

ГИДРАВЛИКА И ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ

Научная статья

УДК 621.694.3

doi: 10.31774/2658-7890-2021-3-2-113-123

Методика расчета струйных аппаратов, используемых в гидромеханизации

Сергей Андреевич Тарасьянц¹, Вадим Николаевич Ширяев¹,
Юлия Сергеевна Уржумова¹, Александр Васильевич Михеев²

¹Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт имени А. К. Кортунова –
филиал Донского государственного аграрного университета, Новочеркасск,
Российская Федерация

²Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)
имени М. И. Платова, Новочеркасск, Российская Федерация

Автор, ответственный за переписку: Вадим Николаевич Ширяев, rekngma@magnet.ru

Аннотация. Цель: используя результаты собственных исследований и представленные в литературе теоретические и эмпирические зависимости, разработать методику расчета струйных аппаратов, применяемых в гидромеханизации для разработки грунтов и очистки водоемов от наносов. **Материалы и методы:** на примере схемы кольцевого двухповерхностного струйного аппарата с увеличенными энергетическими характеристиками разработана методика и показан расчет относительных и фактических геометрических и гидравлических параметров его элементов для использования в качестве всасывающего наконечника на землесосных установках при необходимости повышения высоты всасывания и глубины разработки центробежных землесосов. **Результаты.** По исходным данным (значениям коэффициентов гидравлических сопротивлений входного участка, диффузора, сопла, расстоянию от обреза сопла до начала камеры смешения, смесителя, рабочим параметрам насоса – нагнетателя напора и расхода, диаметров трубопроводов) рассчитаны плотность пульпы во всасывающем трубопроводе, весовой коэффициент эжекции, геометрическая характеристика, относительный оптимальный напор, фактические напоры струйного аппарата и насоса-нагнетателя, объемная суммарная подача, объемная консистенция пульпы во всасывающем трубопроводе, производительность по грунту, фактические размеры. **Выводы:** разработанная методика позволит рассчитать оптимальные размеры струйного аппарата новой конструкции и разработать проект всасывающего наконечника землесосной установки для различных по напору, расходу и глубине разработки эксплуатационных вариантов удаления донных отложений в водоемах.

Ключевые слова: центробежный землесос, струйный аппарат, диаметры трубопроводов, кольцевое сопло, напор струйного аппарата, скорость истечения из сопла, потери напора

HYDRAULICS AND ENGINEERING HYDROLOGY

Original article

Methodology for calculating jet ejectors, used in hydromechanization

Sergey A. Tarasyants¹, Vadim N. Shiryayev¹, Yulia S. Urzhumova¹,
Alexander V. Mikheev²

¹Novocherkassk Engineering and Land Reclamation Institute – branch of the Don State Agrarian University, Novocherkassk, Russian Federation

²Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russian Federation

Corresponding author: Vadim N. Shiryaev, rekngma@magnet.ru

Abstract. Purpose: to develop a methodology for calculating jet devices used in hydromechanization for the development of soils and cleaning reservoirs from sediments using the results of our own research and the theoretical and empirical dependences presented in the literature. **Materials and Methods:** on the example of a diagram of an annular two-surface jet ejectors with increased energy characteristics, a method has been developed and the calculation of the relative and actual geometric and hydraulic parameters of its elements is shown for use as a suction tip on suction dredgers at the necessity to increase the suction height and development depth of centrifugal dredgers. **Results.** Based on the initial data (the values of the hydraulic resistance coefficients of the inlet section, diffuser, nozzle, the distance from the nozzle edge to the beginning of the mixing chamber, mixer, operating parameters of the pump – pump head and flow rate, pipeline diameters), the pulp density in the suction nozzle, the weight coefficient of ejection, geometric characteristic, relative optimum head, actual heads of the jet apparatus and pump-blower, volumetric total flow, volumetric consistency of the pulp in the suction pipeline, performance over the ground, actual dimensions. **Conclusions:** the developed methodology will allow calculating the optimal dimensions of jet ejector of a new design and developing a design for the suction tip of a suction dredger for various in pressure, flow rate and development depth of operational options for removing bottom sediments in water bodies.

Keywords: centrifugal dredge, jet ejector, pipeline diameters, annular nozzle, jet ejector pressure, nozzle outlet velocity, head loss

Введение. Использование существующих технологических схем очистки водоемов сопровождается необходимыми условиями эксплуатации [1]. Из всех ранее изученных схем величина вакуума на входе пульпы во всасывающий трубопровод увеличена при установке на землесосном оборудовании струйных аппаратов и достигает 9,0 м и более [2].

В настоящее время разработано большое количество различных конструкций насосов для забора и транспортировки иловых отложений [3, 4]. В работе рассмотрена конструкция струйного двухповерхностного кольцевого аппарата с повышенными энергетическими характеристиками [5] (рисунок 1). Она оборудована наружным и внутренним кольцевыми соплами, образующими кольцевую щель для выхода кольцевой струи, позволяющей создать вогнутую эпюру скорости в камере смешения, уменьшить ее длину, потери напора и, соответственно, увеличить КПД аппарата.

Целью настоящего исследования является разработка методики рас-

чета струйных аппаратов, применяемых в гидромеханизации для разработки грунтов и очистки водоемов от наносов.

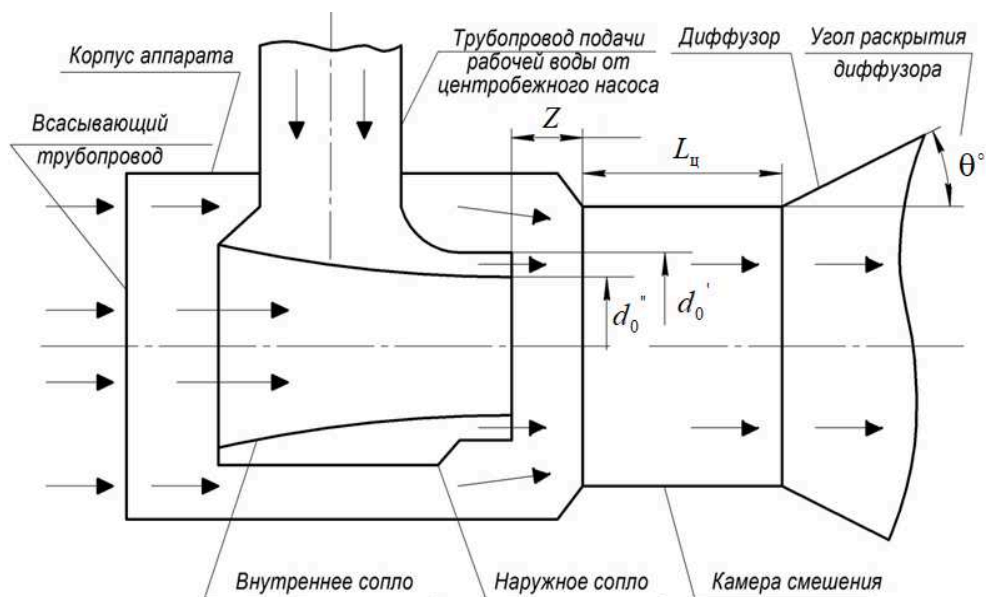


Рисунок 1 – Струйный кольцевой двухповерхностный аппарат с повышенными энергетическими характеристиками

Материалы и методы. На примере схемы кольцевого двухповерхностного струйного аппарата с увеличенными энергетическими характеристиками разработана методика и показан расчет относительных и фактических геометрических и гидравлических параметров его элементов для использования в качестве всасывающего наконечника на землесосных установках при необходимости повышения высоты всасывания и глубины разработки центробежных землесосов.

Методика, пример расчета и исходные данные представлены в таблицах 1, 2.

Кроме указанных в таблице 1 исходных данных, принимаемых по литературным источникам, при расчете используется центральный угол раскрытия диффузора θ , оптимальные диаметры корпуса струйного аппарата, скорость выхода потока из сопла V_0 , необходимая для создания отрицательного давления в камере смешения, скоростной напор потока в камере смешения $V_0^2 / 2g$.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета струйного аппарата

Наименование параметра	Обозначение	Численное значение
1	2	3
1 Относительная плотность воды	$\overline{\rho_0}$	1,00
2 Относительная плотность пульпы во всасывающем трубопроводе	$\overline{\rho_2}$	1,20
3 Коэффициенты гидравлических сопротивлений: - входного участка струйного аппарата - диффузора - сопла	$\zeta_{вх}$ ζ_d ζ_0	0,10 0,18 0,10
4 Рабочие параметры насоса-нагнетателя: подача, м ³ /с, напор, м (принимаются для насоса D 180-90) [6]	Q_0 H_p	0,05 87,00
5 Диаметры трубопроводов (принимаются по допустимой скорости $V_H = 2,0...2,5$ м/с для напорных трубопроводов): - для суммарного потока, м - для рабочего потока, м	D_H D_p	0,20 0,15
6 Атмосферное давление, м [7]	$\frac{P_u}{g\rho_0}$	10,33
7 Относительная длина камеры смешения [8]	$\overline{L_{ц}}$	4,00
8 Относительное расстояние от обреза сопла до начала камеры смешения [9]	$\overline{Z}$	1,5
9 Упругость водяного пара, м ³	$\frac{Pm}{g\rho_0}$	0,24
10 Глубина разработки, м	H_3	6,0
11 Превышение начала камеры смешения над отметкой поверхности дна, м	H_t	1,0

Продолжение таблицы 1

1	2	3
12 Упругость водяного пара при температуре 20 °С, м [10]	$\frac{P_{\text{п}}}{g\rho_0}$	0,24
13 Плотность скелета грунта в естественном сложении, г/см ³ [10]	$\overline{\rho_{\text{T}}}$	2,66
14 Плотность грунта в естественном сложении, г/см ³	$\rho_{\text{е}}$	1,66

Таблица 2 – Расчет кольцевого струйного аппарата

Наименование параметра	Обозначение	Формула	Численное значение
1	2	3	4
1 Относительная плотность пульпы во всасывающем трубопроводе	$\overline{\rho_1}$	$A = \frac{B}{\rho_2} \cdot \left(2 - \frac{1}{a} \right) + \frac{\overline{\rho_2}}{a} = \frac{1,5}{1,2} \cdot \left(2 - \frac{1}{1,29} \right) + \frac{1,2}{1,36},$ $B = \frac{\overline{\rho_0} \cdot \overline{\rho_2}}{2 \cdot \overline{\rho_0} - \overline{\rho_2}} = \frac{1 \cdot 1,2}{2 - 1,2},$ $a = (1 + \zeta_{\text{ВХ}}) \cdot (1 + \zeta_{\text{Д}}) = (1 + 0,06) \cdot (1 + 0,8),$ $\overline{\rho_1} = \frac{A}{2} + \sqrt{\left(\frac{A}{2} \right)^2 - B} = \frac{2,46}{2} + \sqrt{\left(\frac{2,46}{2} \right)^2 - 1,5}$	$A = 2,463$ $B = 1,500$ $a = 1,298$ $\overline{\rho_1} = 1,361$
2 Оптимальный весовой коэффициент эжекции	α_0	$\alpha_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\rho_2}{\rho_1 \cdot a}}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1,2}{1,36 \cdot 1,29}}}$	$\alpha_0 = 1,77$
3 Оптимальная геометрическая характеристика струйного аппарата	m_0	$m_0 = \frac{\overline{\rho_0}}{\rho_2} \cdot (1 + \alpha_0)^2 \cdot (1 + \zeta_{\text{Д}}) = \frac{1}{1,2} \cdot (1 + 1,77)^2 \cdot 1,18$	$m_0 = 5,45$

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
4 Относительный оптимальный напор струйного аппарата	$\overline{H_\Gamma}$	$\overline{H_\Gamma} = \frac{1}{m_0} = \frac{1}{5,45}$	$\overline{H_\Gamma} = 0,18$
5 Скорость истечения из кольцевого отверстия между соплами, м/с	V_0	$V_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_P} = \sqrt{19,62 \cdot 87}$	$V_0 = 41,3$
6 Скоростной напор в кольцевом отверстии между соплами, м	V_c	$\frac{V_0^2}{2g} = \frac{41,3^2}{19,62}$	$\frac{V_0^2}{2g} = 86,93$
7 Фактический напор струйного аппарата, м	H_Γ	$H_\Gamma = \overline{H_\Gamma} \cdot \frac{V_0^2}{2g} = 0,18 \cdot 41,3$	$H_\Gamma = 7,43$
8 Объемный подсасываемый расход по пульпе, м ³ /с	Q_1	$Q_1 = \frac{\overline{\rho_0} \cdot Q_0 \cdot \alpha_0}{\overline{\rho_1}} = \frac{1 \cdot 0,05 \cdot 1,77}{1,36}$	$Q_1 = 0,065$
9 Объемная суммарная подача, м ³ /с	Q_2	$Q_2 = \frac{Q_0 \cdot \overline{\rho_0} \cdot (\alpha_0 + 1)}{\overline{\rho_2}} = \frac{0,05 \cdot 1 \cdot (1,77 + 1)}{1,2}$	$Q_2 = 0,115$
10 Объемная консистенция смеси во всасывающем патрубке, %	M_1	$M_1 = \frac{\overline{\rho_T}}{\overline{\rho_e}} \cdot \frac{\overline{\rho_1} - \overline{\rho_0}}{\overline{\rho_T} - \overline{\rho_0}} = \frac{2,66}{1,66} \cdot \frac{1,36 - 1,0}{2,66 - 1,0}$	$M_1 = 0,348$
11 Производительность по грунту, м ³ /ч	Π	$\Pi = 3600 \cdot M_1 \cdot Q_1 = 3600 \cdot 0,348 \cdot 0,065$	$\Pi = 81,43$
12 Скорость в пульпопроводе, м/с	V_Π	$V_\Pi = \frac{Q_2}{0,785 \cdot D_\Pi^2} = \frac{0,115}{0,785 \cdot 0,20^2}$	$V_\Pi = 3,66$
13 Потери напора на 1 пог. м, м	h_{w1}	$h_{w1} = \lambda \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{9_\Pi^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\overline{\rho_2}}{\overline{\rho_0}} = 0,02 \cdot \frac{1}{0,2} \cdot \frac{3,66^2}{19,62} \cdot 1,2$	$h_{w1} = 0,0819$

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
14 Дальность транспортировки (без высоты подъема), м	L_{TP}	$L_{\text{TP}} = \frac{H_{\Pi}}{h_{w1}} = \frac{7,43}{0,0819}$	$L_{\text{TP}} = 90,72$
15 Площадь поперечного сечения выходного кольцевого отверстия сопла, образованная наружным и внутренним кольцевыми соплами, м ²	ω_0	$\omega_0 = \frac{Q_0}{V_0} = \frac{0,05}{41,3}$	$\omega_0 = 0,00122$
16 Радиус цилиндрической части, м	R_{Π}	$R_{\Pi} = \sqrt{\frac{m_0 \cdot \omega_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{5,45 \cdot 0,0012}{3,14}}$	$R_{\Pi} = 0,048$. Принимается $R_{\Pi} = 50$ мм
17 Внешний радиус кольцевого сопла, мм	r_0'	$r_0' = \bar{r_0}' \cdot R_{\Pi} = 0,048 \cdot 0,92$, $(\bar{r_0}' = 0,92 R_{\Pi})$	$r_{0\text{max}}' = 45$, $r_{0\text{min}}' = 40$
18 Внутренний радиус кольцевого сопла, мм	r_0''	$r_0'' = \left(\sqrt{\bar{r_0}'^2} - \frac{1}{m} \right) \cdot R_{\Pi} = \left(\sqrt{0,92^2} - \frac{1}{5,45} \right) \cdot 50$	$r_{0\text{max}}'' \approx 40$, $r_{0\text{min}}'' \approx 35$
19 Ширина кольцевой щели сопла, мм	b	$b = r_0' - r_0'' = 45 - 35$	$b = 10$
20 Расстояние между обрезом сопла и началом камеры смещения, мм	Z	$Z = \bar{Z} \cdot R_{\Pi} = 1,5 \cdot 50$	$Z = 75$
21 Длина цилиндрической части камеры смещения, мм	L_{Π}	$L_{\Pi} = \bar{L}_{\Pi} \cdot R_{\Pi} = 4,0 \cdot 50$	$L_{\Pi} = 200$
22 Критический кавитационный коэффициент эжекции	α_K	$\alpha_K = \frac{m-1}{V_0 \sqrt{1+\zeta_{\text{BX}}}} \cdot \sqrt{2g \cdot \left(\frac{P_u - P_m}{\rho_0} + H_3 - H_t \cdot \frac{\rho_1}{\rho_0} \right) \cdot \frac{\rho_1}{\rho_0}} =$ $= \frac{5,45-1}{41,3 \sqrt{1+0,10}} \cdot \sqrt{19,62 \left(\frac{10,33-0,24}{1,0} + 6,0-1 \cdot \frac{1,36}{1,0} \right) \cdot \frac{1,36}{1,0}}$	$\alpha_K = 2,14 > \alpha_0 = 1,77$, что соответствует докавитационному эксплуатационному режиму струйного аппарата

При определении параметров кольцевого двухповерхностного аппарата в таблице 2 использовались следующие символы:

A , B , a – коэффициенты, определяемые по формулам литературных источников [6–10] для вычисления относительной плотности пульпы $\overline{\rho_1}$ (позиция 1) во всасывающем трубопроводе (см. рисунок 1);

α_0 – оптимальный коэффициент эжекции – отношение подсасываемого расхода воздуха струйным аппаратом к расходу центробежного насоса – рабочей воды [11] (см. рисунок 1);

m_0 – оптимальная геометрическая характеристика струйного аппарата – отношение площади поперечного сечения камеры смешения к площади поперечного сечения выходного кольцевого отверстия, образованного наружным и внутренним кольцевыми соплами (см. рисунок 1);

$\overline{H_\Gamma}$ – относительный оптимальный напор струйного аппарата – отношение фактического напора струйного аппарата к скоростному напору $V_0^2/2g$;

H_Γ – фактический напор струйного аппарата;

V_0 – скорость истечения из кольцевого отверстия между соплами;

$V_0^2/2g$ – скоростной напор в кольцевом отверстии между соплами;

Q_1 – подсасываемый струйным аппаратом расход;

M_1 – объемная консистенция перекачиваемого грунта в процентном отношении к пульпе (смеси воды и грунта);

Π – производительность струйного аппарата по грунту, м³/ч;

V_Π – скорость потока пульпы в пульпопроводе, м/с;

$L_{\text{тр}}$ – дальность транспортировки пульпы (без учета высоты подъема);

ω_0 – площадь поперечного сечения выходного кольцевого отверстия сопла, образованная наружным и внутренним кольцевыми соплами;

α_K – критический коэффициент эжекции, рассчитывался для определения докавитационного режима струйного аппарата.

Расчет геометрических величин струйного аппарата $R_{ц}$, r_0' , r_0'' , b , Z , $L_{ц}$, $L_{тр}$ подробно расписан в таблице 2.

Расчет геометрических и гидравлических параметров струйного аппарата для использования на землесосных установках представлен в таблице 2.

Результаты и обсуждение. В качестве основных результатов получены основные относительные значения оптимальных величин коэффициента эжекции $\alpha_0 = 1,77$, геометрической характеристики $m_0 = 5,45$, напора $\overline{H}_Г = 0,18$ и фактического критического кавитационного коэффициента эжекции $\alpha_K = 2,14$.

Выводы

1 На основании приведенной методики установленного центробежного насоса-нагнетателя рассчитаны по значениям подачи Q_0 и напора H_p все геометрические и гидравлические параметры двухповерхностного струйного аппарата новой конструкции для использования в качестве всасывающего наконечника на землесосных установках.

2 Для рассмотренного в методике центробежного насоса D 180-90 (позиция 4, таблица 1) расчетная дальность транспортировки с напором струйного аппарата 7,43 м (позиция 14, таблица 2) составляет 90,72 м. При необходимости увеличения длины напорного трубопровода и подачи пульпы струйный аппарат следует устанавливать на всасывающем трубопроводе центробежного землесоса, в таком случае имеется возможность увеличить дальность транспортировки до 1,5–2,0 км.

3 При несоответствии между фактическим α_0 и критическим α_K коэффициентами эжекции (позиция 22, таблица 2), когда величина $\alpha_K < \alpha_0$, размеры аппарата следует пересчитать с уменьшенным коэффициентом α_0 ,

максимально приближенным к значению α_K , для чего, соответственно, изменить геометрическую характеристику m_0 (позиция 3, таблица 2) в сторону уменьшения.

Список источников

1. Ялтанец И. М., Леванов Н. И., Дятлов В. М. Контроль обеспечения оптимальных режимов эксплуатации средств гидромеханизации / под ред. И. М. Ялтанца. М.: Гор. кн., 2008. 138 с.
2. Мускевич Г. Е., Питерский А. М., Тарасьянц С. А. Экспериментальное определение оптимальных геометрических размеров и параметров эжектирования кольцевого гидроземлесоса // Труды НИМИ. Новочеркасск, 1976. Т. 17, вып. 9. С. 42.
3. Howard T. B. Sump pump makes fast work of slow sludge // Opflow. 1992. Vol. 18. P. 1–5. <https://doi.org/10.1002/j.1551-8701.1992.tb00290.x>.
4. Sarrouh S. Boost your sludge and membrane system pumps // Opflow. 2018. Vol. 44. P. 20–23. <https://doi.org/10.5991/OPF.2018.44.0003>.
5. Пат. 182521 Российская Федерация, МПК F 04 F 5/10. Струйный насос для увеличения глубины разработки иловых отложений / Уржумова Ю. С., Пашков П. В., Ширяев В. Н., Тарасьянц С. А.; заявитель и патентообладатель Новочеркас. инж.-мелиоратив. ин-т Донского ГАУ. № 2018107116; заявл. 26.02.18; опубл. 22.08.18, Бюл. № 24. 5 с.
6. Каталог насосов «ГМС Ливгидромаш» [Электронный ресурс]. URL: <https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/> (дата обращения: 19.02.2021).
7. Деньгуб В. М., Смирнов В. Г. Единицы величин: слов.-справ. М.: Изд-во стандартов, 1990. 240 с.
8. Фридман В. Э. Гидроэлеваторы. М.: Машгиз, 1960. 323 с.
9. Цегельский В. Г. Струйные аппараты. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 573 с.
10. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.
11. Ялтанец И. М., Гаевский К. К. Теория и практика гидромеханизации горных и строительных работ (1998–2018). М.: Гор. кн., 2019. 477 с.

References

1. Yaltanets I.M., Levanov N.I., Dyatlov V.M., 2008. *Kontrol' obespecheniya optimal'nykh rezhimov ekspluatatsii sredstv gidromekhanizatsii* [Control of Ensuring Optimal Operating Modes of Hydromechanization Facilities]. Moscow, Gor. Book Publ., 138 p. (In Russian).
2. Muskevich G.E., Pitserskiy A.M., Tarasyants S.A., 1976. *Eksperimental'noe opredelenie optimal'nykh geometricheskikh razmerov i parametrov ezhektirovaniya kol'tseвого gidrozemlesosa* [Experimental determination of optimal geometric dimensions and parameters of ejection of a ring hydraulic earth pump]. *Trudy NIMI* [Proc. of NIMI]. Novocherkassk, vol. 17, no. 9, p. 42. (In Russian).
3. Howard T.B., 1992. Sump pump makes fast work of slow sludge. *Opflow*, vol. 18, pp. 1-5, <https://doi.org/10.1002/j.1551-8701.1992.tb00290.x>.
4. Sarrouh S., 2018. Boost your sludge and membrane system pumps. *Opflow*, vol. 44, pp. 20-23, <https://doi.org/10.5991/OPF.2018.44.0003>.
5. Urzhumova Yu.S., Pashkov P.V., Shiryayev V.N., Tarasyants S.A., 2018. *Struynyy nasos dlya uvelicheniya glubiny razrabotki ilovykh otlozheniy* [Jet Pump for Increasing the Depth of Development of Silt Deposits]. Patent RF, no. 182521, 5 p. (In Russian).

6. *Katalog nasosov "GMS Livgidromash"* [Catalog of pumps "HMS Livgidromash"], available: <https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/> [accessed 19.02.2021]. (In Russian).

7. Dengub V.M., Smirnov V.G., 1990. *Edinitsy velichin: slovar'-spravochnik* [Units of Measurements: Glossary]. Moscow, Publ. House of Standards, 240 p. (In Russian).

8. Fridman V.E., 1960. *Gidroelevatory* [Hydroelevators]. Moscow, Mashgiz Publ., 323 p. (In Russian).

9. Tsegelsky V.G., 2017. *Struynnye apparaty* [Jet Ejectors]. Moscow, Publishing House of MSTU named after N.E. Bauman, 573 p. (In Russian).

10. Altshul A.D., 1982. *Gidravlicheskie soprotivleniya* [Hydraulic Resistance]. 2nd ed., rev. and add. Moscow, Nedra Publ., 224 p. (In Russian).

11. Yaltanets I.M., Gaevsky K.K., 2019. *Teoriya i praktika gidromekhanizatsii gorn'nykh i stroitel'nykh rabot (1998–2018)* [Theory and Practice of Hydromechanization of Mining and Construction Works (1998–2018)]. Moscow, Gor. Book Publ., 477 p. (In Russian).

Информация об авторах

С. А. Тарасьянц – профессор кафедры водоснабжения и водоотведения, доктор технических наук, профессор, rekngma@magnet.ru

В. Н. Ширяев – главный инженер научно-исследовательского института «ЭнергоГидроМех», rekngma@magnet.ru

Ю. С. Уржумова – доцент кафедры мелиорации земель, кандидат технических наук, доцент, rekngma@magnet.ru

А. В. Михеев – доцент кафедры автомобилей и транспортно-технологических комплексов, кандидат технических наук, доцент, rektorat@npi-tu.ru

Information about the authors

S. A. Tarasyants – Professor of the Department of Water Supply and Utilization of Water Resources, Doctor of Technical Sciences, Professor, rekngma@magnet.ru

V. N. Shiryaev – Chief Engineer of the Research Institute "EnergoHydroMech", rekngma@magnet.ru

Yu. S. Urzhumova – Associate Professor of the Department of Land Reclamation, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, rekngma@magnet.ru

A. V. Mikheev – Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport and Technological Complexes, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, rektorat@npi-tu.ru

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила в редакцию 03.02.2021; одобрена после рецензирования 01.04.2021; принята к публикации 19.05.2021.

The article was submitted 03.02.2021; approved after reviewing 01.04.2021; accepted for publication 19.05.2021.