

УДК 629.3

В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. С. Бураков

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ИХ ПОДАЧИ

UDC 629.3

V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, A. S. Burakov

RESEARCH INTO CENTRIFUGAL PUMPS AND TECHNIQUES OF THEIR FEED REGULATION

Аннотация

Разработаны средства и проведены экспериментальные исследования центробежных насосов. Определены рабочие и кавитационные характеристики насосов. С использованием положений теории подобия проведен сравнительный анализ дроссельного и частотного способов регулирования подачи. Установлено, что при частотном регулировании затраты энергии при снижении подачи на 50 % уменьшаются в 6,25...7,56 раза.

Ключевые слова:

центробежный насос, стенд, рабочие и кавитационные характеристики, частотное и дроссельное регулирование подачи.

Abstract

The experimental studies of centrifugal pumps have been carried out. Operating and cavitation characteristics of pumps are determined. The comparative analysis of the frequency and throttle methods of feed control is made with the use of the similarity theory. It is determined that with the frequency regulation, if the feed is reduced by 50 %, the energy consumption decreases by 6,25...7,56 times.

Key words:

centrifugal pump, stand, operating and cavitation characteristics, frequency and throttle feed regulation.

Центробежные насосы относятся к лопастным динамическим гидромашинам. Благодаря своим достоинствам, к которым относятся высокая производительность, простота конструкции, невысокая стоимость, эти насосы получили широкое применение в системах водоснабжения и водоотведения. В связи с подачей больших объемов воды работа этих систем характеризуется значительными затратами энергии. Поэтому исследования, направленные на оценку эффективности, совершенствование и поиск наиболее выгодных режимов работы центробежных насосов, являются, безусловно, актуальными.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований центробежных насосов, выполненных на специально созданном для этих целей стенде [1].

Объектом исследований являлись центробежные насосы консольного типа 1К8/18.

Разработанный стенд позволяет проводить исследования одиночных насосов, а также исследовать совместную работу двух насосов при их последовательном и параллельном соединении.

Стенд состоит из двух одинаковых насосных агрегатов, гидробака, соединительной и регулирующей арматуры.

ры, пульта управления и информационно-измерительной системы. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели ($N_{\text{ном}} = 1,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ об/мин}$). Все устройства стенда установлены на единой раме.

Информационно-измерительная система включает электронные датчики давления, позволяющие измерять избыточные и вакуумметрические давления на входах и выходах насосов, магнитный расходомер, приборы для измерения мощности. На стенде предусмотрена цифровая индикация результатов измерений, а также имеется возможность подключения к ПЭВМ.

В ходе экспериментальных исследований были определены рабочие и кавитационные характеристики двух насосов типа 1К8/18.

Рабочие характеристики представлены на рис. 1 ($N_{\text{н1}}$ и $N_{\text{н2}}$ – мощности насосов; H_1 и H_2 – напоры; $\eta_{\text{а1}}$ и $\eta_{\text{а2}}$ – КПД насосных агрегатов; $\eta_{\text{н1}}$ и $\eta_{\text{н2}}$ – КПД насосов; Q – подача насосов). Индекс в обозначении соответствует номе-

ру насоса. Несмотря на то, что испытывались два одинаковых насоса, как видно из рис. 1, имеется некоторый разброс их характеристик. Максимальные значения напоров находятся в пределах 20 м. Максимальные значения КПД испытанных насосов находятся в пределах 0,46...0,48, максимальные значения КПД насосных агрегатов – 0,36...0,40. По данным литературы максимальные значения КПД центробежных насосов достигают 0,8, а это значит, что по отношению к лучшим современным конструкциям у испытанных насосов КПД ниже на 40,0...42,5%. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости совершенствования конструкции насосов 1К8/18, в первую очередь, лопастной системы рабочего колеса.

На номинальном режиме работы (при подаче $8 \text{ м}^3/\text{ч}$) напор насосов находится в пределах 18,0...18,6 м. КПД насосов в диапазоне подач $(1,8...4,3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ находится в пределах 0,40...0,48.

На рис. 2 приведены кавитационные характеристики первого насоса (H_v – вакуумметрическая высота всасывания).

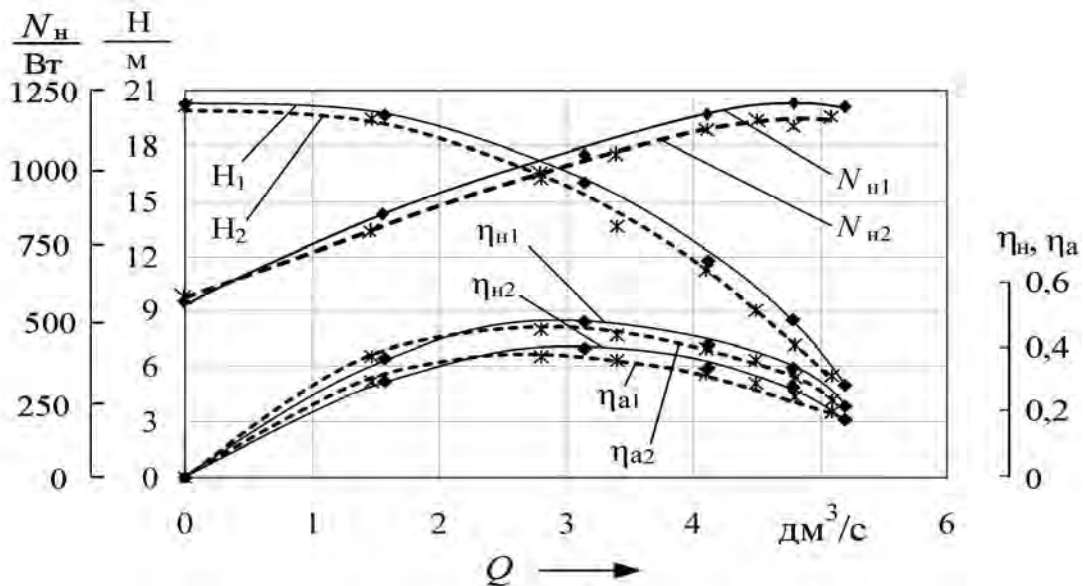


Рис. 1. Рабочие характеристики центробежных насосов консольного типа 1К8/18

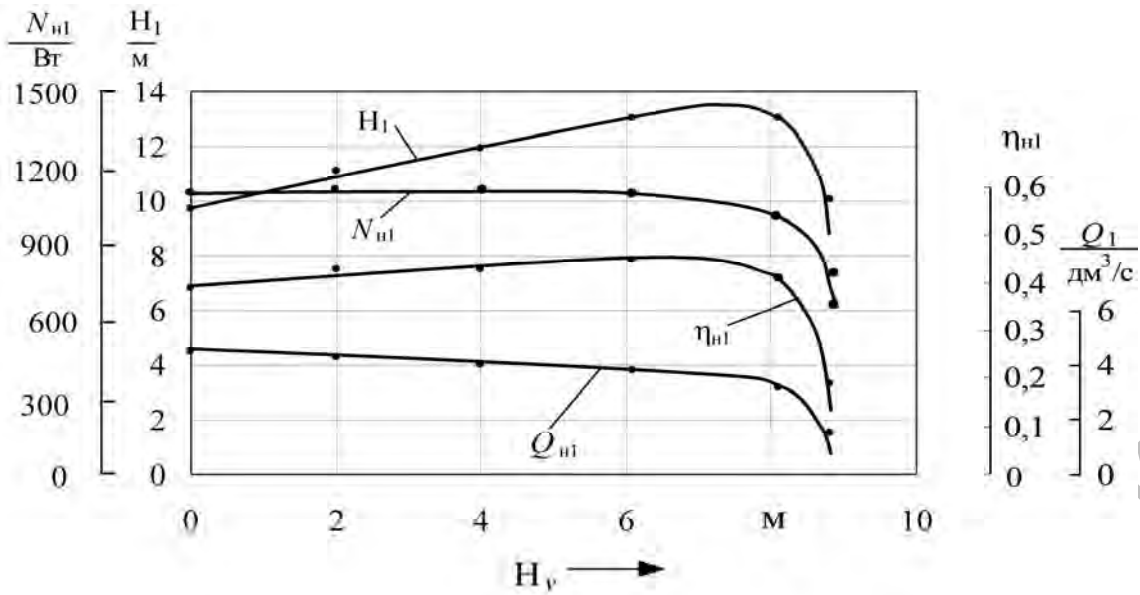


Рис. 2. Кавитационные характеристики насоса

Анализ кавитационных характеристик испытанных насосов показал, что критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $H_v^{кр}$ составляет примерно 8 м.

На рис. 3 и 4 приведены характеристики насосов при их параллельной и последовательной работе.

Испытания насосов при их параллельном соединении показали, что в

этом случае значительно расширяется диапазон подач. Установлено, что общий КПД агрегата превышает значение 0,4 в диапазоне подач 3,3...8,2 дм³/с.

При последовательном включении насосов напор агрегата практически удваивается, по сравнению с напором одиночного насоса, и достигает значения 40 м.

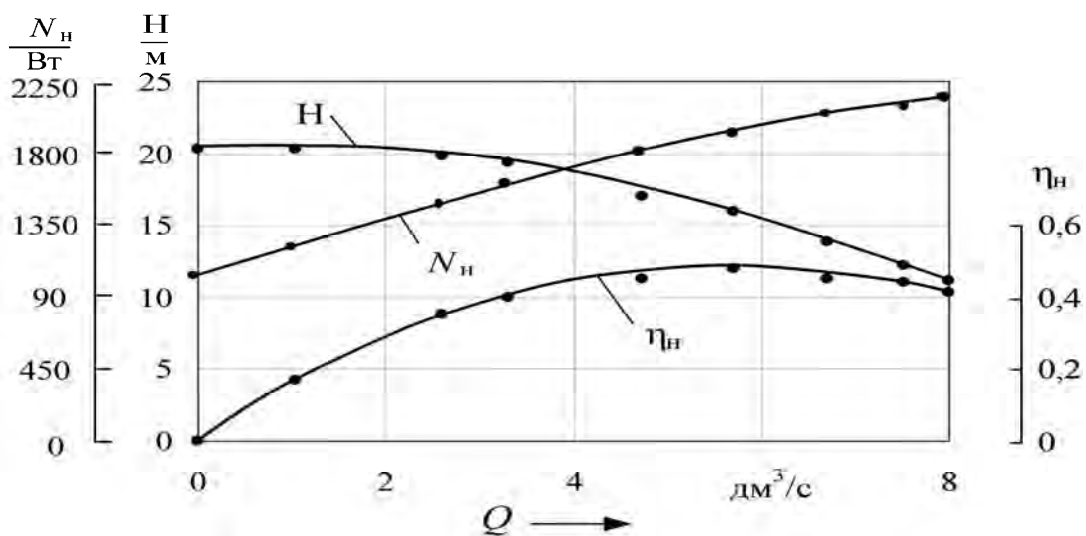


Рис. 3. Рабочие характеристики насосного агрегата при параллельном включении насосов

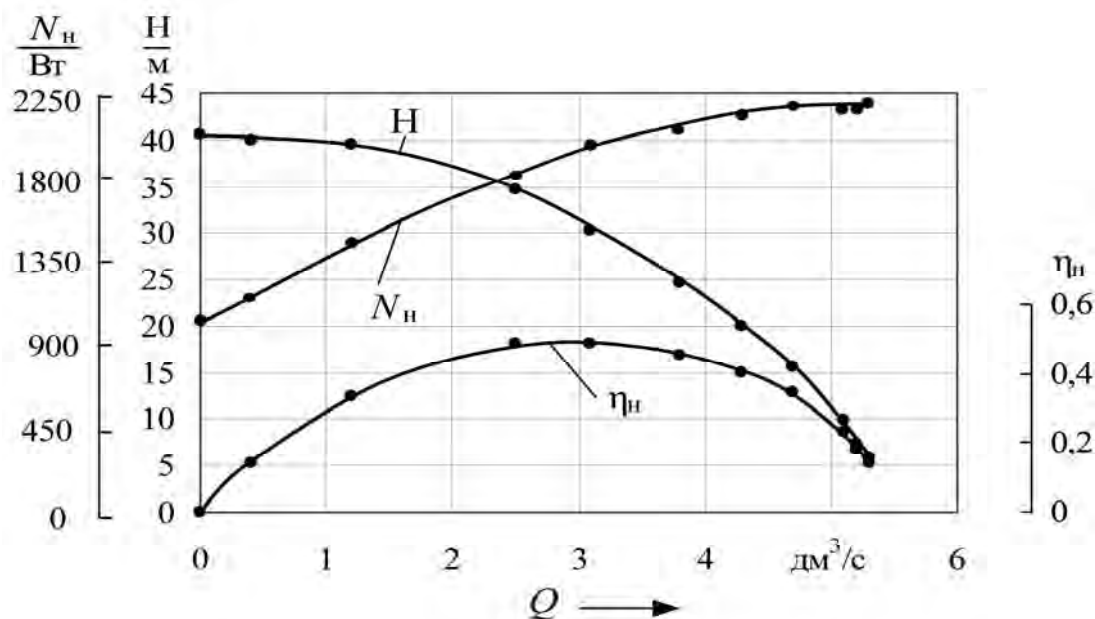


Рис. 4. Рабочие характеристики насосного агрегата при последовательном включении насосов

В настоящее время значительное внимание уделяется вопросам регулирования подачи насосных установок и поиску технических решений, позволяющих решать задачи энергосбережения. Применительно к центробежным насосам возможны два основных способа регулирования: дроссельное и частотное. Дроссельное регулирование обеспечивается за счет дросселирования (изменения сопротивления) сети. При частотном регулировании требуемая подача обеспечивается путем изменения частоты вращения вала насоса. При этом для привода насоса необходимо использовать электродвигатели с частотным регулированием.

Для оценки эффективности указанных выше способов регулирования подачи были проведены исследования по определению рабочих характеристик на частичных скоростных режимах, а также характеристик сети, имеющей различные гидравлические сопротивления. Результаты этих исследований приведены на рис. 5.

Штриховой линией на рис. 5 изображены характеристики сети, представляющие собой, по сути, зависи-

мость потребного напора на входе от расхода. Сеть представляла собой систему трубопроводов с регулирующей и присоединительной арматурой, соединяющих вход насоса с гидробаком (потребителем). Каждая характеристика сети была определена экспериментально при определенном гидравлическом сопротивлении.

Рабочие характеристики насоса $H(n_1) - Q$ и $N(n_1) - Q$ были получены экспериментально (см. рис. 1). Определялись эти характеристики при частоте вращения вала насоса $n_1 = 3000$ об/мин. В скобках при H и N_n указаны частоты вращения, при которых определялись эти характеристики. Так, например, если частота вращения равна $0,8n_1$, то это означает, что характеристика определена при 2400 об/мин.

Для перехода от внешних рабочих характеристик к характеристикам на частичных скоростных режимах использовались законы пропорциональности теории подобия, которые имеют следующий вид [2, 3]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2};$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (1)$$

$$\frac{N_{H1}}{N_{H2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3,$$

где n_2 – частота вращения вала насоса, при которой определялись соответст-

вующие значения Q_2 , H_2 и N_{H2} насоса на частичных скоростных режимах. С использованием выражений (1) были рассчитаны рабочие характеристики насоса на частичных скоростных режимах. При определении этих характеристик частота вращения вала насоса изменялась от n_1 до $0,4n_1$, т. е. от 3000 до 1200 об/мин.

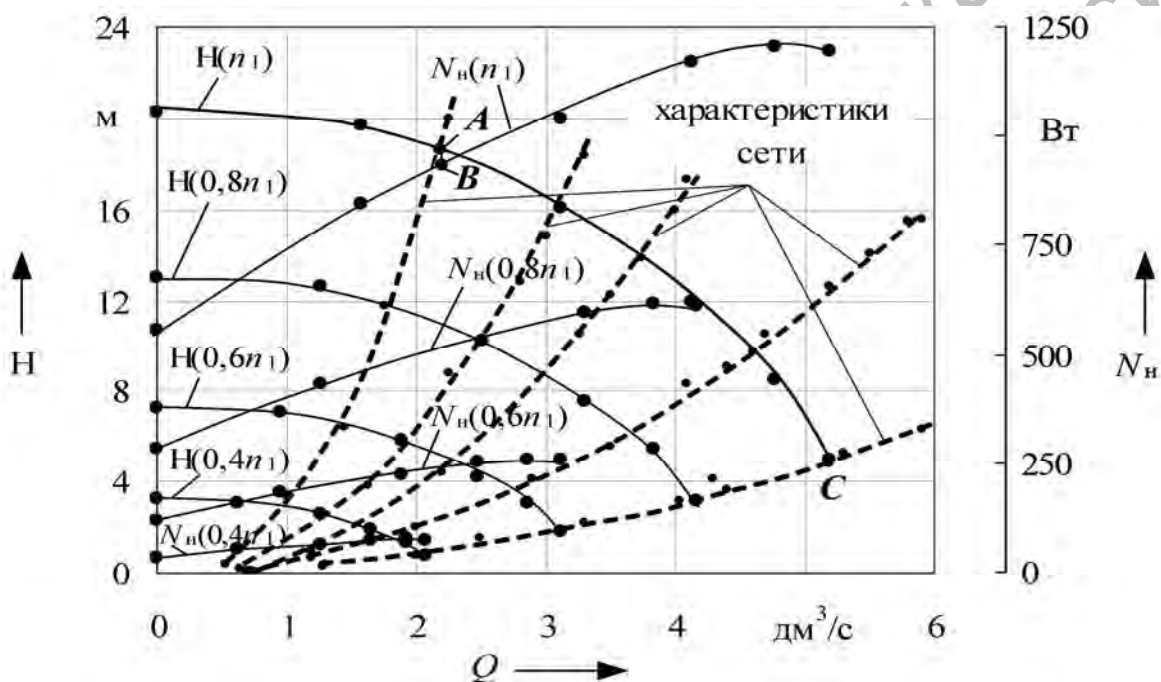


Рис. 5. Характеристики насоса и сети на различных режимах работы

Точка пересечения характеристик насоса $H-Q$ с соответствующей характеристикой сети определяет рабочий режим насосной установки. Так, например, точка A определяет рабочий режим насосной установки при работе на номинальном режиме (при этом насос работает на внешней характеристике $H(n_1)-Q$). В этом случае напор насоса равен примерно 19 м, расход в сети – $2,2 \text{ дм}^3/\text{с}$, а мощность насоса $N_H(n_1) - 930 \text{ Вт}$ (точка B). Таким образом, для нахождения мощности насоса необходимо определить рабочий режим насос-

ной установки, характеризуемый координатами точки пересечения характеристики сети с характеристикой насоса $H-Q$. Затем, при полученном значении Q по графику N_H-Q для соответствующей частоты вращения вала насоса определяют значение мощности. Все необходимые для этого графики приведены на рис. 5.

Для оценки эффективности регулирования расхода в сети предложено использовать специальный показатель $l_{уд}$, Дж/дм³, представляющий собой удельную работу, затрачиваемую на по-

дачу единицы объема жидкости от источника до потребителя:

$$l_{\text{уд}} = \frac{A}{V}, \quad (2)$$

где A – работа (энергия), Дж; V – объем жидкости, на подачу которой затрачена энергия A , м³.

Значение $l_{\text{уд}}$ можно определить и из выражения

$$l_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{н}}}{Q}, \quad (3)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность насоса (на входе), Вт; Q – расход жидкости в сети, дм³/с.

С использованием указанного оценочного показателя выполнен анализ эффективности способов регулирования расхода, результаты которого приведены на рис. 6.

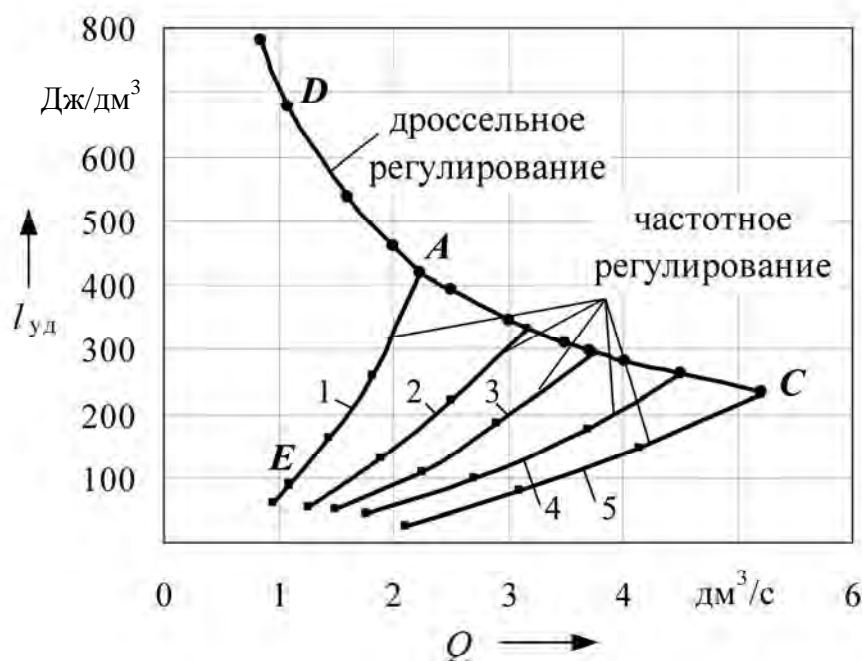


Рис. 6. Влияние способа регулирования на эффективность подачи

В соответствии с характеристикой CAD изменяется $l_{\text{уд}}$ при дроссельном регулировании. Точки C и A соответствуют рабочим режимам насосной установки, отмеченным этими же буквами на рис. 5 (точка A соответствует номинальному режиму работы насоса). Характеристика $l_{\text{уд}} = f(Q)$ при дроссельном регулировании в области высоких подач насоса более пологая. Это значит, что регулирование расхода в сети с использованием дроссельного способа предпочтительнее осуществлять в области высоких подач насоса, т. е. при

работе насоса на сеть с низким гидравлическим сопротивлением.

Характеристики 1–5 обеспечиваются при частотном способе регулирования. Точки пересечения характеристик 1–5 с характеристикой CAD соответствуют работе насоса на внешней характеристике (при $n = 3000$ об/мин) на сети с различным гидравлическим сопротивлением.

Предположим, что насос работает на внешней характеристике, соответствующей точке A (номинальный режим, $Q = 2,2$ дм³/с, $l_{\text{уд}} = 425$ Дж/дм³), а рас-

ход в сети необходимо снизить на 50 % (в 2 раза), т. е. обеспечить $Q = 1,1 \text{ дм}^3/\text{с}$. При дроссельном регулировании $l_{\text{уд}}$ увеличится и достигнет значения $680 \text{ Дж}/\text{дм}^3$ (точка *D*), а при частотном – снизится, достигнув значения $90 \text{ Дж}/\text{дм}^3$ (точка *E*). Таким образом, для достижения одной цели затраты энергии при частотном регулировании в 7,56 раза ниже, чем при дроссельном.

Рассмотрим теперь другой случай. Предположим, что насос работает на сеть с низким гидравлическим сопротивлением (точка *C*). При этом значение $Q = 5,4 \text{ дм}^3/\text{с}$. Расход в сети необходимо также снизить на 50 %, т. е. обеспечить $Q = 2,7 \text{ дм}^3/\text{с}$. При дроссельном регулировании $l_{\text{уд}}$ увеличится с 230 до $375 \text{ Дж}/\text{дм}^3$, а при частотном – снизится с 230 до $60 \text{ Дж}/\text{дм}^3$. Таким образом, в этом случае при частотном регулировании затраты энергии ниже, чем при дроссельном, в 6,25 раза.

Как следует из рассмотренных примеров, снижение расхода в сети в

2 раза путем частотного регулирования, по сравнению с дроссельным, позволяет снизить потребление энергии от 6,25 до 7,56 раза.

Заключение

Разработан стенд и проведены всесторонние экспериментальные исследования характеристик центробежных насосов консольного типа 1К8/18 (одиночного насоса, а также двух насосов при их последовательном и параллельном включении).

Установлено, что максимальные значения КПД испытанных насосов не превышают 0,48, что требует совершенствования их конструкции.

Анализ двух основных способов регулирования расхода в сети (дроссельного и частотного) показал, что при двукратном снижении расхода частотный способ регулирования позволяет снизить энергопотребление, по сравнению с дроссельным, в 6,25...7,56 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мрочек, В. И. Экспериментальные исследования центробежных насосов / В. И. Мрочек, Т. В. Мрочек, А. А. Рощина // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – Ч. 2. – С. 51–52.
2. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 7 марта 2012 года

Владимир Иванович Мрочек, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0293-59-09-16.

Татьяна Владимировна Мрочек, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: bjd2@rambler.ru.

Алексей Сергеевич Бураков, студент, Белорусско-Российский университет.

Vladimir Ivanovich Mrochek, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0293-59-09-16.

Tatiana Vladimirovna Mrochek, PhD, Belarusian-Russian University. E-mail: bjd2@rambler.ru.

Aleksei Sergeevich Burakov, student, Belarusian-Russian University.