

Оригинальная статья

<https://doi.org/10.26897/1997-6011-2024-3-94-98>

УДК 621.671:532.5



## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ

М.С. Али✉, Е.А. Лентяева, Д.С. Бегляров

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; Институт мелиорации, водного хозяйства и строительства им. А.Н. Костякова; 127434, г. Москва, ул. Большая Академическая, 44, Россия

**Аннотация.** Цель исследований заключается в рассмотрении некоторых вопросов теории вихревых насосов, являющихся основными, и частной теории рабочего процесса на базе подходящей модели явлений, происходящих в нем. Вихревые насосы являются неотъемлемой частью различных отраслей промышленности: химической, нефтегазовой, атомной теплоэнергетики, морской, сельскохозяйственной включая водоснабжение. В статье рассматриваются вопросы конструкции вихревых насосов, а также связь кинетических и энергетических параметров в процессе их работы. Несмотря на значимые научные достижения в области разработки различных конструкций насосов данного типа, существуют разногласия в научно-практической деятельности при объяснении основных принципов их работы, что является предметом наших исследований. В статье подробно описываются принципы работы вихревого насоса и обсуждаются общие аспекты теории его рабочего процесса. Рассматриваются пути передачи энергии колеса жидкости, перемещающейся в рабочем канале вихревого насоса. Представлены энергетические зависимости для движения жидкости в рабочих полостях насоса. Получено соотношение, которое показывает, что повышение давления в боковом канале определяется только энергетическими потерями в струйке жидкости, и выводится критерий, который связывает полезный эффект насоса с энергетическими потерями.

**Ключевые слова:** вихревой насос, входной и выходной патрубки, боковой канал, расход, окружная и нормальная составляющая скоростей, энергия жидкости, момент количества движения, давление, коэффициент полезного действия

**Формат цитирования:** Али М.С., Лентяева Е.А., Бегляров Д.С. Теоретические и экспериментальные основы рабочего процесса вихревых насосов // Природообустройство. 2024. № 3. С. 94-98. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2024-3-94-98>

Original article

## THEORETICAL AND EXPERIMENTAL FOUNDATIONS OF THE WORKING PROCESS OF VORTEX PUMPS

M.S. Ali✉, E.A. Lentyaeva, D.S. Beglyarov

Russian State Agrarian University- Moscow Timiryazev Agricultural Academy;

Institute of Land Reclamation, Water Management and Construction named after A.N. Kostyakov; 127434, Moscow, Bolshaya Akademicheskaya, 44, Russia

**Abstract.** Vortex pumps are an integral part of various industries of chemical, oil and gas, nuclear thermal power, marine, agricultural, including water supply. This article discusses the design of vortex pumps, as well as the relationship between kinetic and energy parameters during their operation. Despite significant scientific achievements in the development of various pump designs of this type, there are disagreements in scientific and practical activities in explaining the basic principles of their operation, which is the subject of our research. This article describes in detail the principles of operation of a vortex pump and discusses general aspects of the theory of its working process. The ways of transferring the energy of the wheel of a liquid moving in the working channel of a vortex pump are considered. The article presents the energy dependences for the movement of liquid in the working cavities of the pump. A relation is obtained that shows that the increase in pressure in the lateral channel is determined only by the energy losses in the fluid stream and a criterion is derived that associates the beneficial effect of the pump with the energy losses.

**Keywords:** vortex pump, inlet and outlet pipes, side channel, flow rate, circumferential and normal components of velocities, fluid energy, angular momentum, pressure, efficiency

**Format of citation:** Ali M.S., Lentyaeva E.A., Beglyarov D.S. Theoretical and experimental foundations of the working process of vortex pumps // Prirodoobustrojstvo. 2024. No. 3. P. 94-98. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2024-3-94-98>

**Введение.** Довольно широкое распространение в разных отраслях отечественной промышленности получили вихревые насосы, по классификации, относящиеся к динамическим лопастным насосам. Благодаря ряду достоинств – таких, как простота рабочих деталей, способность самовсасывания, расширяется область применения вихревых насосов. Они используются и как основное, и как вспомогательное оборудование: в частности, в качестве вакуум-насосов для заливки центробежных насосов. Кроме того, при тех же габаритах, что и у центробежных, вихревой насос способен создать в 3...9 раз больший напор [1, 2].

Насосы данного типа изготавливаются с производительностью, варьирующейся от 8 до 40 м<sup>3</sup>/ч, и с широким диапазоном напоров от 10 до 225 м при высоте всасывания 4...6 м. Их исследованию, как теоретическому, так и экспериментальному, посвящено много работ в нашей стране и за рубежом [4]. Однако до настоящего времени остаются некоторые расхождения при обосновании основных процессов и принципов работы данного типа насоса. Существуют различия в предлагаемых подходах и теориях, зачастую значительно противоречивые, при рассмотрении работы вихревых насосов.

**Цель исследований:** рассмотрение некоторых вопросов теории вихревых насосов, являющихся основными, и частной теории рабочего процесса на базе подходящей модели явлений, происходящих в нем.

**Материалы и методы исследований.** На рисунке 1 изображен вихревой насос типа ВО [4]. Вихревые насосы являются разновидностью динамических лопастных насосов.

Простота конструкции вихревых насосов отражается на их стоимости и дает им преимущество перед другими типами насосов – в частности, перед центробежными. Но характеристики вихревого насоса существенно отличаются от характеристик центробежного насоса. При одинаковых диаметрах рабочих колес и частотах их вращения вихревой насос, благодаря конструктивным особенностям, способен создать в 3,9 раза больший по сравнению с центробежным насосом напор. Вместе с тем вихревые насосы имеют низкий КПД, не превышающий в рабочем режиме 45%. К тому же насосы подобного типа нельзя использовать для подачи жидкости, содержащей абразивные частицы.

При работе вихревого насоса жидкость, отбрасываемая рабочими лопатками, поступает в кольцевой канал, к концентричному валу,

и далее – в напорный патрубок. Перемычка, перекрывающая кольцевой канал, отделяет напорную полость от всасывающей полости. Частицы жидкости, перемещаясь в кольцевом канале несколько раз за один оборот, подхватываются короткими прямолинейными лопатками рабочего колеса, что способствует приращению энергии  $U$  и, следовательно, напора. Всасывающий и напорный патрубки вихревых насосов расположены в верхней части корпуса насоса. Поэтому корпус данного типа насоса можно заливать только один раз – перед первоначальным пуском его в работу. Благодаря этой конструктивной особенности вихревой насос является самовсасывающим.

Таким образом, при вращении колеса с лопатками возникает движение жидкости в боковом канале в направлении вращения рабочего колеса, и давление около выходного патрубка повышается.

Паспортные характеристики вихревых насосов ЛЕО АРм приведены на рисунке 2 [5].

На основании опытов ряда исследователей [6-8] можно установить, что:

1. Повышение давления происходит при средней скорости жидкости  $V_{cp}$  в боковом канале, меньшей, чем средняя окружная скорость движения колеса  $U_{cp}$  (на уровне бокового канала):

$$V_{cp} < U_{cp}. \quad (1)$$

2. На большей части дуги, между входным и выходным патрубками, давление повышается равномерно (в точках бокового канала, расположенных на одинаковом радиусе).

3. Наблюдается интенсивный обмен жидкостью между рабочим колесом и боковым каналом,

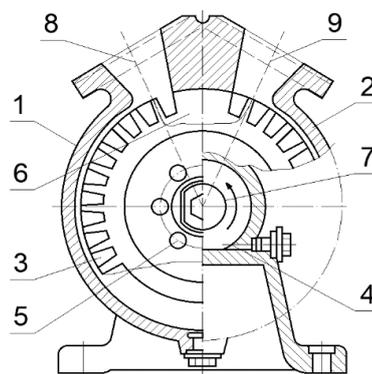


Рис. 1. Вихревой насос типа ВО:

- 1 – корпус насоса; 2 – рабочее колесо;  
3 – лопатка рабочего колеса; 4 – кольцевой канал;  
5 – подшипники; 6 – перемычка; 7 – вал;  
8 – всасывающий патрубок; 9 – напорный патрубок

Fig. 1. Vortex pump type VO

- 1 – pump housing; 2 – impeller; 3 – impeller blade;  
4 – ring channel; 5 – bearings; 6 – jumper; 7 – shaft;  
8 – suction pipe; 9 – pressure pipe

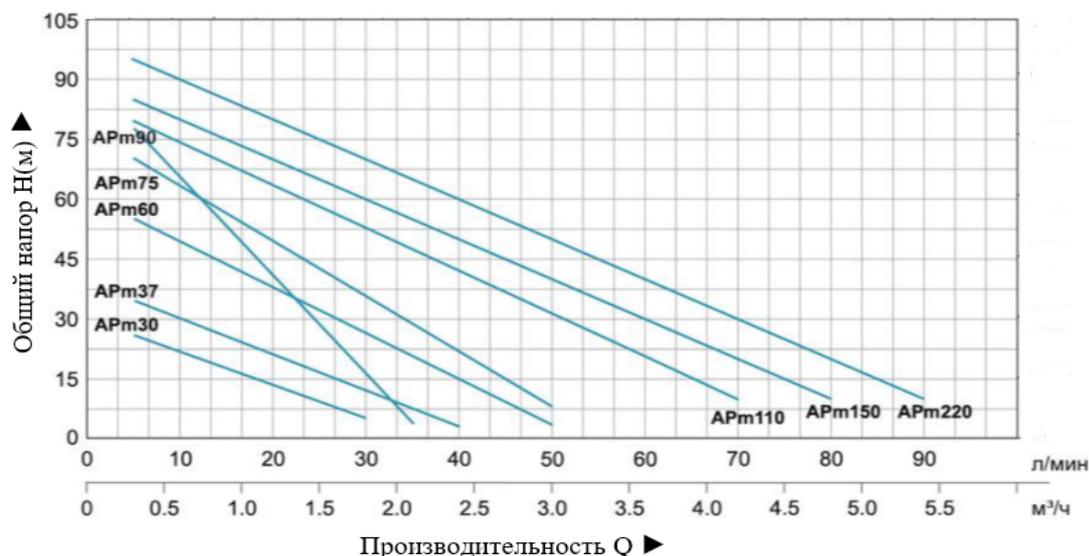


Рис. 2. Напорные характеристики насосов LEO APm

Fig. 2. Pressure characteristics of LEO APm pumps

и этот обмен можно представить как дополнительное круговое движение жидкости.

4. В пределах дуги равномерного повышения давления картина течения является одинаковой для любой ячейки с углом  $\delta$  между соседними лопатками рабочего колеса.

**Результаты и их обсуждение.** При вращении колеса с лопатками возникает движение жидкости в боковом канале в направлении вращения рабочего колеса, и давление около выходного патрубка повышается. Движущиеся лопатки колеса будут придавать этому течению неустановившийся, периодически меняющийся характер. Рассмотрим сектор с кратным центральным углом  $\phi = i \cdot \delta$  в пределах дуги равномерного повышения давления (рис. 3) и запишем уравнение моментов количества движения для рабочего колеса и бокового канала:

$$\Delta M = i \cdot p \cdot \int_F V_i \cdot V_r \cdot r^2 \cdot d_r \cdot d_s \quad (2)$$

При этом условие равенства расхода нулю представлено как

$$\int_F V_i \cdot r \cdot d_r \cdot d_s = 0, \quad (3)$$

где  $\Delta M$  – момент сил в сечениях 1-1 и 2-2 рабочего колеса за вычетом момента трения на его поверхности;  $F$  – боковая площадь одной ячейки между соседними лопатками;  $V_i$  – нормальная составляющая скорости жидкости на площадке  $F$ , которая считается положительной в направлении от колеса.

Уравнение моментов количества движения для бокового канала можно представить (рис. 3) как

$$\int_f \Delta P \cdot r \cdot d_f = \rho \cdot \int_{ABCD} V_i \cdot V_n \cdot r^2 \cdot d_r \cdot d_\phi = \Delta P \cdot S, \quad (4)$$

где  $\Delta P$  – разность давлений в сечениях 1-1 и 2-2 для элемента площади  $d_f$ , считающихся одинаковыми для всех точек площади  $f$ , хотя само давление  $P$  будет переменным;  $S$  – статический момент площади сечения бокового канала.

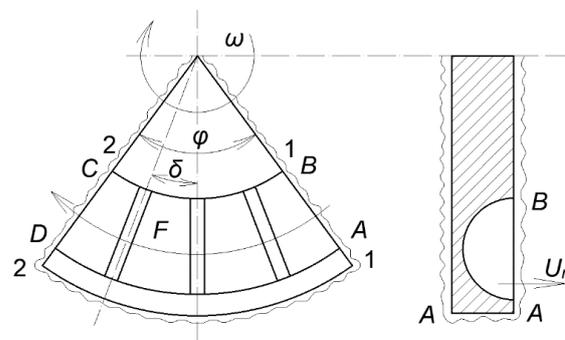


Рис. 3. Расчетная схема движения жидкости в рабочем колесе

Fig. 3. Calculation diagram of fluid movement in the impeller

Сопоставив уравнения (2) и (4), получим:

$$\Delta M = \Delta P \cdot S = \rho \cdot \int_{ABCD} V_i \cdot V_n \cdot r^2 \cdot d_r \cdot d_\phi \quad (5)$$

При выводе уравнения (4) для бокового канала не учитывался момент от напряжений трения на стенках канала. Уравнение (5) при учете в расчете трения примет вид:

$$\Delta M = \Delta P \cdot S + \int_{l,\phi} V_i \cdot V_n \cdot r^2 \cdot d_l \cdot d_\phi \quad (6)$$

Рассмотрим энергетические соотношения для течения жидкости в рабочих лопастях вихревого насоса, используя уравнение энергии для струйки жидкости, движущейся в рабочей полости насоса. Уравнение Бернулли нельзя применять к абсолютному движению, так как оно является неустановившимся вследствие перемещения лопаток рабочего колеса.

Относительное же движение по отношению к системе координат, вращающейся с угловой скоростью  $\omega$  вместе с рабочим колесом, можно считать установившимся. Распределение

относительных скоростей будет при этом повторяться с периодом, соответствующим угловому шагу лопаток.

На рисунке 4 схематически изображено относительное движение в рабочем колесе и боковом канале. Вследствие меньших скоростей в боковом канале ( $V_{cp} < U_{cp}$ ) жидкость в относительном движении перемещается в сторону, обратную вращению колеса. Запишем уравнение Бернулли для струйки, хотя это движение является вихревым [6, 8-12]:

$$\frac{W_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} - \frac{(rW_2)^2}{2g} = \frac{W_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} - \frac{(rW_1)^2}{2g} + \Delta h, \quad (7)$$

где  $\Delta h$  – потери энергии на участке 1-2 для рассматриваемой струйки;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $W$  – скорость в пределах одной ячейки между лопатками.

Сечения 1-1 и 2-2 выбраны так, чтобы струйка располагалась в них одинаково по отношению к лопаткам. Тогда  $r_1 = r_2$  и  $W_1 = W_2$ , и уравнение (7) примет вид:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g} = \Delta h. \quad (8)$$

Полученное соотношение показывает, что повышение давления вдоль бокового канала определяется только потерей энергии в струйке жидкости.

Можно назвать следующие пути рассеивания энергии:

1. Внутреннее трение, обусловленное вязкостью жидкости, при котором происходит непосредственный переход энергии поступательного движения жидкости в тепловую энергию.

2. Внутреннее трение, обусловленное турбулентным обменом.

3. Образование более или менее крупных вихрей при обтекании со срывом струй при неустановившемся движении жидкости, обтекающей лопасть. В дальнейшем эти вихри дробятся,

их энергия переходит в энергию турбулентности, и далее, вследствие вязкости, – в тепловую энергию.

Срывающиеся вихри обеспечивают глубокое проникновение и энергичное перемешивание частиц жидкости, движущихся с различной скоростью.

Таким образом, можно найти гидравлический КПД процесса.

Энергия жидкости в боковом канале для какого-либо сечения (отнесенная к единице времени):

$$E = \int_f \left( \rho \frac{V_i^2}{2} + P \right) V_i \cdot d_f, \quad (9)$$

где  $V_i$  – окружная составляющая скорости в сечении канала осевой плоскостью, направленная по нормали к сечению.

Приращение этой энергии по длине с учетом одинакового распределения скоростей в сечениях может быть представлено выражением:

$$\Delta E = \int_f \Delta P \cdot V_i \cdot d_f = \Delta P \cdot Q, \quad (10)$$

где  $\Delta P$  является постоянным по всему сечению и может быть вынесено за знак интеграла.

Потери энергии на том же участке могут быть подсчитаны по соотношению (8):

$$E_{\text{пот}} = \int_f \Delta P \cdot W_i \cdot d_f = \Delta P \cdot \int_f (U - V_i) \cdot d_f$$

или при замене получаем  $U = W \cdot r \cdot V \cdot \int_f r \cdot d_f = S$ ;

$$E_{\text{пот}} = \Delta P \cdot (W \cdot S - Q). \quad (11)$$

Суммируя уравнения (10) и (11), находим:

$$\Delta E + E_{\text{пот}} = \Delta P \cdot S \cdot W. \quad (12)$$

Умножив уравнение (5) на  $W$ , можно получить энергию, отдаваемую соответствующим участком рабочего колеса в единицу времени:

$$\Delta \mu \cdot W = \Delta P \cdot S \cdot W. \quad (13)$$

Как видим, эти энергии являются равными. Коэффициент полезного действия процесса будет составлять:

$$\eta_r = \frac{\Delta E}{\Delta \mu \cdot W} = \frac{Q}{S \cdot W}. \quad (14)$$

В это выражение не входят  $\Delta P$  или величины, от которых  $\Delta P$  зависит.

### Выводы

Исходя из результатов проведенных теоретических исследований и обобщая изложенное, можно сделать следующие выводы:

1. Величина повышения давления и, следовательно, напора насоса по уравнению в уравнении моментов количеств движения для бокового

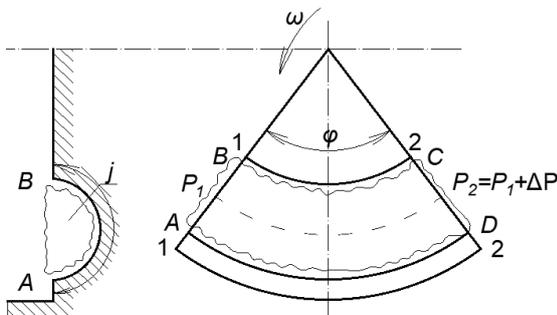


Рис. 4. Расчетная схема движения жидкости в боковом канале

Fig. 4. Calculation diagram of fluid movement in a side channel

канала связана со скоростями, определяющими обмен количествами движения.

2. Полученные зависимости, связывающие полезный эффект насоса: повышение давления с потерями энергии, – являются основными.

3. На основании изложенного вывода можно заключить, что работу вихревого насоса

нельзя рассматривать как работу многоступенчатого лопастного или центробежного насоса без учета потерь энергии.

4. Процессы, аналогичные происходящим в вихревых насосах, характерны и для гидромолт, и для гидравлических тормозов, которые могут быть объединены в общую группу вихревых гидромашин.

#### Список использованных источников

1. **Усаковский В.М.** Водоснабжение и водоотведение в сельском хозяйстве. М.: Колос, 2002. 328 с.
2. **Али М.С., Бегляров Д.С., Чебаевский В.Ф.** Насосы и насосные станции: учебник. М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2015. 330 с.
3. Насосы, вентиляторы, кондиционеры: Справочник / Росляков Е.М., Коченков Н.В., Золотухин И.В. и др. СПб.: Политехника, 2006. 882 с.
4. **Кривченко Г.И.** Гидравлические машины: учебник. М.: Энергоатомиздат, 1989. 320 с.
5. **Кикот А.В.** Исследование напорной характеристики вихревого насоса LEOAPm 37 // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2022. Т. 18, № 3. С. 1-7.
6. **Кузнецов В.И., Макаров В.В.** Эффект Ранка: эксперимент, теория, расчет. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 376 с.
7. **Байбаков О.В.** Вихревые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1981. 197 с.
8. **Жданов И.Л.** Расчет течения жидкости в каналах вихревого насоса / Хаустов А.И., Сергиевский Э.Д., Овчинников Е.В. // Вестник МАИ. 2003. Т. 10, № 2. С. 47-51.
9. **Sha Y., Yang M., Kang C., Wang J., Huilong C.** Design method and characteristic analysis of vortex pump // Trans. CSAE. 2004. № 20. Pp. 124-127.
10. **Zhu R., Chen J., Wang X., Su B.** Numerical simulation and experimental of influence of hem and high-low blade on performance of vortex pump // Fluid Mach. 2012. № 40. Pp. 1-5.
11. **Ханнанов Р.Б.** Экспериментальные данные испытания вихревого насоса // Вестник Казанского технологического университета. 2012. Т. 15, № 8. С. 287-288.
12. **Штеренлихт Д.В.** Гидравлика: учебник для вузов. 5-е изд., стер. М.: Лань, 2015. 656 с.

#### Сведения об авторах

**Мунзер Сулейман Али**, канд. техн. наук, доцент; WoS ResearcherID: AAE-5905-2022; Scopus AuthorID: 57183440800; ORCID: 0000-0003-2295-8140; SPIN-код: 1390-6101; AuthorID: 709443; munzer@yandex.ru

**Екатерина Алексеевна Лентяева**, канд. техн. наук, доцент; WoS ResearcherID: AFA-4377-2022; Scopus AuthorID: 57219000801; ORCID: 0009-0001-7867-3972; SPIN-код: 5169-5138, AuthorID: 785995; elentyaeva@mail.ru

**Давид Суренович Бегляров**, д-р техн. наук, профессор; db4171@mail.ru

#### Критерии авторства / Authorship criteria

Али М.С., Лентяева Е.А., Бегляров Д.С. выполнили теоретические исследования, на основании которых провели обобщение и написали рукопись, имеют на статью авторское право и несут ответственность за плагиат.

#### Конфликт интересов / Conflict of interests

Авторы заявляют об отсутствии конфликтов интересов / The authors declare that there are no conflicts of interest

#### Вклад авторов / Contribution of authors

Все авторы сделали равный вклад в подготовку публикации / All the authors made an equal contribution to the preparation of the publication

Поступила в редакцию / Received at the editorial office 12.03.2024

Поступила после рецензирования / Received after peer review 18.04.2024

Принята к публикации / Accepted for publication 18.04.2024

#### References

1. **Usakovskij V.M.** Water supply and water removal in an agriculture. Moscow: Kolos, 2002. 328 p.
2. **Ali M.S., Beglyarov D.S., Chebaevsky V.F.** Pumps and pumping stations: Textbook. M.: Publishing house RSAU-MAA, 2015. 330 p.
3. Etc. Pumps, fans, air conditioners. Directory/ Roslyakov E.M., Kochenkov N.V., Zolotukhin I.V. St. Petersburg: Politekhnik, 2006. 882 p.
4. **Krivchenko G.I.** Hydraulic machines: textbook. M.: Energoatomizdat. 1989. 320 p.
5. **Kikot A.V.** Investigation of the pressure characteristics of a vortex pump LEOAPm 37. // Bulletin of science and education of the North-West of Russia, 2022, vol. 18, no. 3. P. 1-7.
6. **Kuznetsov V.I., Makarov V.V.** Rank effect: experiment, theory, calculation. M.: Innovative Engineering, 2017. 376 p.
7. **Baibakov O.V.** Vortex hydraulic machines. M.: Mechanical engineering, 1981. 197 p.
8. **Zhdanov I.L.** Calculation of fluid flow in the vortex pump channels / Khaustov A.I., Sergievsky E.D., Ovchinnikov E.V. // Vestnik MAI, v. 10, No. 2, 2003.
9. **Sha Y.; Yang M.; Kang C.; Wang J.; Huilong C.** Design method and characteristic analysis of vortex pump. Trans. CSAE2004, 20, 124-127.
10. **Zhu R.; Chen J.; Wang X.; Su, B.** Numerical simulation and experimental of influence of hem and high-low blade on performance of vortex pump. Fluid Mach. 2012, 40, 1-5.
11. **Hannanov R.B.** Experimental test data of a vortex pump testing // Bulletin of the Kazan Technological University. 2012. Vol. 15, No. 8. pp. 287-288.
12. **Sterenlicht D.V.** Hydraulics: Textbook for universities, 5th ed., ster. M.: Lan, 2015. 656 p.

#### Information about authors

**Munzer S. Ali**, CSc (Eng), associate professor; WoS ResearcherID: AAE-5905-2022; Scopus AuthorID: 57183440800; ORCID: 0000-0003-2295-8140; SPIN-code: 1390-6101; AuthorID: 709443; munzer@yandex.ru

**Ekaterina A. Lentyaeva**, CSc (Eng), associate professor; SPIN-code: 5169-5138, AuthorID: 785995; elentyaeva@mail.ru

**David S. Beglyarov**, DSc (Eng), professor; db4171@mail.ru

Munzer S. Ali, Ekaterina A. Lentyaeva, David S. Beglyarov carried out theoretical studies, on the basis of which they generalized and wrote the manuscript, they have a copyright on the article and are responsible for plagiarism.