

ГИДРОСТРУЙНЫЙ ЭЖЕКЦИОННЫЙ ГИДРОМЕТАТЕЛЬ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ. МЕТОД РАСЧЕТА

Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Струйные насосы-гидроэлеваторы находят широкое применение в системах напорного гидротранспорта сыпучих материалов (пульпы). К настоящему времени разработаны методы расчета и проектирования струйных насосов для систем гидротранспорта, основанные на экстремальных характеристиках аппарата и параметрах оптимального течения пульпы в трубопроводе. В месте с тем, при сравнительно небольшой дальности транспорта продукта, например, при укладке готового продукта в отвалы после сортировочной установки при гидромеханическом способе разработки месторождения, струйный насос может быть использован в качестве гидрометателя. Последний создает высокоскоростную струю гидросмеси, достаточную для доставки пульпы в отвал по воздуху на заданное расстояние. Скоростной напор гидросмеси на выходе из гидрометателя определяется, с одной стороны, дальностью полета пульпы и плотностью гидросмеси, а с другой – коэффициентом эжекции аппарата, площадью сопла, расходом и напором активного потока. При этом одна и та же дальность доставки пульпы может быть обеспечена при нескольких режимных и геометрических параметрах гидрометателя. Оптимальным является гидрометатель, обеспечивающий заданные подачу твердого продукта и дальность его полета при наименьших расходах воды и энергии. Однако методов расчета струйного насоса-гидрометателя пульпы обнаружить не удалось.

Целью данной работы является разработка метода расчета струйного насоса-гидрометателя, обеспечивающего заданную дальность полета пульпы при минимальных расходах воды и энергии.

Ключевые слова: гидрометатель, сопло, камера, вода, гидросмесь, напор, дальность полета.

Введение

Принципиальная схема струйного насоса — гидрометателя приведена на рис 1 [1]. Струя воды из сопла 1 устремляется в камеру смешения 2 и увлекает пульпу (сыпучий материал в смеси с водой) из бункера 3. В камере 2 происходит смешение двух потоков и образование высокоскоростного потока гидросмеси [1, 4]. Дальность полета струи гидросмеси зависит от ее скорости в выходном сечении смесительной камеры [2, 5]. Задача расчета гидрометателя состоит в том, чтобы при заданных дальности полета пульпы, подачи сыпучего материала и его физических свойств определить основные размера гидрометателя, при которых энергопотребление на его работу будет минимальным [2–5, 13].

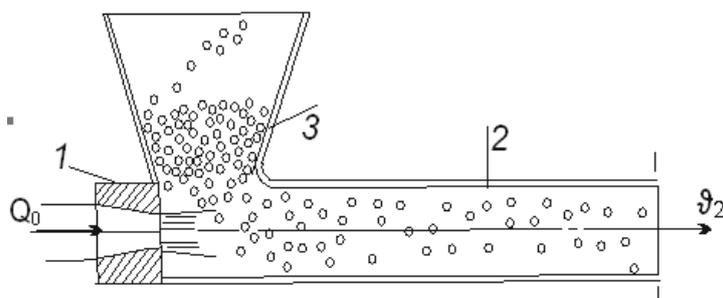


Рис. 1. Схема гидрометателя

Основными соотношениями для расчета оптимального гидрометателя являются уравнения дальности полета струи гидросмеси и характеристики гидрометателя, а также выражение для ко-

Расчет и конструирование

эфицнента эффективности гидрометателя, равного отношению кннетических энергий струй гидросмеси на выходе из аппарата и активного потока (воды) на срезе сопла [1, 2].

В безразмерных координатах уравнение характеристики имеет вид [1]:

$$\alpha_{max} = \frac{-(\rho_* - 1) + \sqrt{(\rho_* + 1)^2 + 4\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right) \left(\frac{2}{\Omega B} - 1\right)}}{2\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right)}; \quad (1)$$

$$B = 2 + \zeta_{TP}, \quad c = \frac{1 - \zeta_{BX} - 2\Omega}{(1 - \Omega)^2},$$

где α – коэффициент эжекции, равный отношению объёмных расходов эжектируемой гидросмеси и струи активного потока; $\rho_* = \rho_1 / \rho_0$ – относительная плотность пассивного потока (гидросмеси) во входном бункере; ρ_0 – плотность воды; ρ_1 – плотность эжектируемой гидросмеси; $\rho_{2*} = \rho_2 / \rho_0$ – относительная плотность гидросмеси на выходе из гидрометателя; ρ_2 – плотность гидросмеси на выходе из гидрометателя; $\Omega = A_0 / A_2$ – относительная площадь сопла; A_0 и A_2 – площади выходного сечения сопла и нормального сечения смесительной камеры; ζ_{TP} , ζ_{BX} – коэффициенты сопротивления смесительной камеры и входа в камеру.

Зависимость коэффициента эффективности гидрометателя от относительной площади сопла при нескольких значениях относительной плотности эжектируемой гидросмеси представлены на рис. 2.

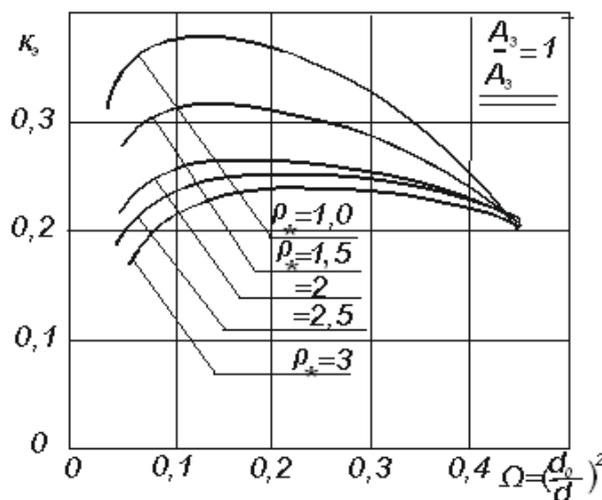


Рис. 2. Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности

Например, при относительной плотности эжектируемой гидросмеси $\rho_* = 2$ наибольшая эффективность аппарата достигается при $\Omega = 0,2$. Этой относительной площади соответствует максимальный коэффициент эжекции $\alpha = 0,92$. Таким образом, зная относительную плотность ρ_* гидросмеси во входном бункере, определяем по графикам на рис. 2 оптимальную относительную площадь сопла Ω_0 (при которой коэффициент эффективности наибольший), и по уравнению (2) – максимальный коэффициент эжекции α [1, 3, 4, 16]. Имея величину расхода эжектируемой пульпы Q_{II} , можно найти расход гидросмеси на выходе из гидрометателя по формуле:

$$Q_{CM} = \frac{\alpha + 1}{\alpha} Q_{II}.$$

Как показали экспериментальные исследования [6–12], для равномерной загрузки гидрометателя необходимо подавать твердую фракцию в смеси с водой, причем расход воды $Q_{подп}$ дол-

жен составлять (68...70) % от расхода сыпучего материала Q_T . Следовательно, расход подпитки равен:

$$Q_{подп} = 0,70 \cdot Q_T, \quad (2)$$

а расход пассивного потока:

$$Q_{П} = Q_T + Q_{подп}. \quad (3)$$

При этом относительная плотность эжектируемой гидросмеси:

$$\rho_* = \frac{Q_{подп} \cdot \rho_{жс} + Q_T \cdot \rho_{ср}}{Q_{П} \rho_{жс}}. \quad (4)$$

По известной дальности укладки X_k и вычисленному значению расхода эжектируемой гидросмеси при данном коэффициенте эжекции α из расчета дальности струи по формулам [2]:

$$X_k = \frac{X_{к0}}{1 + 0,63\psi}; \quad X_{к0} = 2H \sin 2\beta; \quad (5)$$

$$\psi = \frac{\lambda \cdot X_{к0}}{d} \cdot \frac{\rho_e}{\rho_{жс}} \cdot \frac{t_g \beta}{\ln \frac{1 + \sin \beta}{1 - \sin \beta}}, \quad (6)$$

можно вычислить диаметр d рабочей камеры гидрометателя. Диаметр d_0 сопла активного потока будет определяться по формуле:

$$d_0 = d \sqrt{\Omega}.$$

Здесь $H = \frac{v_2^2}{2g}$ – скоростной напор струи гидросмеси на выходе из рабочей камеры;

ρ_B и ρ_0 – плотности воздуха и воды, β – угол наклона оси рабочей (смесительной) камеры гидрометателя; λ – коэффициент гидравлического трения. Режим работы гидрометателя определяется расходом Q_0 и напором H_0 активного потока на срезе сопла, которые найдутся из соотношений:

$$Q_0 = \frac{Q_{П}}{\alpha};$$

$$H_0 = \frac{v_0^2}{2g} = \frac{8Q_0^2}{g\pi^2 d_0^4}.$$

Мощность активного потока перед соплом гидрометателя равна:

$$N = \frac{\rho_0 g Q_0 H_0}{\varphi^2},$$

где φ – коэффициент скорости сопла активного потока, g – ускорение свободного падения.

Выполняя расчет для ряда значений коэффициента α , выбираем наиболее приемлемый режим работы гидрометателя и соответствующие этому режиму значения диаметров сопла и рабочей камеры.

Чтобы воспользоваться формулами (5), (6) расчета струи, необходимо знать коэффициент трения λ . В первом приближении для определения коэффициента λ можно воспользоваться опытами, проведенными различными авторами на свободных водяных струях [2, 5–7]. Используя эти эксперименты, установили, что коэффициент трения зависит главным образом от двух параметров:

от угла наклона оси камеры β и от отношения $\frac{H}{d}$, где $H = \frac{v_2^2}{2g}$, d – диаметр выходного сечения рабочей камеры.

Причем заметное влияние угла струи на коэффициент трения наблюдается только при углах $\beta < 32^\circ$. На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента λ от отношения $\frac{H}{d}$, построенный по опытным данным [5–7], с использованием формул (4), (5).

Расчет и конструирование

Как видим, коэффициент гидравлического трения струи в воздухе практически одинаков при одном и том же отношении $\frac{H}{d}$ как при $\beta = 30^\circ$, 32° , так и при $\beta = 15^\circ$.

Таким образом, формулы расчета свободной струи, дополненные графиком зависимости $\lambda = f(H/d)$ (см. рис. 3) позволяют провести расчет струи и определить диаметр рабочей камеры по дальности полета струи и расходу гидросмеси.

Объединим формулы (5) и (6) в одно общее выражение:

$$X_{\kappa} = \frac{2H \sin 2\beta}{1 + 2,52\lambda \cdot \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{ж}}} \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\ln \frac{1 + \sin \beta}{1 - \sin \beta}}}, \quad (7)$$

из которого видно, что на дальность полета струи X_{κ} угол β оказывает большое влияние. Как показали лабораторные испытания гидрометателя и рекомендации других авторов [2, 5, 6, 19], наибольшая дальность полета достигается при углах $\beta = 30^\circ$, 35° . Подставив в формулу (9) $\beta = 30^\circ$ после вычислений, получим:

$$X_{\kappa_{\max}} = \frac{1,732H}{1 + \lambda \cdot \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_0} \cdot \frac{H}{d} \cdot 0,573}. \quad (8)$$

Напор струи H на выходе из рабочей камеры можно выразить через расход смеси и диаметр рабочей камеры по формуле:

$$H = \frac{8Q^2_{\text{см}}}{g\pi^2 d^4} = 0,0825 \frac{Q^2_{\text{см}}}{d^4}. \quad (9)$$

Отношение плотности $\rho_{\text{в}}$ воздуха к плотности ρ_0 жидкости (воды) в первом приближении равно $1,25 \cdot 10^{-3}$.

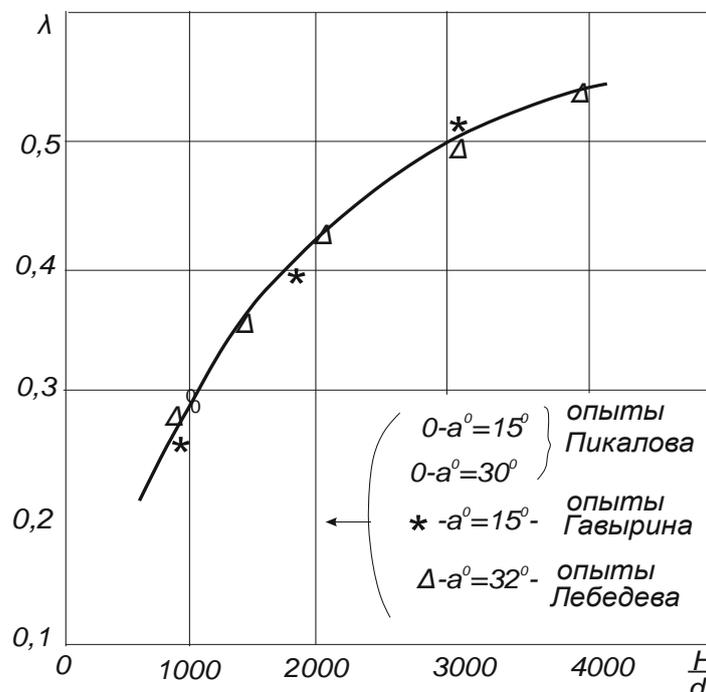


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от отношения напора к диаметру 4

Тогда уравнение (8), после некоторых преобразований с использованием равенства (9), можно записать так:

$$X_{k_{max}} = \frac{0,143 \frac{Q^2}{d^4}}{1 + 5,9 \cdot 10^{-5} \lambda \cdot \frac{Q^2}{d^5}}.$$

По этому уравнению и графику $\lambda = f\left(\frac{H}{d}\right)$ на рис. 4 построены графики для определения диаметра рабочей камеры гидрометателя d в зависимости от расхода гидросмеси $Q_{см}$ и требуемой дальности полета струи. Этот график значительно упрощает расчет гидрометателя.

Пример расчета гидрометателя

Рассчитаем гидрометатель при расходе гравия $Q_{г} = 53 \text{ м}^3/\text{час}$ и дальности укладки $X_k = 50 \text{ м}$. По формуле (2) определяем расход подпитки:

$$Q_{подп} = 0,70 \cdot 53 = 36,6 [\text{м}^3 / \text{час}],$$

а по формуле (3) – расход пассивного потока:

$$Q_{п} = 53 + 36,6 = 89,6 \text{ м}^3 / \text{час} = 2,49 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Плотность пассивного потока, как это следует из выражения (4), равна:

$$\rho_* = \frac{36,6 \cdot 10^3 + 53 \cdot 2,65 \cdot 10^3}{89,6 \cdot 10^3} = 2,0.$$

Учитывая коэффициент эжекции из формулы (1), определим режим работы гидрометателя. Как было показано выше, наибольшая эффективность гидрометателя достигается при $\alpha = 0,92$. Примем это значение коэффициента эжекции за расчетное и определяем соответствующее значение основного геометрического параметра $\Omega = 0,2$. Расход гидросмеси на выходе из гидрометателя найдем по формуле:

$$Q_{см} = \frac{1 + 0,92}{0,92} \cdot 89,6 = 187 [\text{м}^3 / \text{час}].$$

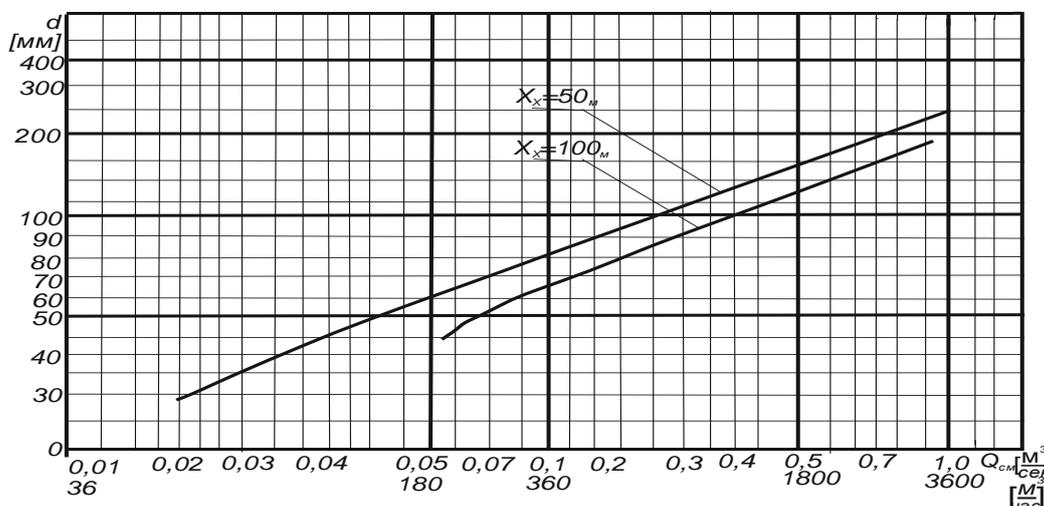


Рис. 4. Вспомогательный график к расчету диаметра рабочей камеры

Зная расход гидросмеси и дальность укладки $X_k = 50 \text{ м}$, по графику на рис. 4 находим диаметр рабочей камеры гидрометателя $d = 62,0 \text{ [мм]}$, диаметр выходного сечения сопла активного потока $d_0 = 62,0 \sqrt{0,2} = 27,9 \text{ [мм]}$, расход и напор активного потока:

$$Q_0 = \frac{2,4910^{-2}}{0,92} = 2,71 \cdot 10^{-2} [\text{м}^3 / \text{сек}],$$

$$H_0 = \frac{8Q_0^2}{g\pi 2d_0^4} = \frac{8 \cdot 2,71^2 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 2 \cdot 27,9^4 \cdot 10^{-8}} = \frac{58,75 \cdot 10^{-4}}{58,61 \cdot 10^{-6}} = 100 [\text{м}].$$

Расчет и конструирование

Мощность активного потока перед соплом гидрометателя:

$$N = \frac{\rho_0 g Q_0 H_0}{v^2} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot 2,71 \cdot 10^{-2} \cdot 100}{0,95^2} = 29,5 \text{ кВт.}$$

Как видим, при оптимальном режиме работы гидрометателя ($\alpha = 0,92$; $\Omega = 0,2$) необходим напор активной жидкости $H_0 = 100$ м. Остальные размеры проточной части гидрометателя определяем по рекомендациям, изложенным в книгах [3, 4, 15, 17, 20].

Выводы

Предложен метод расчета гидроструйного эжекционного гидрометателя с минимальными расходами воды и энергии при заданных подаче и дальности полета твердого сыпучего материала.

Литература

1. Спиридонов, Е.К. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Рабочий процесс и характеристики / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 1. – С. 47–54. DOI:10.14529/engin200106
2. Спиридонов, Е.К. К определению дальности полета струи жидкости в воздухе / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов // XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»: материалы конференции. – 2019. – С. 309–313.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Издат. дом «Альянс», 2011. – 423 с.
4. Калачев, В.В. Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование / В.В. Калачев. – М.: Омега – Л., 2017. – 418 с.
5. Лебедев, Б.М. Дождевальные машины / Б.М. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1965. – 250 с.
6. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 495 с.
7. Агроскин, И.И. Гидравлика / И.И. Агроскин, Г.Т. Дмитриев, Ф.И. Пикалов. – М.: Издательство «Энергия», 1964. – 352 с.
8. Биткин, Г.В. Гидромеханизация на транспортном строительстве / Г.В. Биткин, М.А. Горин, Н.Г. Вавилон. – Издательство «Транспорт», 1970. – 304 с.
9. Смолдырев, А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии (техника и технология инженерные расчеты) / А.Е. Смолдырев. – М.: «Металлургия», 1985. – 280 с.
10. Лобанов, Д.П. Гидромеханизация геологоразведочных и горных работ / Д.П. Лобанов, А.Е. Смолдырев. – М.: Недра, 1974. – 296 с.
11. Меламут, Д.Л. Гидромеханизация в ирригационном и сельскохозяйственном строительстве / Д.Л. Меламут. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1967. – 393 с.
12. Смолдырев, А.Е. Трубопроводный транспорт концентрированных гидросмесей / А.Е. Смолдырев, Ю.К. Сафонов. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
13. 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.
14. Wang, Ch. The Determination Method of Jet Pump Best Parameter / Ch. Wang // Fluid Machinery. – 2004. – Vol. 32, no. 9. – P. 21–25.
15. Implementation of design of experiment for structural optimization of annular jet pumps / Q. Lyu, Z. Xiao, Q. Zeng et al. // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2016. – Vol. 30 (2). – P. 585–592.
16. Djebedjian, B. Parametric Investigation of Boost Jet Pump Performance / B. Djebedjian, S. Abdalla, M-A. Rayan // Proceedings of ASME Fluids Engineering Summer Meeting. – 2000. – Paper No. FEDSM00–11310.
17. Computational Fluid Dynamics Applied to Jet Pumps / M.C. Pedrosa, A.C. Bannwart, R.E.M. Morales, E.F. Caetano // 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2015. DOI:10.20906/CPS/COB-2015-2030
18. 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.

19. Pandhare, S.R. Study the Performance of Water Jet Pump by Changing the Angle of Mixing Nozzle / S.R. Pandhare, A.K. Pitale // IJSRST. – 2017. – Vol. 3, iss. 3. – P. 538–540.

20. Lisowski, E. CFD modelling of a jet pump with circumferential nozzles for large flow rates / E. Lisowski, H. Momeni // Archives of Foundry Engineering. – 2010. – Vol. 10, iss. 3. – P. 69–72.

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.

Хабарова Дарья Федоровна, старший преподаватель кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, khabarovadf@susu.ru.

Поступила в редакцию 17 февраля 2020 г.

DOI: 10.14529/engin200202

JET THROWERS OF BUIK MATERLAIS. CALCULATION METHOD

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

G.G. Yakubov, Golib26@bk.ru,

D.F. Khabarova, khabarovadf@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Jet pumps – hydraulic elevators are widely used in pressure hydraulic systems of bulk materials (pulp). To date, methods have been developed for calculating and designing jet pumps for hydraulic transport systems, based on the non-extreme characteristics of the apparatus and the parameters of the optimal pulp flow in the pipeline. In place of that, with a relatively short range of product transport, for example, when laying the finished product in dumps after the sorting plant with the hydromechanical method of developing the field, the jet pump can be used as a hydrometer. The latter creates a high-speed jet of slurry, sufficient to deliver the pulp to the dump through the air at a given distance. The velocity head of the slurry at the outlet of the hydrometer is determined, on the one hand, by the range of the pulp and the density of the slurry, and on the other hand, by the coefficient of ejection of the apparatus, nozzle area, flow rate and pressure of the active stream. In this case, the same range of pulp delivery can be provided with several operating and geometric parameters of the hydrometer. Optimum is a hydrometer that provides a given supply of solid product and its range increases at the lowest consumption of water and energy. However, it was not possible to find methods for calculating the pulp jet pump-hydrometer.

The aim of this work is to develop a method for calculating a jet pump – a hydrometer, providing a given range of pulp flight with minimal water and energy consumption.

Keywords: Hydrometer, nozzle, chamber, water, hydraulic mixture, pressure, range.

References

1. Spiridonov E.K., Yakubov G.G., Khabarova D.F. Hydrojet Ejection Hydrometer of Bulk Materials. Workflow and Characteristics. Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 47–54. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200106

2. Spiridonov E.K., YAKubov G.G. K opredeleniyu dal'nosti poleta strui zhidkosti v vozduhe. [On Determining the Range of a Liquid Jet in Air] Materialy konferencii XXIII Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferenciya studentov i aspirantov “Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika” [Conference Proceedings XXIII International Scientific and Technical Conference of Undergraduate and Graduate Students “Hydraulic Machines, Hydraulic Drives and Hydropneumatic Automation”]. 2019, pp. 309–313.

Расчет и конструирование

3. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., etc. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: Uchebnik dlya mashinostroitel'nykh vuzov [Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives: a Textbook for Engineering Universities]*. Moscow, Publishing House Alliance, 2011. 423 p.
4. Kalachev V.V. *Strujnye nasosy. Teoriya, raschet i proektirovanie [Jet Pumps. Theory, Calculation and Design]*. Moscow, Omega – L, 2017, 418 p.
5. Lebedev B.M. *Dozhdeval'nye mashiny [Sprinkler Machines]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965, 250 p.
6. Yufin A.P. *Gidromekhanizatsiya. [Hydromechanization]* Moscow, Building Literature Publishing House, 1965. 495 p.
7. Agroskin I.I., Dmitriev G.T., Pikalov F.I. *Gidravlika. [Hydraulics]*. Moscow. Energy Publ. 1964. 352 p.
8. Bitkin G.V., Gorin M.A., Vavilon N.G. *Gidromekhanizatsiya na transportnom stroitel'stve. [Hydromechanization in transport construction]* Transport Publ., 1970, 304 p.
9. Smoldyrev A.E. *Gidro- i pnevmotransport v metallurgii: tekhnika i tekhnologiya inzhenernye raschety [Hydro- and Pneumatic Transport in Metallurgy: Engineering and Technology Engineering Calculations]*. Moscow, Metallurgiya Publ., 1985. 280 p.
10. Lobanov D.P., Smoldyrev A.E. *Gidromekhanizatsiya geologorazvedochnykh i gornykh rabot [Hydromechanization of Exploration and Mining]*. Moscow, Nedra Publ., 1974. 296 p.
11. Melamut D.L. *Gidromekhanizatsiya v irrigacionnom i sel'skohozyajstvennom stroitel'stve [Hydromechanization in Irrigation and Agricultural Construction]*. Moscow, Building Literature Publishing House, 1967. 393 p.
12. Smoldyrev A.E., Safonov Yu.K. *Truboprovodnyj transport koncentrirovannykh gidrosmezej [Pipeline Transport of Concentrated Slurries]* Moscow. Mashinostroenie Publ, 1989. 256 p.
13. Winoto S.H., Li H., Shah D.A. Efficiency of Jet Pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, vol. 126, no. 2, pp. 150–156.
14. Wang Changbin. The Determination Method of Jet Pump Best Parameter. *Fluid Machinery*, 2004, vol. 32, no. 9, pp. 21–25.
15. Lyu Q., Xiao Zh., Zeng Q., Xiao L., Long X. Implementation of design of experiment for structural optimization of annular jet pumps. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016, vol. 30 (2), pp. 585–592.
16. Djebedjian B., Abdalla S. Rayan M-A. Parametric Investigation of Boost Jet Pump Performance. *Proceedings of ASME Fluids Engineering Summer Meeting*, 2000, Paper No. FEDSM00–11310
17. Pedroso M.C., Bannwart A. C., Morales R.E.M., Caetano E. F. Computational Fluid Dynamics Applied to Jet Pumps. *23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering*, 2015. DOI:10.20906/CPS/COB-2015-2030
18. Rahman M. M., Assad-Uz-zaman Md., Mashud M. Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*. 2014, vol.14, no. 03, pp. 45–47.
19. Pandhare S.R., Pitale A.K. Study the Performance of Water Jet Pump by Changing the Angle of Mixing Nozzle. *IJSRST*, 2017, vol.3, iss. 3, pp. 538–540.
20. Lisowski E., Momeni H. CFD modelling of a jet pump with circumferential nozzles for large flow rates. *Archives of Foundry Engineering*, 2010, vol. 10, iss. 3, pp. 69–72.

Received 17 February 2020

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Спиридонов, Е.К. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Метод расчета / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 2. – С. 19–26. DOI: 10.14529/engin200202

FOR CITATION

Spiridonov E.K., Yakubov G.G., Khabarova D.F. Jet Throwers of Buik Materlais. Calculation Method. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 19–26. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200202