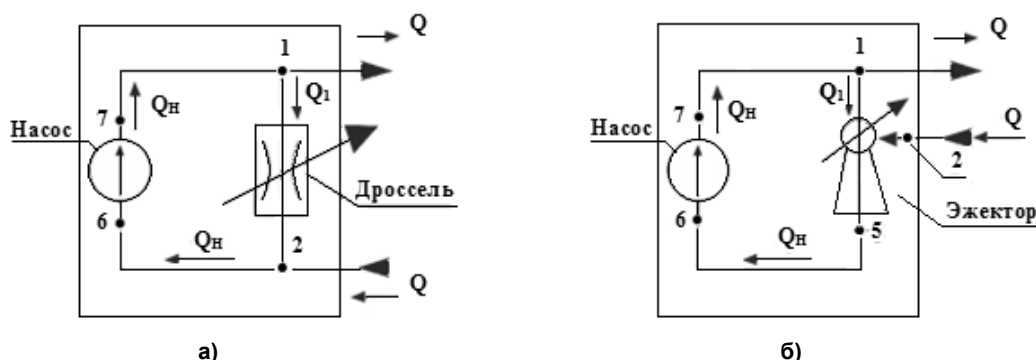


Рис. 1. Схемы агрегата питания гидросистемы

Уменьшить потери удельной механической энергии и сохранить простоту и надежность дроссельного регулирования подачи агрегата питания можно, заменив дроссель струйным насосом с регулируемой площадью выходного сечения сопла [5–7]. Струйный насос (эжектор) прост по конструкции, работает в широком диапазоне изменения параметров жидкостей, используется

## Расчет и конструирование

в различных отраслях народного хозяйства: строительной, ракетно-космической и авиационной, химической и нефтегазовой и др. [8–12] Схема такого струйного насоса показана на рис. 2, а схема агрегата питания с регулируемым струйным насосом – на рис. 1, б. Струйный насос состоит из сопла 1, приемной 2 и смесительной 3 камер, диффузора 4. Изменение расхода активного (высоконапорного) потока осуществляется иглой 5, которая своей конической частью перекрывает отверстие в сопловом устройстве 1. Высоконапорная жидкость в количестве  $Q_1$  подводится к соплу по ответвлению из напорного патрубка основного насоса, а низконапорная – пассивная жидкость подводится к приёмной камере по сливной магистрали гидросистемы (от потребителя) (рис. 1, б). В смесительной камере происходит энергообмен между активным и пассивным потоками, суммарный поток  $Q_H = Q_1 + Q$  эжектором с напором  $H$  подается на вход основного насоса. Изменение подачи жидкости  $Q$  агрегатом питания осуществляется регулированием проходного сечения сопла эжектора. При полном открытии сопла весь поток (или его часть) от основного насоса возвращается через эжектор на его вход, минуя гидросистему. При закрытии проходного сечения сопла вся подача основного насоса поступает в гидросистему (потребителю). В агрегате питания с регулируемым струйным насосом напор  $H = H_1 - H_2$  равен сумме напоров основного насоса  $H_H = H_7 - H_6$  и эжектора  $H_Э = H_5 - H_2$ .

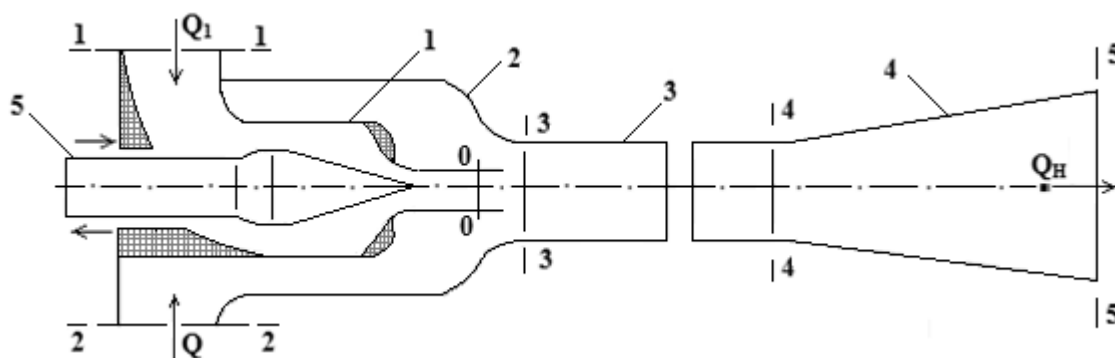


Рис. 2. Схема струйного насоса с регулируемой площадью активной струи

Если напоры  $H$  агрегатов питания гидросистемы с дроссельным и эжекторным исполнением будут одни и те же, то потребный напор основного насоса  $H_H = H - H_Э$  в агрегате с регулируемым эжектором будет меньше. Следовательно, меньшей будет мощность на приводе основного насоса. Вместе с тем повышение давления в линии всасывания насоса создаёт условия для его бескавитационной работы.

Определим увеличение КПД агрегата питания при использовании струйного насоса вместо дросселя. Эффективность работы агрегата оценим внутренним КПД  $\eta$ , равным отношению полезной мощности агрегата  $N$  к гидравлической мощности основного насоса  $N_H$

$$\eta = \frac{N}{N_H} = \frac{\rho g Q_H H}{\rho g Q_H H_H} = \frac{Q_H H}{Q_H H_H}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $g$  – ускорение свободного падения.

Проанализируем работу агрегатов питания в безразмерных координатах, пренебрегая потерями напора в соединительных линиях. В качестве исходных (базовых) величин примем подачу основного насоса  $Q_H$  и его напор  $H_H$ . Тогда КПД агрегата питания

$$\eta = qh,$$

где  $q = \frac{Q}{Q_H}$  и  $h = \frac{H}{H_H}$  – безразмерные подача и напор агрегата питания.

Напор агрегата питания с регулируемым струйным насосом  $H = H_H + H_Э$  или в безразмерных координатах

$$h = \frac{1}{1 - h_3} \tag{2}$$

Здесь  $h_3 = H_3 / (H_1 - H_2) = H_3 / H$  – безразмерный напор струйного насоса, то есть напор, выраженный в долях располагаемого напора активной струи. Исследованиями [13–16] установлено, что относительный напор эжектора  $h_3$  в основном зависит от относительных подачи  $q$  и площади живого сечения активной струи  $\Omega = A_0 / A_3$  (см. рис. 2). Взаимосвязь безразмерных параметров для струйного насоса с цилиндрической рабочей камерой описывается уравнением [12]:

$$h_3 = \frac{1 - \left\{ 1 - \Omega \left[ 1 - \frac{\Omega q}{(1 - \Omega)(1 - q)} \right] \right\} - \zeta_{23} \left[ \frac{\Omega \cdot q}{(1 - \Omega)(1 - q)} \right]^2 - (\zeta_{34} + \zeta_{45}) \left( \frac{\Omega}{1 - q} \right)^2}{1 + \zeta_{10}} \tag{3}$$

Здесь  $\zeta_{10}, \zeta_{23}, \zeta_{34}, \zeta_{45}$  – коэффициенты сопротивления соответственно активного и пассивного сопел, смесительной камеры и диффузора,  $A_0$  – площадь живого сечения струи активного потока за соплом,  $A_3$  – площадь живого сечения камеры смешения.

Соотношения (2) и (3) являются выражением безразмерной напорной характеристики агрегата питания со струйным насосом. Они позволяют рассчитать энергетические характеристики и определить КПД агрегата [17, 18].

Безразличные напорные характеристики установки со струйным насосом показаны на рис. 3 сплошными линиями. Характеристики рассчитывались при коэффициентах сопротивления  $\zeta_{10} = \zeta_{23} = 0,0664$ ;  $\zeta_{34} + \zeta_{45} = 0,24$  [19, 20]. Сопоставление характеристик приводит к следующим выводам.

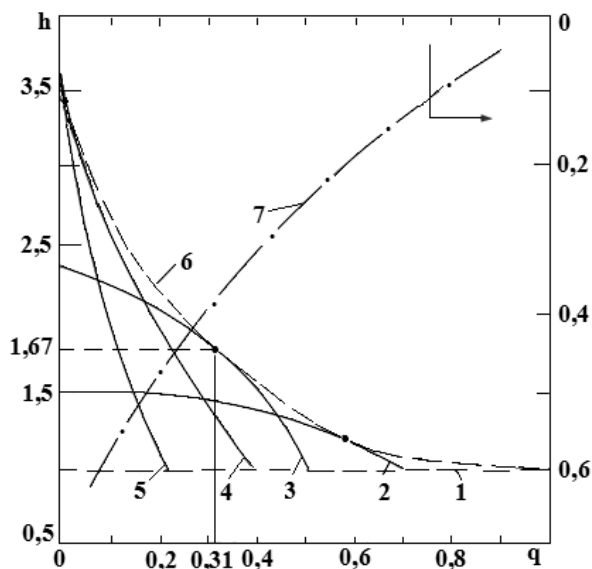


Рис. 3. Характеристики агрегата питания: 1 – напорная характеристика при дроссельном регулировании подачи; 2–7 – напорные (2–5) и экстремальные (6–7) характеристики агрегата со струйным насосом. Линия 2 –  $\Omega = 0,3$ ; линия 3 –  $\Omega = 0,4$ ; линия 4 –  $\Omega = 0,6$ ; линия 5 –  $\Omega = 0,8$

1. При любой относительной площади сопла  $\Omega$  нулевой подаче агрегата питания соответствует наибольший безразмерный напор  $h_m$ . С увеличением относительной подачи  $q$  напор  $h$  уменьшается и по достижении  $q = q_m$  безразмерный напор  $h=1$ , то есть на режиме максимальной подачи  $Q_m$  напор установки  $H$  равен напору основного насоса  $H_H$ .

2. Максимальная подача  $q_m$  агрегата питания с регулируемым струйным насосом зависит от соотношения площадей сопла и смесителя камеры  $\Omega$ . С уменьшением  $\Omega$  подача  $q_m$  растет, и при  $\Omega = 0$   $q_m = 1$ . Влияние основного геометрического параметра  $\Omega$  на максимальный безразмерный напор  $h_m$  является противоположным: с увеличением  $\Omega$  напор  $h_m$  растет.

3. Для любой относительной подачи  $q$  существует оптимальное значение относительной площади струи  $\Omega_{опт}$ , при которой напор агрегата наибольший. Например, при  $q = 0,31$  наибольший относительный напор  $h_{дост} = 1,67$  достигается при  $\Omega_{опт} = 0,4$ .

4. Кривая касательная к семейству характеристик  $h(q)$  представляет собой экстремальную напорную характеристику агрегата питания. Она отражает связь относительной подачи  $q$  с пре-

## Расчет и конструирование

дельно достижимым напором агрегата  $h_{\text{ДОСТ}}$ . Экстремальная напорная характеристика  $h_{\text{ДОСТ}}(q)$  установки со струйным насосом и зависимость  $\Omega_{\text{ОПТ}}(q)$  приведены на рис. 3.

Для агрегата питания с дроссельным регулированием подачи [1–3] напор  $H$  равен напору основного насоса  $H_H$ , а подача жидкости потребителю

$$Q = Q_H - Q_1, \quad (4)$$

где  $Q_1 = \mu A_{\text{ДР}} \sqrt{2g(H_1 - H_2)} = \mu A_{\text{ДР}} \sqrt{2gH_H}$  – расход через дроссель [2, 3],  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя,  $A_{\text{ДР}}$  – площадь проходного сечения дросселя.

Запишем выражение (4) в безразмерных координатах, после преобразований получим:

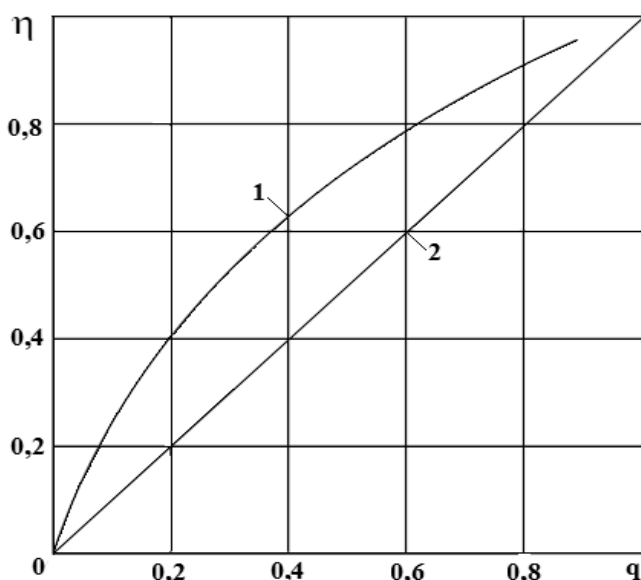
$$q = 1 - \frac{\mu A_{\text{ДР}} \sqrt{2gH_H}}{Q_H} = 1 - \psi.$$

Здесь  $\psi$  – безразмерный параметр. При полностью закрытом дросселе вся подача насоса идет в гидросистему (потребителю)  $q=1$  и  $\psi=0$ ; при полностью открытом дросселе вся жидкость проходит через него  $q=0$  и  $\psi=1$ .

Таким образом, для агрегата питания с дроссельным регулированием (см. рис. 1, а) выражение напорной характеристики представлено двумя условиями:  $h=1$  и  $q=1-\psi$ . Совместное их решение на плоскости  $(h; q)$  дает множество точек, лежащих на прямой  $h=1$ , причем каждой точке прямой соответствует определенное значение параметра  $\psi$  (на рис. 3 характеристика  $h(q)$  показана линией 1).

Сопоставляя напорные характеристики агрегатов питания с дроссельным и эжекторным регулированием подачи (линии 1 и 6 на рис. 3), убеждаемся, что при всех относительных расходах  $0 \leq q < 1$  агрегат со струйным насосом обеспечивает относительные напоры  $h(q)$  более высокие, чем агрегат с дросселем.

Сравним эффективность работы агрегатов питания. Для агрегата с регулируемым струйным насосом максимальные значения КПД соответствуют точкам, лежащим на экстремальной характеристике  $h_{\text{ДОСТ}}(q)$  (линия 6). Для агрегата питания с дроссельным регулированием внутренний КПД  $\eta = q$ , так как относительный напор  $h=1$ .



Зависимости достижимого КПД агрегата питания  $\eta$  от относительной подачи  $q$  для двух схем регулирования иллюстрирует рис. 4. Сопоставление кривых  $\eta(q)$  свидетельствует о том, что эжекторная схема регулирования (линия 1) по сравнению с дроссельной (линия 2) во всем диапазоне безразмерных расходов  $q$  имеет большие значения КПД, причем в диапазоне расхода  $0,2 \leq q \leq 0,5$  КПД увеличивается более чем на 20 %.

Рис. 4. Внутренний КПД агрегатов питания с дроссельным (1) и эжекторным (2) регулированием подачи

### Выводы

Агрегат питания с эжекторным регулированием подачи сохраняет простоту и надёжность дроссельного регулирования, обладает по сравнению с последним более высоким КПД. В диапазоне относительных подач  $0,2 < q < 0,5$  превышение КПД составляет 20 %.

## Литература

1. Основы проектирования систем пневмо- и гидроавтоматики: монография / Ю.Л. Арзуманов, Е.М. Халатов, В.И. Чекмазов. – М.: Издат. дом «Спектр», 2017. – 459 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроит. вузов / Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 5-е изд., стер., перепеч. со 2-го изд. 1982 г. – М.: Издат. дом «Альянс», 2011. – 423 с.
3. Никитин, О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие / О.Ф. Никитин. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 430 с.
4. Сравнительный анализ методик построения рабочих характеристик насосов с частотно-регулируемым электроприводом / А.А. Поспелов, В.Н. Виноградов, М.Ю. Зорин и др. // Вестник ИГЭУ. – 2007. – Вып. 2. – С. 1–8.
5. Калачев, В.В. Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование / В.В. Калачев. – М.: Филинь: Омега-Л, 2017. – 418 с.
6. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
7. Meakhail, Tarek A. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance/ Tarek A. Meakhail, Ibrahim R. Teaima // International Journal of Engineering Science and Innovative Technology. – 2013. – Vol. 2, no. 5. – P. 373–377.
8. Исследование характеристик кольцевых эжекторов и эжекторов с криволинейным входом / В.А. Сыченков, В.И. Панченко, Р.Р. Халиулин, Е.В. Сыченкова // Вестник КГТУ. – 2013. – № 2-2. – С. 56–59.
9. Li, Chuanjun. The principle and design of waste gas jet self – priming device / Chuanjun Li, Weidong Shi, Weidong Cao // Pump Technology. – 2006. – No. 1. – P. 3–4. DOI: 10.2991/15.2015.348
10. Rahman, Md. Mizanur Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift / Md. Mizanur Rahman, Md. Assad-Uz-Zaman, Mohammad Mashud // International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME – IJENS, 2014. – P. 45–47.
11. Winoto, S.H. Efficiency of jet pumps / S.H. Winoto, H. Li, D.A. Shah // Journal of Hydraulic Engineering. – 2000. – Vol. 126 (2). – P. 150–156.
12. Темнов, В.К. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов: учеб. пособие / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 43 с.
13. Wang, Changbin. The determination method of jet pump best parameter / Changbin Wang // Fluid Machinery. – 2004. – Vol. 32 (9). – P. 21–25.
14. Liang, Aiguo Numerical simulation and throat optimization / Aiguo Liang, Jingzhi Lin, Xinpeng Long // Pump Technology. – 2003. – Vol. 1. – P. 3–6.
15. Liu, Chunwang. Using venturi jet device to collect gas in the tank / Chunwang Liu, Xinpuan Liu, Lianjun Ma // Petroleum Machinery. – 2005. – Vol. 33 (2). – P. 64–65.
16. Aldaş, K. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD / K. Aldaş, R. Yapıcı // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2014. – Vol. 8, no. 1. – P. 14–25. DOI: 10.1080/19942060.11015494
17. Kong, Fanyu. Using jet device to eliminate cavitation vibration of large pump units / Fanyu Kong, Gang Chen, Jianrui Liu // Journal of China Safe Science. – 2005. – Vol. 15 (4). – P. 62–65.
18. Dong, Jianrui. Research of centrifugal pump jet self – priming device / Jianrui Dong, Weidong Shi, Zhongming Ye // Agricultural Engineering. – 2006. – Vol. 2 (1). – P. 89–92.
19. Ломакин, В.О. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики / В.О. Ломакин, П.С. Чабурко // МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – Т. 12. – С. 128–136. DOI: 10.7463/0815.9328000
20. Long, X. Investigation on mechanism of critical cavitating flow in liquid jet pumps under operating limits / X. Long, H. Yao, J. Zhao // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2009. – Vol. 52. – P. 2415–2420.

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

**Якубов Голибджон Гафорович**, аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Golib26@bk.ru.

Поступила в редакцию 26 апреля 2019 г.

## POWER UNIT WITH ADJUSTABLE JET PUMP

*E.K. Spiridonov, spiridonovek@susu.ru,*

*G.G. Yakubov, golib26@bk.ru*

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

The article analyzes two ways changing the supply of the hydraulic power supply unit – with the help of a throttle and jet pump with a variable nozzle outlet area. The unit with a jet pump, while maintaining the simplicity and high reliability of throttle control, is proved to be more efficient. Its application improves the operation of the main pump and increases the efficiency of the installation by more than 20 percent.

In a unit with a jet pump (ejector), high-pressure fluid is supplied to the nozzle via a branch from the discharge port of the main pump, and low-pressure fluid is supplied through the drain line of the hydraulic system. In the flow part of the jet pump there is an energy exchange between the flows. The total flow jet pump with a pressure  $H_e$  is fed to the suction side of the main pump. Changing the fluid supply unit power is carried out by regulating the flow area of the nozzle of the jet pump. When the nozzle is fully opened, the entire flow (or part of it) from the main pump returns through the ejector to its entrance, bypassing the hydraulic system. When closing the flow area of the nozzle, the entire flow of the main pump enters the hydraulic system. If the heads of the hydraulic power units with throttle and ejector versions are the same, then the required head of the main pump in the unit with an adjustable jet pump will be lower. Consequently, the power to drive the pump will decrease. The authors analyze the work power units in dimensionless coordinates neglecting head losses in connecting lines. The feed main pump and its pressure serve as the source (basic) values.

*Keywords: pump, ejector, power unit, regulation, throttle, nozzle, fluid, flow pressure, power, extreme characteristics, efficiency.*

## References

1. Arzumanov Yu.L., Khalatov E.M., Chekmazov V.I. *Osnovy proyektirovaniya sistem pnevmo – i gidroavtomatiki: monografiya* [Basics of Design of Pneumatic and Hydraulics Systems: monograph]. Moscow, Spectrum Publishing House, 2017. 459 p.
2. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., etc. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: Ucheb-nik dlya mashinostroitel'nykh vuzov* [Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives: a Textbook for Engineering Universities]. Moscow, Publishing House Alliance, 2011. 423 p.
3. Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod: ucheb. posobiye* [Hydraulics and Hydropneumatic Actuator: Tutorial]. Moscow, 2012. 430 p.
4. Pospelov A.A., Vinogradov V.N., Zorin M.Yu., Ledukhovskiy G.V., Denisov D.G. [Comparative Analysis of Methods for Constructing the Operating Characteristics of Pumps with a Frequency – Adjustable Electric Drive]. *Bulletin of ISEU*, 2007, vol. 2, pp. 1–8. (in Russ.)
5. Kalachev V.V. *Struynyye nasosy. Teoriya, raschet i proyektirovaniye* [Jet Pumps. Theory, Calculation and Design] Moscow, Filin: “Omega-L”, 2017. 418 p.
6. Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struynyye apparaty* [Jet Devices]. Moscow, Energoatomizdat, 1989. 352 p.
7. Meakhail Tarek A., Teaima Ibrahim R. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*, 2013, vol. 2, iss. 5, pp. 373–377.
8. Sychenkov V.A., Panchenko V.I., Khaliulin R.R., Sychenkova E.V. [Investigation of the Characteristics of Ring Ejectors and Ejectors with Curvilinear Input]. *Bulletin of KSTU*, 2013, no. 2-2, pp. 56–59. (in Russ.)
9. Li Chuanjun, Shi Weidong, Cao Weidong. The Principle and Design of Waste Gas Jet Self – priming Device. *Pump Technology*, 2006, no. 1, pp. 3–4.

10. Rahman Md. Mizanur, Assad-Uz-Zaman Md., Mashud Mohammad Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME*, 2014, pp. 45–47.
11. Winoto S.H., Li H., Shah D.A. Efficiency of Jet Pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, vol. 126, no. 2, pp. 150–156.
12. Temnov V.T., Spiridonov E.K. *Calculation and design of liquid ejectors, a training manual* [Calculation and Design of Liquid Ejectors, Tutorial]. Chelyabinsk, 1984. 44 p.
13. Wang Changbin. The Determination Method of Jet Pump Best Parameter. *Fluid Machinery*, 2004, vol. 32, no. 9, pp. 21–25.
14. Liang Aiguo, Lin Jingzhi, Long Xinping. Numerical Simulation and Throat Optimization. *Pump Technology*, 2003, vol. 1, pp. 3–6.
15. Liu Chunwang, Liu Xinpuan, Ma Lianjun. Using Venturi Jet Device to Collect Gas in the Tank. *Petroleum Machinery*, 2005, vol. 33, no. 2, pp. 64–65.
16. Aldaş K., Yapıcı R. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2014, vol. 8, iss. 1, pp. 14–25.
17. Kong Fanyu, Chen Gang, Liu Jianrui. Using Jet Device to Eliminate Cavitation Vibration of Large Pump Units. *Journal of China Safe Science*, 2005, vol. 15, no. 4, pp. 62–65.
18. Dong Jianrui, Shi Weidong, Ye Zhongming. Research of centrifugal pump Jet Self – Priming Device. *Agricultural Engineering*, 2006, vol. 2, no. 1, pp. 89–92.
19. Lomakin V.O., Chaburko P.S. [Effect of the Geometric Shape of the Jet Pump Nozzle on Its Characteristics]. *Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 12, pp. 210–219. DOI: 10.7463/0815.9328000
20. Long X., Yao H., Zhao J. Investigation on Mechanism of Critical Cavitating Flow in Liquid Jet Pumps under Operating Limits. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, pp. 2415–2420.

*Received 26 April 2019*

---

**ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ**

Спиридонов, Е.К. Агрегат питания с регулируемым струйным насосом / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 3. – С. 53–59. DOI: 10.14529/engin190306

**FOR CITATION**

Spiridonov, E.K., Yakubov G.G. Power Unit with Adjustable Jet Pump. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 53–59. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190306

---