

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104441>

Оригинальное исследование



# Влияние диаметра входа рабочего колеса на работу погружного электронасоса высокой быстроходности на режимах больших подач

Д.А. Горбатов<sup>1,2</sup>, А.А. Жарковский<sup>1</sup>, А.В. Адрианов<sup>2</sup><sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия<sup>2</sup> «СУЛАК», Санкт-Петербург, Россия

## АННОТАЦИЯ

**Введение.** Объектом исследования является водоотливной погружной электронасос высокой быстроходности, предназначенный для откачки загрязненной морской и пресной воды из затопленных помещений объектов судостроительной отрасли.

**Цель исследования** – получить зависимости кавитационных показателей насоса от относительного диаметра входной горловины рабочего колеса на режимах больших подач, определить вид напорных и энергетических характеристик насоса при различных геометрических соотношениях рабочего колеса в рабочем диапазоне его подач.

**Материалы и методы.** На основе полуэмпирических формул по методикам различных авторов определены основные геометрические параметры рабочих колес. Для исследования зависимостей выбраны три варианта рабочих колес и выполнены серии гидродинамических расчетов трехмерного течения вязкой жидкости с использованием программного продукта ANSYS CFX.

**Результаты.** Получены расчетные напорные, энергетические и кавитационные характеристики насосного агрегата. Экспериментальная напорная характеристика согласуется с расчетной. Результаты расчетов показали, что применение заууженного входа в рабочее колесо приводит к возникновению обширной зоны пониженного давления на задней стороне лопасти рабочего колеса и срыву рабочих характеристик на режимах больших подач. При наибольшем относительном диаметре входной горловины рабочего колеса на задней стороне лопасти зона давлений парообразования отсутствует, что не приводит к срыву рабочих характеристик на режимах больших подач, однако, гидравлический коэффициент полезного действия насоса во всем диапазоне его подач, среди всех исследуемых вариантов рабочих колес – наименьший.

**Выводы.** Предложена методика определения оптимального, с точки зрения энергетических и кавитационных показателей, значения диаметра входа рабочего колеса для обеспечения бескавитационной работы погружного электронасоса высокой быстроходности во всем диапазоне его подач.

**Ключевые слова:** погружной электронасос; метод конечных объемов; модель турбулентности; эквивалентная шероховатость; задняя поверхность лопасти; давление парообразования.

## Для цитирования:

Горбатов Д.А., Жарковский А.А., Адрианов А.В. Влияние диаметра входа рабочего колеса на работу погружного электронасоса высокой быстроходности на режимах больших подач // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 3. С. 219–224. DOI: 10 <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104441>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104441>

Original study article

# Influence of an impeller inlet diameter on operation of a high-speed submersible electric pump at the high flow rate modes

Daniil A. Gorbatov<sup>1, 2</sup>, Aleksandr A. Zharkovskiy<sup>1</sup>, Artemiy V. Adrianov<sup>2</sup><sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia<sup>2</sup> SULAK, Saint Petersburg, Russia

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** The study object is a high-speed drainage submersible electric pump, aimed to water polluted sea and fresh water bailing out of drowned rooms of shipbuilding industry facilities.

**AIMS:** To obtain dependencies of pump cavitation properties on relative diameter of an impeller inlet at the high flow rate modes, to determine the kind of head-capacity and energy properties of a pump for various geometrical ratios of an impeller in the flow rate operational range.

**METHODS:** Main geometrical properties of impellers were determined with use of semi-empirical formulas of various authors' methods. For the study of dependencies, three options of impellers were chosen and series of fluid dynamic simulations of three-dimensional flow of viscous fluid with use of the ANSYS CFX software were completed.

**RESULTS:** Head-capacity, energy and cavitation properties of the pumping unit were obtained. The experimental head-capacity curve correlates to the simulated one. The simulation results revealed that using of narrowed impeller inlet leads to generation of wide low-pressure area at the backside of the impeller vane and disruption of operational curves at the high flow rate modes. With the biggest relative diameter of the impeller inlet, the vapor pressure area at the backside of the impeller is absent so there is no disruption of operational curves at the high flow rate modes, however, the pump hydraulic efficiency ratio at the whole range of flow rate is the lowest among all the studied options of impellers.

**CONCLUSIONS:** The method of defining the value of an impeller inlet diameter, optimal with regard to energy and cavitation properties, to ensure cavitation free operation of a high-speed submersible electric pump at the whole range of flow rate is proposed.

**Keywords:** *submersible electric pump; finite volume method; turbulence model; equivalent roughness; backside of vane; vapor pressure.*

## Cite as:

Gorbatov DA, Zharkovsky AA, Adrianov AV. Influence of an impeller inlet diameter on operation of a high-speed submersible electric pump at the high flow rate modes. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(3):219–224. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104441>

Received: 04.03.2022

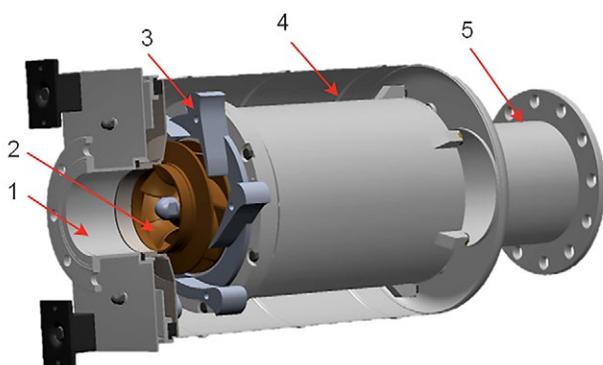
Accepted: 30.07.2022

Published: 15.10.2022

## ВВЕДЕНИЕ

Объектом исследования является водоотливной погружной электронасос ВПЭН 160/15. Насос предназначен для откачки загрязненной морской и пресной воды из затопленных помещений кораблей, судов и других объектов судостроительной отрасли.

ВПЭН 160/15 имеет моноблочную конструкцию насоса (рис. 1).



**Рис. 1.** Конструктивное исполнение погружного электронасоса.

**Fig. 1.** The submersible pump design.

Проточная часть погружного насоса вертикальной компоновки имеет: входной патрубок – 1, рабочее колесо консольного расположения с пространственной лопастной системой – 2, направляющий аппарат лопаточного типа – 3, кольцевую камеру корпуса – 4, напорный патрубок – 5.

Основные технические параметры насосного агрегата на номинальном режиме работы: подача  $Q=160 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор  $H=15 \text{ м}$ , потребляемая мощность  $N_{\text{потр}} \leq 15 \text{ кВт}$ , частота вращения ротора  $n=2950 \text{ об/мин}$ . Коэффициент быстроходности близок к максимально используемому для центробежных насосов и равен  $n_s=298$ .

**Таблица 1.** Оценка диаметра входа рабочего колеса

**Table 1.** Assessment of an impeller inlet diameter

№	Методика	Формула	$D_0$ , мм	$D_0/D_2$
1	Горгиджаниян С.А. [4]	$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_k}{\pi V_0}}$	102	0,62
2	Gulich J.F. [6]	$D_0 = \sqrt{10,6 \cdot \left(\frac{Q_k}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w}\right)^{\frac{1}{3}}}$	110	0,66
3	Михайлов А.К., Малюшенко В.В. [7]	$D_0 = K_{\text{вх}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$	111	0,67
4	Институт гидромеханики г. Лозанна [5]	$D_0 = (1,922 - 1,943 \cdot 10^{-3} \cdot n_s)^{-1} D_2$	119	0,72

**Цель работы** – исследовать зависимость напорных, энергетических и кавитационных характеристик центробежного электронасоса высокой быстроходности от относительного диаметра  $D_0/D_2$  входной горловины рабочего колеса, а также обеспечить бескавитационную работу насоса на режимах больших подач.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ

Решается прямая гидродинамическая задача трехмерного течения вязкой жидкости [1]. Моделирование потока в проточной части погружного электронасоса выполнялось методом конечных объемов с использованием программного продукта ANSYS CFX [2].

Численные расчеты выполнялись в квазистационарной постановке с учетом модели кавитации Рейля-Плессета. При включении модели кавитации значение давления насыщенных паров задано при  $t=25 \text{ °C}$  и составляет  $P_{\text{пар}}=3169 \text{ Па}$ .

Полноразмерная расчетная область включает в себя все элементы проточной части насосного агрегата (от входного патрубка – 1 до напорного патрубка – 5, см. рис. 1). Ячейки неструктурированной расчетной сетки – тетраэдры. Общее количество ячеек – 15 млн.

Граничные условия расчетной области: на входе – полное давление, соответствует экспериментальному значению кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{экср}}=11 \text{ м}$ ; на выходе – массовый расход на различных режимах работы. Твердые стенки определены с учетом эквивалентной шероховатости согласно рабочим чертежам деталей изделия.

В расчетах использовалась SST модель турбулентности.  $Y+$  соответствует рекомендованным значениям [3].

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ИССЛЕДУЕМЫХ ВАРИАНТОВ РАБОЧИХ КОЛЕС

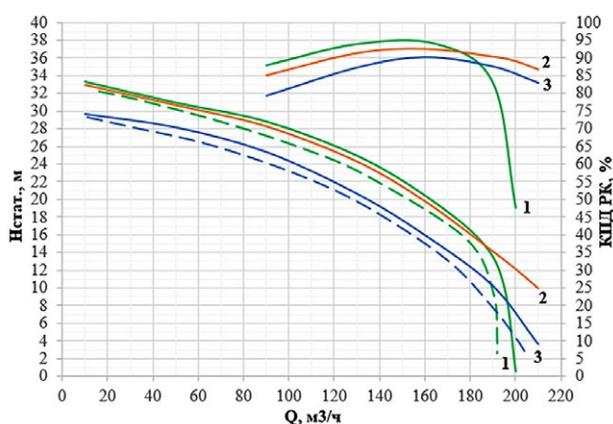
Предварительно рассчитан относительный диаметр входа в РК  $D_0/D_2$  (таблица 1).

Как можно заметить, различные методики (см. таблицу 1) дают достаточно широкий диапазон по выбору диаметра входа рабочего колеса.

В настоящем исследовании диаметр входа исходного варианта рабочего колеса выбран по методике [4].

Значение диаметра входа нового рабочего колеса определено по методике [5] с поправкой на ближайшее значение стандартного ряда условного прохода согласно ГОСТ 1536-76 и составило  $D_0=125$  мм ( $D_0/D_2=0,78$ ).

Напор насоса на номинальном режиме с исходным рабочим колесом был выше требуемых 15 м, поэтому наружный диаметр нового РК был уменьшен до  $D_2=160$  мм.



**Рис. 2.** Напорные и энергетические характеристики насоса при различных диаметрах входа в РК: 1 –  $D_0/D_2=0,62$ ; 2 –  $D_0/D_2=0,66$ ; 3 –  $D_0/D_2=0,78$ ; сплошная линия – расчет; пунктирная – эксперимент.

**Fig. 2.** Head-capacity and energy curves of the pump for various impeller inlet diameters: 1 –  $D_0/D_2=0.62$ ; 2 –  $D_0/D_2=0.66$ ; 3 –  $D_0/D_2=0.78$ ; solid lines – the simulation, dashed lines – the experiment.

Также были рассчитаны и исследованы варианты рабочих колес с диаметрами входа рабочего колеса, полученными по методикам [6] и [7].

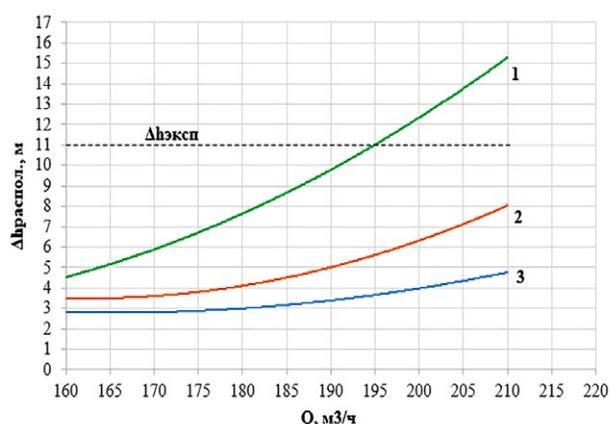
Основные геометрические параметры исследуемых рабочих колес указаны в таблице 2.

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ИССЛЕДУЕМЫХ ВАРИАНТОВ РАБОЧИХ КОЛЕС

Результаты исследования влияния диаметра входа рабочего колеса на напорные, энергетические и кавитационные характеристики насоса представлены на рис. 2 и 3.

Распределения полей абсолютных давлений на режимах больших подач в рабочих колесах с относительным диаметром входа  $D_0/D_2=0,62$  и  $D_0/D_2=0,78$  приведены на рис. 4 и 5.

Расчетные напорные характеристики исходного ( $D_0/D_2=0,62$ ) и нового ( $D_0/D_2=0,78$ ) вариантов рабочего



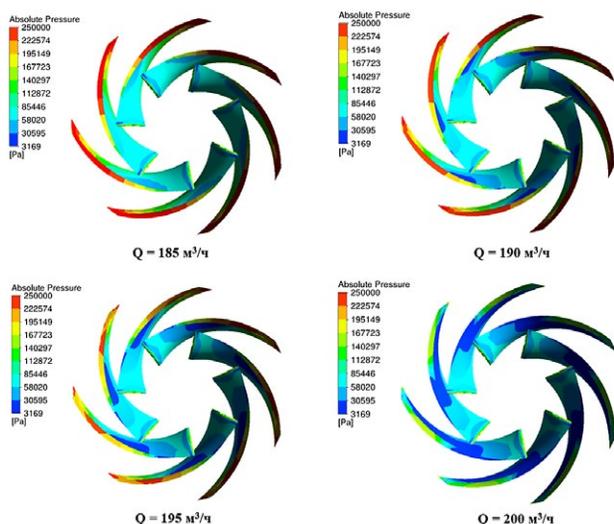
**Рис. 3.** Расчетные полные кавитационные характеристики при различных диаметрах входа в РК: 1 –  $D_0/D_2=0,62$ ; 2 –  $D_0/D_2=0,66$ ; 3 –  $D_0/D_2=0,78$ ;  $\Delta h_{\text{эксп}}$  – расстояние от свободной поверхности до входа в насос в эксперименте.

**Fig. 3.** The simulated overall cavitation curves for various impeller inlet diameters: 1 –  $D_0/D_2=0.62$ ; 2 –  $D_0/D_2=0.66$ ; 3 –  $D_0/D_2=0.78$ ;  $\Delta h_{\text{эксп}}$  is the distance between free surface and the pump inlet in the experiment.

**Таблица 2.** Основные геометрические параметры исследуемых рабочих колес

**Table 2.** Main geometrical properties of the studied impellers

Параметр	Исходное РК [4]	Gulich J.F. [6]	Новое РК [5]
	$D_0/D_2=0,62$	$D_0/D_2=0,66$	$D_0/D_2=0,78$
$D_0$ , мм	102	110	125
$b_2/D_2$	0,145	0,158	0,175
$\beta_{\text{Л1вг}} - \beta_{\text{Л1ср}} - \beta_{\text{Л1пер}}^\circ$	36,7–31,9–20,2	29,1–23,7–17,3	22,0–17,8–13,7
$\beta_{\text{Л2вг}} - \beta_{\text{Л2ср}} - \beta_{\text{Л2пер}}^\circ$	25–25–25	25–25–25	25–25–25



**Рис. 4.** Поле абсолютных давлений исходного рабочего колеса ( $D_0/D_2=0,62$ ).

**Fig. 4.** The absolute pressure field of the original impeller ( $D_0/D_2=0.62$ ).

колеса хорошо согласуются с экспериментальными данными (см. рис. 2).

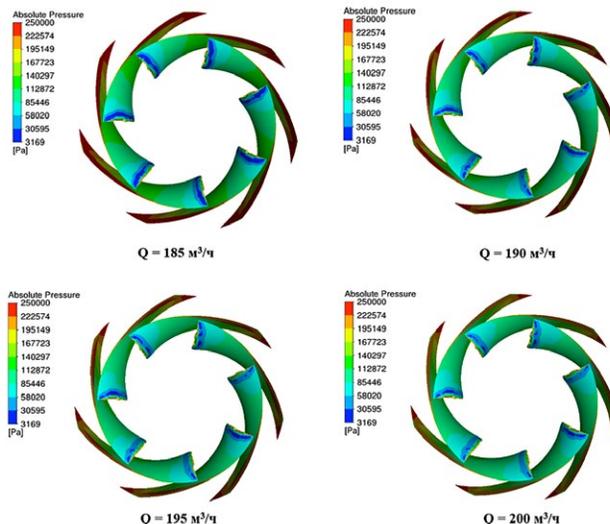
При безразмерном диаметре входа в рабочее колесо  $D_0/D_2=0,62$  на режимах  $Q \geq 185 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$ ) по всей задней стороне лопасти рабочего колеса возникает обширная зона пониженного давления (см. рис. 4). При таких величинах абсолютного давления на задней стороне лопасти в рабочем колесе, происходит кавитационный срыв напорной и энергетической характеристик, и они приобретают западающий вид, представленный на рис. 2. Применение исходного рабочего колеса не позволяет обеспечить бескавитационную работу на указанных режимах.

При безразмерном диаметре входа в рабочее колесо  $D_0/D_2=0,78$  на режимах  $Q \geq 185 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$ ) на задней стороне лопасти рабочего колеса обширная зона пониженного давления отсутствует, за исключением входной кромки (см. рис. 5). При таких величинах абсолютного давления на задней стороне лопасти в рабочем колесе, кавитационный срыв напорной и энергетической характеристик не происходит, а вид характеристик – не западающий (см. рис. 2). Таким образом, увеличение диаметра входа рабочего колеса позволило обеспечить бескавитационную работу на режимах больших подач.

При величине  $D_0/D_2=0,66$  на режимах  $Q \geq 185 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$ ) также не наблюдается срыва характеристик. При этом КПД рабочего колеса на номинальном режиме работы насосного агрегата выше на 2,5% по сравнению с вариантом  $D_0/D_2=0,78$  (см. рис. 2).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Численно и экспериментально исследованы напорные, энергетические и полные кавитационные характеристики в зависимости от величины диаметра входа



**Рис. 5.** Поле абсолютных давлений нового рабочего колеса ( $D_0/D_2=0,78$ ).

**Fig. 5.** The absolute pressure field of the new impeller ( $D_0/D_2=0.78$ ).

в рабочее колесо с  $D_0/D_2=0,62, 0,66, 0,78$ . Численно исследованы поля абсолютных давлений в рабочих колесах с  $D_0/D_2=0,62$  и  $0,78$  на режимах больших подач.

2. На режимах больших подач  $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$  на задней стороне лопасти рабочего колеса с  $D_0/D_2=0,62$  обнаружена обширная зона с низким давлением, которая приводит к срыву напорной характеристики насоса при больших расходах.
3. В рабочем колесе с  $D_0/D_2=0,78$  на режимах подач  $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$  на задней стороне лопасти отсутствуют обширные зоны низкого давления и срыва напорной характеристики при этих подачах не наблюдается.
4. Наибольшим КПД на номинальном режиме обладает насос с наименьшим из исследованных соотношений  $D_0/D_2=0,62$ , но он имеет западающую характеристику насоса на режимах больших подач  $Q/Q_{\text{ном}} \geq 1,16$ .
5. Оптимальным по КПД и с точки зрения обеспечения бескавитационной работы насоса в области больших подач является насос с рабочим колесом с диаметром входа с  $D_0/D_2=0,66$ .

## ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

**Вклад авторов.** Д.А. Горбатов — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; А.В. Адрианов — редактирование текста рукописи; А.А. Жарковский — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contribution.** *D.A. Gorbatov* — search for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript; *A.V. Adrianov* — editing the text of the manuscript; *A.A. Zharkovskiy* — expert opinion,

approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work. The authors prove compliance of their authorship with ICMJE criteria.

**Competing interests.** The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

**Funding source.** This study was not supported by any external sources of funding.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Жарковский А.А., Куриков Н.Н., Пугачев П.В., и др. Компьютерное исследование и визуализация течения в центробежных насосах // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. 2010. № 4(103). С. 119–123.
2. ANSYS CFX Tutorial Guide. ANSYS Inc. Release 17.2.
3. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Травин А.К., и др. Современные подходы к моделированию турбулентности: уч. пос. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2016.

4. Горгиджаниян С.А. Гидравлические расчеты проточной части центробежных насосов: методические указания по курсовому проектированию. Ленинград: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1982.
5. Graueser T.E. *Abaque pour pompes et pompes-turbines reversibl.* Lausanne: Institut de machines hydrauliques, 1978.
6. Gulich J.F. *Centrifugal Pumps.* Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
7. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977.

## REFERENCES

1. Zharkovskiy AA, Kurikov NN, Pugachev PV, et al. Computer research and visualization of flow in centrifugal pumps. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Informatika. Telekommunikatsii. Upravlenie.* 2010;4(103):119–123. (in Russ).
2. *ANSYS CFX Tutorial Guide.* Release 17.2. ANSYS Inc.
3. Garbaruk AV, Strelets MKh, Travin AK, et al. *Sovremennyye podkhody k modelirovaniyu turbulentsi: uch. pos.* St. Petersburg.: Izd-vo Politekh. un-ta; 2016. (in Russ).

4. Gorgidzhanyan SA. *Gidravlicheskie raschety protochnoy chasti tsentrobezhnykh nasosov: metodicheskie ukazaniya po kursovomu proektirovaniyu.* Leningrad: LPI im. MI Kalinina; 1982. (in Russ).
5. Graueser TE. *Abaque pour pompes et pompesturbines reversibl.* Lausanne: Institut de machines hydrauliques; 1978.
6. Gulich JF. *Centrifugal Pumps.* Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag; 2010.
7. Mikhaylov AK, Malyushenko VV. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye.* Moscow: Mashinostroenie; 1977. (in Russ).

## ОБ АВТОРАХ

**\*Горбатов Даниил Анатольевич**, аспирант, конструктор;  
адрес: Россия, 195251, Санкт-Петербург,  
ул. Политехническая, д. 29;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3172-3346>;  
eLibrary SPIN: 5727-2661;  
e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru

**Жарковский Александр Аркадьевич**, профессор, д.т.н.;  
профессор;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3044-8768>;  
eLibrary SPIN: 3637-7853;  
e-mail: azharkovsky@gmail.com

**Адрианов Артемий Владимирович**, генеральный директор;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4853-0804>;  
eLibrary SPIN: 8117-4795;  
e-mail: mr\_a@inbox.ru

\*Автор, ответственный за переписку

## AUTHORS' INFO

**\*Daniil A. Gorbatov**, post graduate;  
address: 29 Politekhnikeskaya street,  
195251 Saint Petersburg, Russia;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3172-3346>;  
eLibrary SPIN: 5727-2661;  
e-mail: Da.Gorbatov@yandex.ru

**Aleksandr A. Zharkovskiy**, Professor, Dr. Sci. (Tech.);  
Professor;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3044-8768>;  
eLibrary SPIN: 3637-7853;  
e-mail: azharkovsky@gmail.com

**Artemiy V. Adrianov**, General Director;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4853-0804>;  
eLibrary SPIN: 8117-4795;  
e-mail: mr\_a@inbox.ru

\*Corresponding author