

УДК 621.67

¹Ковалёв И.А., ²Ратушный А.В., ³Семёнова Н.В.

Сумской Государственный Университет

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ НА ЕГО НАПОРНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В статье рассматривается возможность замены пространственной лопастной системы центробежного рабочего колеса низкой ($n_s = 65$) быстроходности цилиндрическими лопатями. Это будет способствовать росту напорности рабочего колеса и упрощению технологии его изготовления.

Ключевые слова: рост напорности, цилиндрические лопасты, низкая быстроходность.

Ковальов І.А., Ратушний А.В., Семенова Н.В.

ВПЛИВ ФОРМИ ЛОПАТИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ НА ЙОГО НАПІРНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

У статті розглядається можливість заміни просторової лопатевої системи відцентрового робочого колеса низькою ($n_s = 65$) швидкоходності циліндричними лопатями. Це сприятиме зростанню напірні робочого колеса і спрощення технології його виготовлення. Ключові слова: зростання напірні, циліндричні лопаті, низька швидкохідні.

Ключові слова: зростання напірност, циліндричні лопасті, низька швидкохідність.

I.A. Kovalyov, A.V. Ratushnyi, N.V. Semenova

INFLUENCE OF FORM OF BLADE OF DRIVING WHEEL OF CHEMPUMP OF SUBZERO HIGH-SPEEDNESS ON HIS PRESSURE AND POWER DESCRIPTIONS

Article is devoted to possibility of replacement of the spatial blade system of centrifugal driving wheel of subzero ($n_s = 65$) high-speedness cylindrical blades. It will provide the height of pressure of driving wheel and simplification of technology of his making.

Keywords: height of pressure cylindrical blades, subzero high-speedness.

1. Вступление

«Директива по определению требований, предъявляемых к проектированию изделий, потребляющих электроэнергию», принятая Европарламентом в 2005 году выдвигает требование сокращения потребления энергии в Европе к 2020 г на 40%. Для его исполнения Европейская ассоциация производителей насосов (Euroump) разработала «Программу для насосного оборудования» – Eсорump, в рамках которой было издано несколько технических руководств [1, 2, 3], одним из которых является руководство по анализу стоимости жизненного цикла насосных систем. Анализ стоимости жизненного цикла насосного агрегата [1,4] показывает, что основную долю составляет стоимость энергии, в то же время значительной составляющей в стоимости жизненного цикла является себестоимость насоса в целом как технической системы, и, соответственно, стоимость его подсистем.

2. Анализ литературы и постановка проблемы

Рабочее колесо является основным элементом насоса и в значительной мере определяет его конструкцию. Рабочие колеса можно классифицировать по коэффициенту быстроходности n_s , который характеризует КПД, форму проточной части, соотношение геометрических параметров (рис.1 а) и форму характеристик насосов (рис.1 б) [5].

Особенностью рабочих колес низкой быстроходности является то, что для них отношение b_2/D_2 является весьма малым.

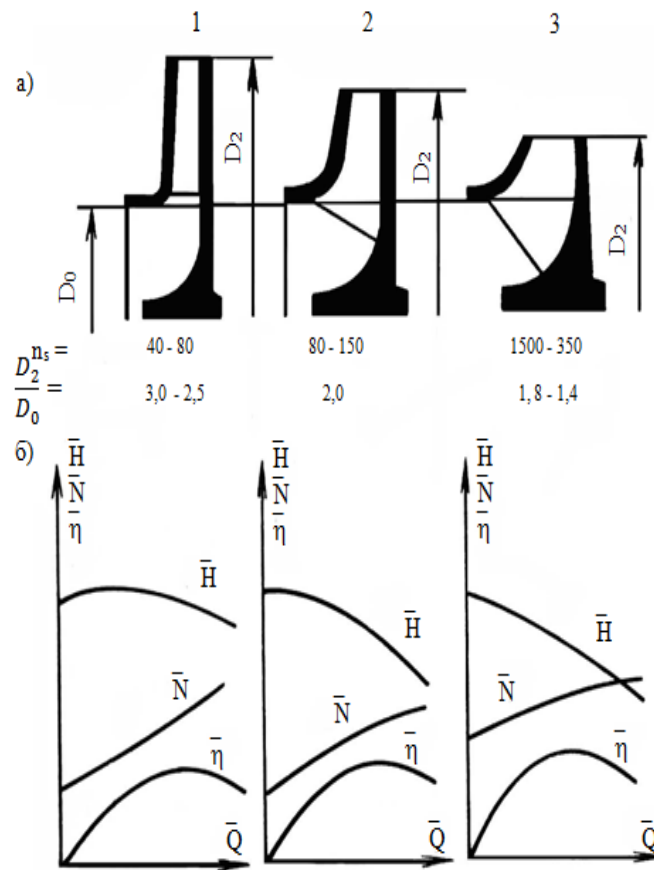


Рисунок 1. – Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса (а) и характеристики насоса (б)

Колёса получаются тонкие, отношение D_2/D_0 наоборот является значительным. В связи с этим можно предположить, что область расположения входной кромки и поворота потока в рабочем колесе низкой быстроходности оказывает значительно меньшее влияние на напорные и энергетические характеристики колеса и насоса в целом, чем у колёс более высокой быстроходности [6].

Учитывая вышесказанное, можно сформулировать научно-техническую проблему, заключающуюся в возможности применения в рабочих колёсах низкой быстроходности цилиндрических лопастей вместо пространственных, а также влияние такой замены на напорные и энергетические характеристики колеса.

Основным и наиболее массовым способом изготовления центробежных колёс, применяемых в насосостроении до настоящего времени является литьё. При этом литые колёса имеют большую массу и низкий уровень качества поверхности. Наибольшую сложность представляет получение лопасти пространственной формы [7].

Применение цилиндрических лопастей в рабочих колёсах низкой быстроходности позволит упростить процесс их изготовления и повысить технологичность в производстве [8,9]. При этом возможно применение для изготовления рабочих колёс лопастных машин метода точной объёмной штамповки, который характеризуется низкой трудоемкостью, высокими коэффициентами использования металла, и необрабатываемой поверхностью, а также показателями качества поверхности [7].

3. Цель и задачи исследования

Представленный анализ позволяет следующим образом сформулировать цель данной работы – оценка влияния применения лопастей цилиндрической формы центробежного рабочего колеса низкой быстроходности на его напорные и энергетические характеристики.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу: выполнив численные исследования влияния формы лопастей колеса на его напорные и энергетические

характеристики, обосновать возможность использования цилиндрических лопастей в центробежных рабочих колесах низкой быстроходности.

4. Методика исследования

Численные исследования проводились на базе рабочего колеса промежуточной ступени насоса ЦНС 180-1900 со следующими параметрами: $z = 8$, $n_s = 65$, $Q = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n = 3000 \text{ об/мин}$ при $\bar{q} = 0,5; 0,7; 0,9; 1; 1,1; 1,2$. Использовался программный продукт ANSYS CFX университетской версии, в основу которого заложен метод численного решения фундаментальных законов гидромеханики [10,11]. Следует отметить, что ANSYS CFX неоднократно апробировался при решении задач насосостроения, расхождение результатов численного и физического моделирования не превышает 5 %, поэтому данный программный продукт пригоден для решения поставленной задачи исследования.

Моделирование турбулентного течения потока жидкости выполнялось с использованием уравнений Рейнольдса ($i, j = 1-3$):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (1)$$

где $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осреднённые по времени значения скоростей;

$\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсационные составляющие скоростей.

Для замыкания уравнений Рейнольдса использовались k - ε модели турбулентности. При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε (2), (3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (3)$$

где $P_k = -\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – член, выражающий генерацию энергии k .

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры ε и μ_t определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Для численного исследования с помощью генератора сеток ICEM CFD были построены неструктурированные сетки трёхмерной модели жидкости в рабочих колёсах. Для описания пограничного слоя вблизи твёрдых стенок было создано 8 слоёв призматических ячеек. Предварительно было выполнено исследование на сеточную независимость

После генерации сетки в препроцессоре задавались исходные данные. В качестве граничного условия на входе в расчетную область задавался массовый расход, на выходе – статическое давление. Для всех твёрдых стенок было задано условие равенства нулю скорости. Шероховатость стенок была принята $Ra 3,2$.

Величина переменной y^+ , которая характеризует сгущение сетки возле стенок, находилась в пределах $20 < y^+ < 100$ единиц, что соответствует рекомендациям, приведенным в руководстве пользователя [11].

5. Результаты численного исследования

Принимая за базовое колесо с пространственными лопастями, обозначим его как РК №1, колесо с цилиндрическими лопастями обозначим как РК №2. Исследования велись также для рабочего колеса с цилиндрическими лопастями, которые были выведены из зоны поворота потока в колесе (РК №3), а также с лопастями, удлинёнными и повернутыми на 20° против направления вращения (РК №4)

На рисунке 2 приведена трёхмерная модель жидкости в колесе с пространственными лопастями, подготовленная для расчёта в ANSYS CFX в соответствии с [11]. Модели для колес с цилиндрическими лопастями выполнялись аналогично. На рисунке 3 а-г представлены лопастные решетки рассматриваемых рабочих колёс схем РК №1 – РК №4 соответственно.

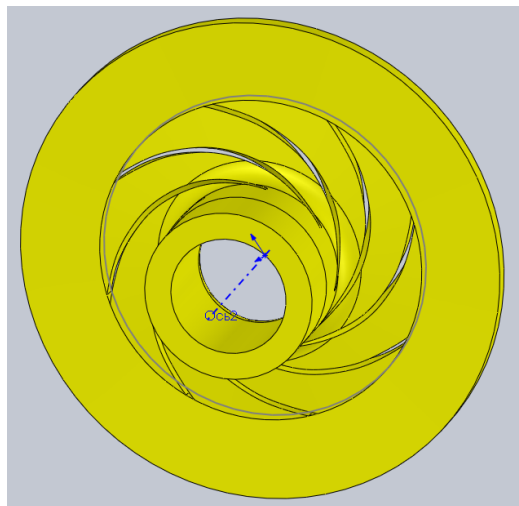


Рисунок 2. – Трёхмерная модель жидкости в рабочем колесе с пространственными лопастями

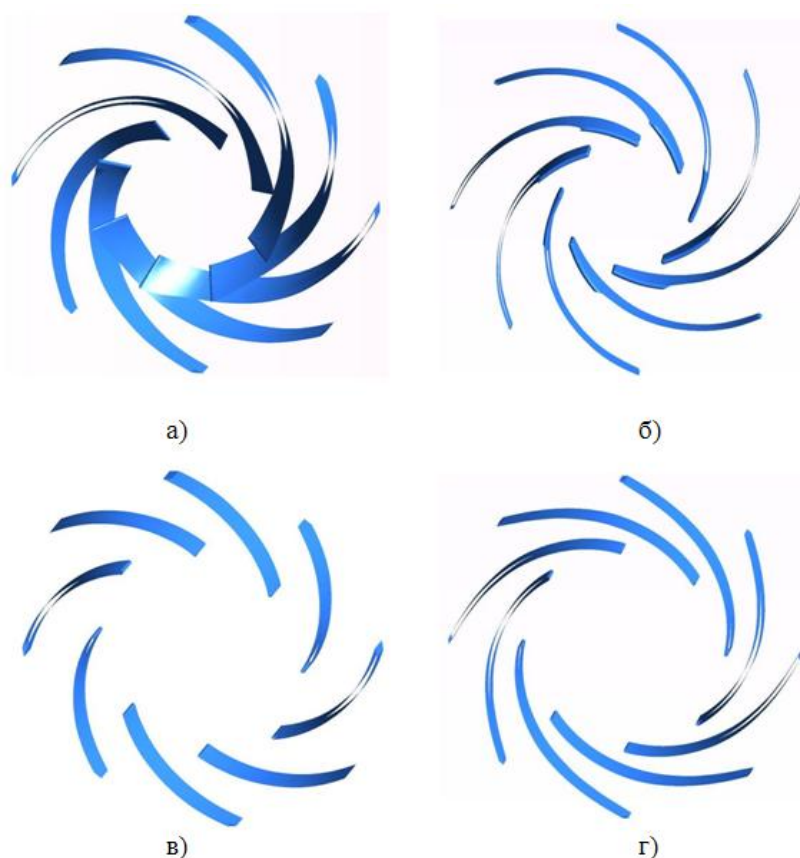


Рисунок 3. – Пространственная (а) и цилиндрические (б-г) лопастные решетки

Для оценки влияния изменения формы лопасти на характеристики рабочего колеса удобным является использование соотношения безразмерных коэффициентов напора (ψ), мощности (μ), подачи (φ) и КПД (η) к безразмерным коэффициентам этих параметров в точке максимального КПД ($\psi_0, \mu_0, \varphi_0, \eta_0$) эталонного колеса:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad \varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}; \quad \mu = \frac{\varphi \psi}{\eta} = \frac{8N}{\rho \pi D_2^2 u_2^3 \eta}$$

Распределение относительных скоростей для схем РК №1 – РК №4 представлено на рис 4 а-г соответственно. Результаты расчетов представлены на рис. 5, изменения параметров H, N, η по отношению к базовому колесу при $\bar{Q} = 1$ представлены в табл. 1.

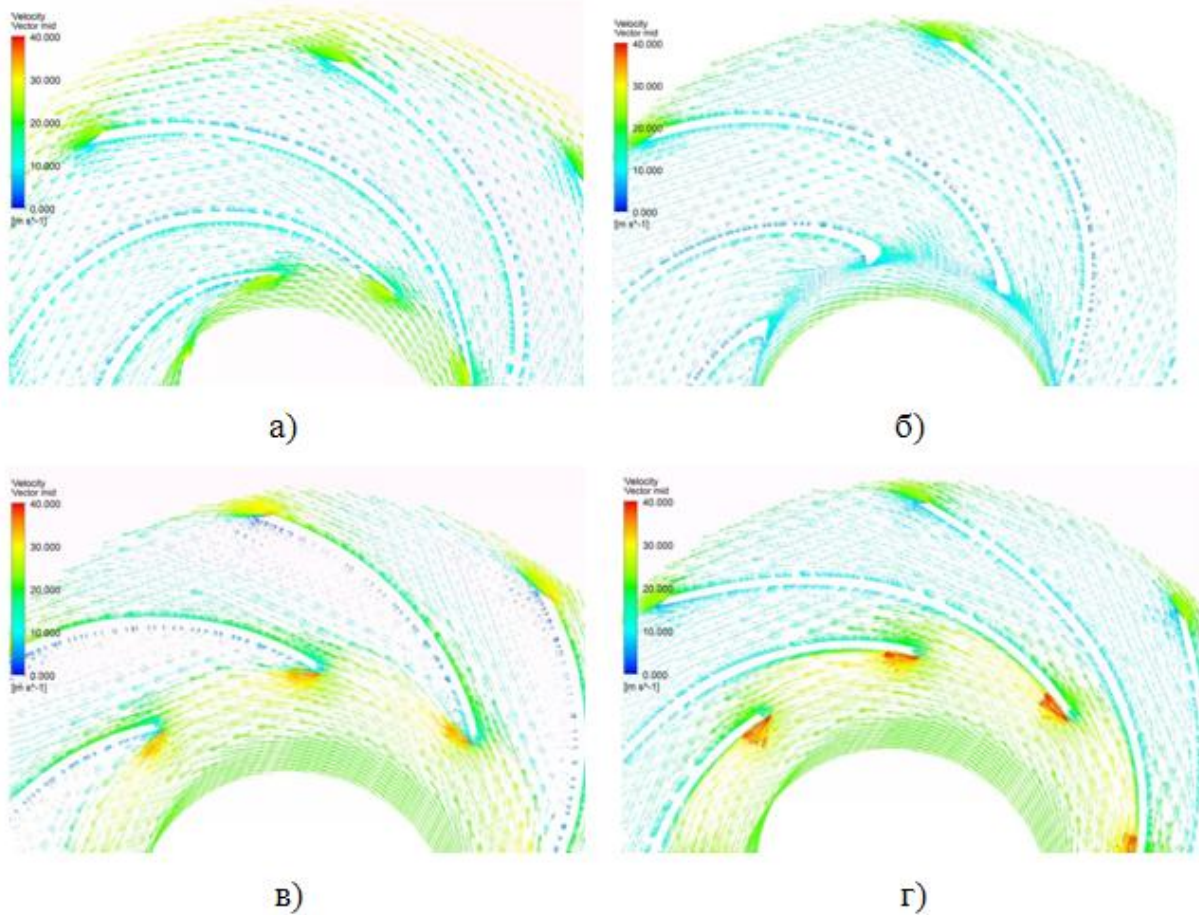
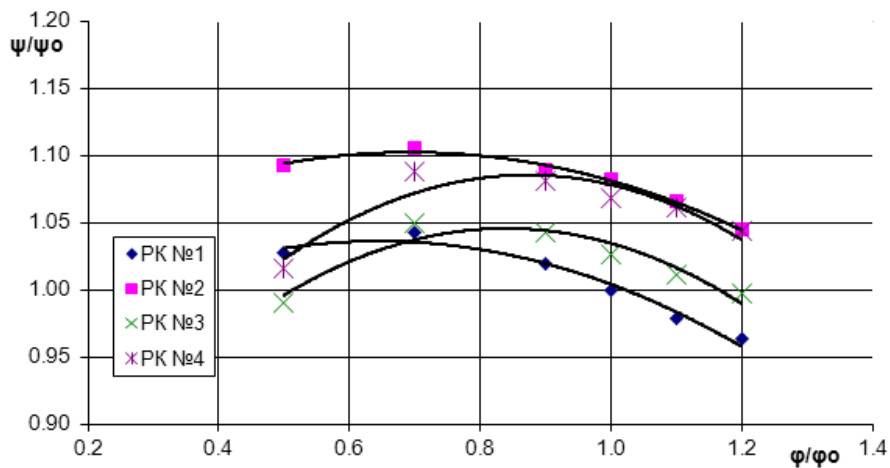
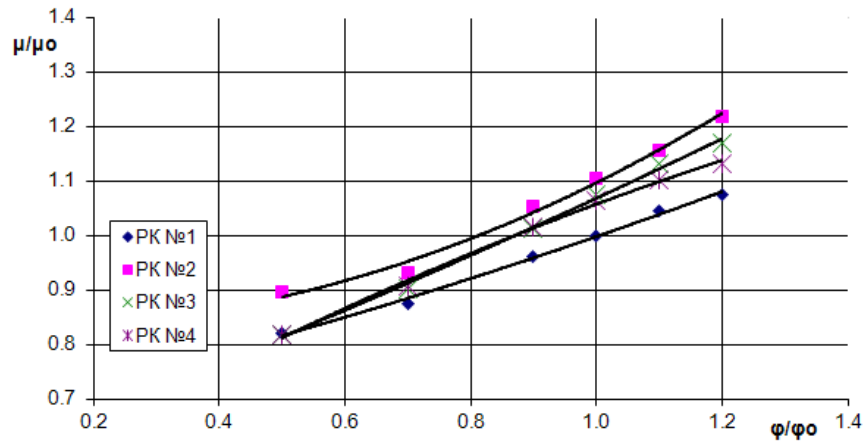


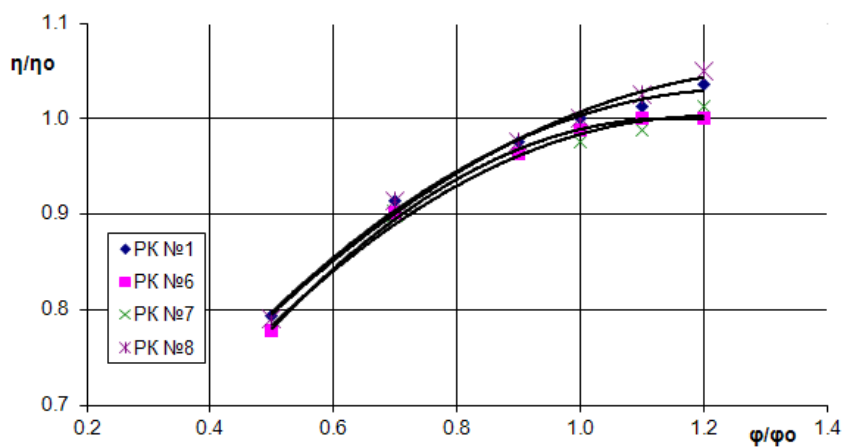
Рисунок 4. – Распределение относительных скоростей



а)



б)



в)

Рисунок 5 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Таблица 1.

Схем а РК	H, %	N, %	η, %
№2	8,2	8,9	1,2
№3	2,7	4,8	2,5
№4	6,8	6,3	

Как видно из рисунка 4, при применении лопастной решетки, выведенной из зоны поворота потока в колесе (РК №3) на тыльной стороне лопасти наблюдается значительная зона вихреобразования. Изменения в конструкции данной лопастной решетки, внесённые путём решения обратной задачи, были призваны согласовать положение лопасти с направлением течения потока в рабочем колесе после зоны поворота потока, устранив область вихреобразования (РК №4).

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что применение цилиндрических лопастей в целом привело к росту напора рабочего колеса. Это можно объяснить тем, что происходит лучшее силовое воздействие лопастной системы и потока жидкости, повышается интенсивность энергопередачи от колеса к жидкости. При этом закономерно

наблюдается некоторое снижение КПД колеса, вызванное ростом гидравлических потерь из-за изменения формы лопастей.

Особо обращает на себя внимание, тот факт, что КПД колеса схемы РК №4 остался неизменным по сравнению с эталонным колесом с пространственными лопастями. Исходя из совокупности изменений параметров напора и КПД, схему №4 можно назвать оптимальной.

Выводы

В результате проведенного численного исследования была обоснована возможность применения лопастей цилиндрической формы в центробежных рабочих колесах низкой быстроходности исходя из оценки его КПД. При этом удалось выявить положительный эффект роста напора колеса.

Список литературы

- 1 Караханьян В. К. Энергосбережение и повышение энергоэффективности насосного оборудования в России в период до 2020 г / В. К. Караханьян // Насосы&Оборудование. – 2010. – № 4 (63) - 5 (64). – С. 4–6.
- 2 Твердохлеб И. Б. О стоимости жизненного цикла насосов / И. Б. Твердохлеб, А. В. Костюк // Насосы&Оборудование. – 2010. – № 3 (62). – С. 26–28.
- 3 Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. Executive Summary. // Hydraulic Institute and Europump. Published by Elsevier Ltd., January 2001.
- 4 Олыштынский, П. Л. Учет особенностей рабочего процесса направляющего аппарата для повышения технического уровня центробежного насоса [Текст] : диссертация на соискание научной степени канд. техн. наук / Олыштынский П. Л. ; науч. рук. И.Б. Твердохлеб. – Сумы : СумГУ, 2016. – 166 с.
- 5 Ржебаева, Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст] : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
- 6 Ковалёв, И. А. Ступень низкой удельной быстроходности: особенности рабочего процесса, нетрадиционные способы повышения напорности [Текст] / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – №4. – С. 35-39.
- 7 Воробьев В.М. Новые технологические процессы изготовления рабочих колес гидравлических лопаточных машин [Электронный ресурс] / В.М. Воробьев, И. В. Филатова – Режим доступа: <http://www.avert-mntc.ru/component/content/article/48-2011-11-10-12-31-01/100-2012-09-24-12-48-55.html>. – Название с экрана.
8. Материалоемкость изделий машиностроения. Термины и определения: ГОСТ 27782-88. – [Действителен от 1989-01-01]. – М. : Госстандарт СССР, 1988. – 6 с.
9. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования: РД 26-06-57-86. – [Действителен от 1986-11-01]. – М. : ВНИИгидромаш, 1986. – 51 с.
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. –М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
11. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2010. – 261 р. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

Стаття надійшла до редакції 09.12.2016.