

Научная статья
УДК 62-137: 622; 622.7
DOI: 10.2109/2227-9245-2024-30-1-81-89

Этапы технического совершенствования центробежных насосов шахтного водоотлива

Евгений Олегович Чураков¹, Владимир Николаевич Макаров²,
Николай Владимирович Макаров³, Анна Михайловна Бельских⁴

¹ООО СМНП «Экспертналадка», г. Екатеринбург, Россия

^{2,3,4}Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

¹tschurakov.102.evgeniy@mail.ru, ²ur.intelnedra@mail.com, ³mnikolay84@mail.ru, ⁴belskikh-2015@mail.ru

Информация о статье

Поступила в редакцию
01.11.2023

Одобрена после
рецензирования 18.02.2024

Принята к публикации
20.02.2024

Ключевые слова:
центробежные насосы,
напор, коэффициент
полезного действия,
гидродинамическая
нагруженность,
энергоэффективность
водоотлива, лопасти
рабочего колеса,
уровни технического
совершенства, рудничный
водоотлив, шахтный
водоотлив, корреляция,
секция насоса

Показана своевременность глубокого анализа изменения основных гидродинамических параметров центробежных насосов, как для главного водоотлива шахт в зависимости от их глубины и ретроспективы времени, так и для обогатительных фабрик различных технологических переделов. Тема исследований – установление требований к характеристикам водоотливного насосного оборудования, обусловленных современными потребностями по добыче полезных ископаемых в условиях технических и экономических возможностей производства горных работ с учётом геологических особенностей наиболее доступных разведанных и принятых к разработке месторождений. Цель – установление корреляционных зависимостей характеристик эксплуатируемых центробежных секционных насосов с глубинами шахт, обусловленными потребностями производства горных работ по добыче полезных ископаемых подземным способом. Задачи исследования: установить основные исторические этапы уровней технического развития центробежных насосов для шахтного водоотлива и их взаимосвязи с фактическими глубинами производства горнодобывающих работ; предложить конструктивные решения по повышению энергоэффективности и гидродинамической нагруженности центробежных насосов с использованием вихревых методов управления течением потока в рабочем колесе насоса. Результаты: установлены три основных этапа технического совершенствования центробежных насосов для шахтного водоотлива за последние 80 лет. За критерии оценки уровня технического совершенства центробежных насосов для шахтного водоотлива приняты их коэффициент полезного действия (КПД), характеризующий энергоэффективность и экономичность оборудования, и коэффициент напора, как показатель оценки уровня гидродинамической нагруженности рабочего колеса центробежного насоса. Установлено наличие корреляции между коэффициентами напора и полезного действия в зависимости от глубин шахт соответствующего исторического периода. Построены теоретические зависимости и показаны перспективы изменения коэффициента напора и полезного действия центробежных насосов в ближайшее десятилетие для обеспечения их высокой энергоэффективности при существующей динамике развития шахтостроения. Выводы: получены корреляционные зависимости между коэффициентом напора, КПД центробежных секционных насосов и потребной высотой подъёма воды шахтного водоотлива. Из анализа конструкций рабочих колёс рассматриваемых центробежных секционных насосов, разработанных по теории Л. Эйлера, следует, что дальнейшее увеличение коэффициента напора ступени классическими методами достигло своего предела и дальнейшее его повышение возможно исключительно за счёт совершенствования гидродинамических процессов с применением вихревых методов управления течением в проточно-гидравлической части насоса. С помощью корреляционных уравнений представлены прогнозные значения коэффициентов напора и КПД, исходя из анализа потребных параметров центробежных секционных насосов, определяемых динамикой развития шахтостроения.

Stages of Technical Improvement of Mine Drainage Centrifugal Pumps

Evgeny O. Churakov¹, Vladimir N. Makarov², Nikolay V. Makarov³, Anna M. Belskikh⁴

¹Limited Liability Company "Specialized Installation and Commissioning Enterprise"

"Expertnaladka", Yekaterinburg, Russia

^{2,3,4}Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia

¹tschurakov.102.evgeniy@mail.ru, ²ur.intelnedra@mail.com, ³mnikolay84@mail.ru, ⁴belskikh-2015@mail.ru

Information about the article

Received November 1, 2023

Approved after review
February 18, 2024

Accepted for publication
February 20, 2024

Keywords:

centrifugal pumps, pressure, efficiency, hydrodynamic loading, energy efficiency of drainage, impeller blades, levels of technical excellence, mine drainage, mine drainage, correlation, pump section

The article shows the timeliness of an in-depth analysis of changes in the main hydrodynamic parameters of centrifugal pumps for the main drainage of mines, depending on their depth and time history, as well as for processing plants of various technological processes. The requirements for the characteristics of drainage pumping equipment, determined by modern needs for mining in the conditions of technical and economic possibilities for mining, taking into account the geological features of the most accessible deposits explored and accepted for development are determined up by the authors. The aim of the research is to correlate dependencies of the operated centrifugal sectional pumps characteristics with the depths of mines, determined by the needs of mining operations for the extraction of minerals using the underground method. Research objectives are as follows: to establish the main historical stages of the technical development levels of centrifugal pumps for mine drainage and their relationship with the actual depths of mining operations; to propose design solutions to increase energy efficiency and hydrodynamic loading of centrifugal pumps using vortex methods to control the flow of flow into the pump impeller. As a result three main stages of technical improvement of centrifugal pumps for mine drainage over the past 80 years have been established. The criteria for assessing the level of technical excellence of centrifugal pumps for mine drainage in this study are their efficiency, which characterizes the energy efficiency and cost-effectiveness of the equipment, and the pressure coefficient, as an indicator for assessing the level of hydrodynamic loading of the impeller of a centrifugal pump. It has been established that there is a correlation between the pressure and efficiency coefficients depending on the depths of the mines of the corresponding historical period of time. Theoretical dependencies are constructed and the prospects for changes in the pressure coefficient and the effective action of centrifugal pumps in the next decade are shown to ensure their high energy efficiency given the current dynamics of development of mine construction. Correlation dependences between the efficiency coefficient, efficiency of centrifugal sectional pumps and the required height of mine drainage water lifting have been obtained. From the impeller designs analysis of the considered centrifugal sectional pumps, developed according to the theory of L. Euler, it follows that further increase of the stage head coefficient by classical methods has reached its limit and its further increase is possible only through the improvement of hydrodynamic processes with the use of vortex methods of flow control in the flow-hydraulic part of the pump. With the help of correlation equations the predicted values of head coefficients and efficiency are presented based on the analysis of required parameters of centrifugal sectional pumps determined by the dynamics of mine construction development.

Введение. Основные потребности шахтного водоотлива для осушения месторождений полезных ископаемых формируются на следующих основных параметрах: приток воды в горные выработки, высота подъема воды для её полного удаления из шахты, эффективность процесса удаления воды. Полная геодезическая высота подъема воды в большинстве случаев тесно связана с глубиной ведения горных работ и непосредственно с глубиной самой шахты. По этой причине требования к характеристикам водоотливного насосного оборудования возникают от современных потребностей по добыче по-

лезных ископаемых в условиях технических и экономических возможностей производства горных работ с учётом геологических особенностей наиболее доступных разведанных и принятых к разработке месторождений. Исторически добыча полезных ископаемых велась с наиболее доступных к разработке месторождений, которые в настоящее время постепенно заканчиваются. Дальнейшая эксплуатация разрабатываемых месторождений углубляется, усложняется, возникает потребность в освоении новых месторождений с более сложными геологическими и, следовательно, экономическими условиями. Исчер-

паемость полезных ископаемых обуславливает переход от простых месторождений к более сложным и неминуемо приводит горное производство с каждым десятилетием к тенденции увеличения глубин ведения горных работ, что требует повышения уровня технологичности энергоэффективности шахтного водоотлива. Таким образом, актуальным вопросом является установление соответствия уровня технического развития применяемого насосного оборудования и фактических глубин производства горнодобывающих работ.

Объект исследования – шахтные центробежные секционные насосы. **Предмет** – исследование процесса изменения характеристик эксплуатируемых центробежных насосов в зависимости от глубины шахт во времени. Способ аргументации: анализ исторических данных из общедоступных источников с применением критериев оценки уровней технического совершенства центробежных насосов.

Цель исследования: установить корреляционную связь основных исторических закономерностей развития центробежных насосов для шахтного водоотлива и их взаимосвязи с фактическими глубинами шахт, обусловленными потребностями производства горных работ по добыче полезных ископаемых подземным способом.

Современное состояние проблемы. Для главного водоотлива горных предприятий характерно применение шахтных центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 70 \div 100$, что соответствует диапазонам тихоходных и нормальных рабочих колёс, которые позволяют создавать значительный напор на одну ступень насоса, и это достаточно важно, потому что типовая конструкция насоса ограничена максимально возможным количеством ступеней в одном агрегате и, как правило, составляет не более десяти штук. Для создания повышенного напора на одну ступень при сохранении частоты вращения насоса требуются высокие скорости потока при выходе с рабочего колеса, которые достигаются за счёт увеличенного диаметра рабочего колеса. Однако данные конструктивные особенности сопровождаются недостатками в виде сниженного КПД по причине увеличивающихся потерь на трение перекачиваемой жидкости о поверхность рабочего колеса, кроме того, создаваемый при этом повышенный динамический напор сопровождается потерями в процессе преобразования его в статический [10; 12; 13]. Ещё одним

недостатком тихоходных рабочих колёс является низкая адаптивность, так как на сравнительно ранней стадии отклонения режима работы от номинального возникает нарушение стабильности потока в области выходных кромок лопастей, что приводит к дополнительным потерям энергии на вихреобразование, эти процессы имеют подтверждения в зарубежных исследованиях [7; 17].

В большинстве случаев на горных предприятиях насосы главного водоотлива работают в допустимом рабочем диапазоне, т. е. отличающемся от номинального расчётного режима, соответственно, эксплуатация насосов происходит с нарушением стабильности потока в проточно-гидравлической части, что приводит к снижению энергоэффективности центробежных насосов [6]. Особенно негативно нестабильность потока выражается при отклонении режима работы центробежного насоса от номинального в область пониженной производительности при повышенном напоре. В таком режиме эксплуатации активным образом возникают застойные области, которые впоследствии превращаются в локальные вихри с возможностью развития и перехода в отрывные вихри, такие гидродинамические процессы оказывают негативное влияние на эффективность передачи энергии потоку жидкости от вращения центробежного рабочего колеса насоса [8; 10; 14]. В зарубежных исследованиях отмечается, что нестабильность потока жидкости является самым весомым негативным фактором снижения эффективности работы центробежного насоса [9; 15]. Рассмотренные режимы работы центробежных насосов сопровождаются усилением скачков давления, образованием колебаний от гидродинамического взаимодействия выходных кромок лопастей с кромками лопаточного отвода в нагнетательной части корпуса [15–17], и, соответственно, на деталях насоса возникает повышенная вибрация, вызванная гидродинамическими явлениями в проточно-гидравлической части насоса [8; 9]. Перечисленные негативные процессы сопровождаются потерями энергии и, следовательно, снижают эффективность работы современных центробежных насосов.

Описание методов исследования. На рисунке 1 из открытых и доступных источников информации приведена выборка глубин шахт, эксплуатируемых на территории СССР и после на территории постсоветского пространства в соответствующие годы. Из приведённой выборки данных статистически

выделены две зависимости функции времени запусков шахт в эксплуатацию: средняя глубина шахты ($H_{\text{ср}}$) и максимальная глубина шахты ($H_{\text{макс}}$). Эти зависимости возможно выразить эмпирическими уравнениями регрессии. Средняя глубина шахты

$$H_{\text{ср}} = 6,7 \cdot 10^{-49} \cdot T^{15,456}, \text{ м}, \quad (1)$$

где T – год запуска шахты в эксплуатацию, год.

При этом среднеквадратическое отклонение составляет $R^2=0,70$. Максимальная глубина шахты выражается эмпирическим уравнением регрессии

$$H_{\text{макс}} = 5,83 \cdot 10^{-69} \cdot T^{21,631}, \text{ м}, \quad (2)$$

где T – год запуска шахты в эксплуатацию, год.

При среднеквадратическом отклонении $R^2 = 0,87$.

За критерии оценки уровня технического совершенства центробежных насосов для шахтного водоотлива в данном исследовании приняты КПД, так как КПД характеризует показатели энергоэффективности и экономичности оборудования, и коэффициент напора (ψ), который является показателем оценки уровня гидродинамической нагруженности рабочего колеса центробежного насоса

$$\psi = 2gH / u_2^2, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; H – напор, м, u_2 – окружная скорость на выходе с рабочего колеса, м/с .

На рисунках 2, 3 приведены коэффициенты напора и полезного действия разработанных и массово применяемых центробеж-

ных секционных насосов для шахтного водоотлива в соответствующие годы. Зависимости коэффициентов напора и КПД в функции времени также возможно выразить эмпирическими уравнениями регрессии:

$$\psi = -5,6412 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,2295 \cdot T - 232,28; \quad (4)$$

$$\eta = -2,804 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,1139 \cdot T - 114,91. \quad (5)$$

При этом среднеквадратическое отклонение составляет $R^2 = 0,82$ и $R^2 = 0,90$ соответственно.

В историческом развитии центробежного насосного оборудования для водоотлива шахт прослеживается несколько основных этапов (см. рис. 2, 3).

Первый этап (период до начала 1940-х гг.) характеризуется использованием центробежных многоступенчатых насосов со спиральными отводами, например: 8НДВ и центробежных насосов секционного типа КСМ [1].

Центробежные многоступенчатые спиральные насосы являются более энергоэффективными за счёт отвода жидкости от рабочего колеса спиральным отводом, но недостатком такой конструкции являются сравнительно большие габариты и большая удельная масса [Там же]. Применяемые в те годы спиральные насосы состояли из 2÷4 ступеней и имели невысокий максимальный напор агрегата, которого было достаточно для ведения горных работ на глубинах шахт тех лет. Для спиральных насосов характерна сравнительно большая надёжность в работе, а также конструкции этих насосов обладают более удобной компоновкой для выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту агрегата.

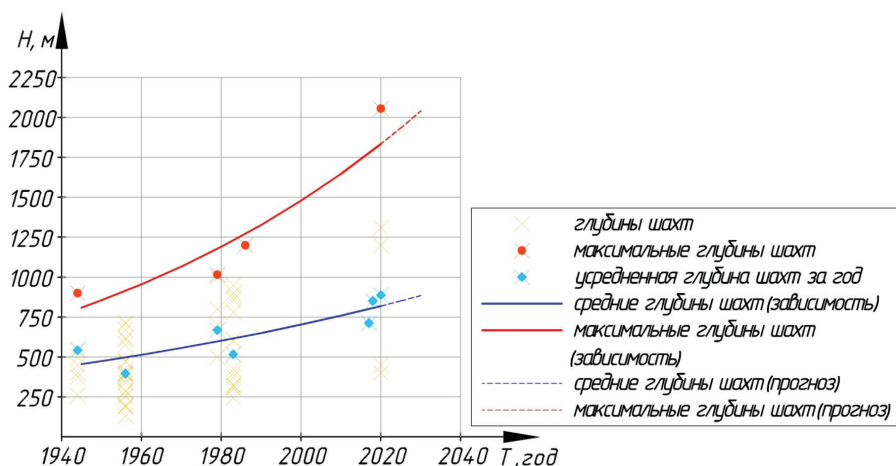


Рис. 1. Глубины шахт на территории СССР и после на территории постсоветского пространства в соответствующие годы эксплуатации / **Fig. 1.** Depths of mines on the territory of the USSR and after on the territory of the post-Soviet space in the corresponding years of exploitation

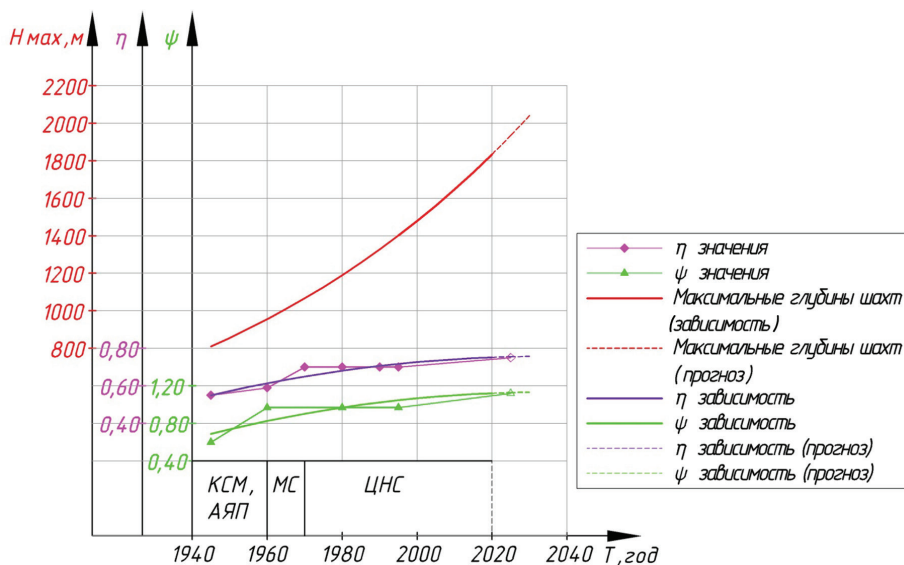


Рис. 2. Зависимости КПД и коэффициента напора применяемых центробежных секционных насосов и максимальных глубин шахт на территории СССР и после на территории постсоветского пространства в соответствующие годы эксплуатации / **Fig. 2.** Efficiency dependencies and pressure coefficient of applied centrifugal sectional pumps and maximum depths of mines on the territory of the USSR and after on the territory of the post-Soviet space in the corresponding years of exploitation

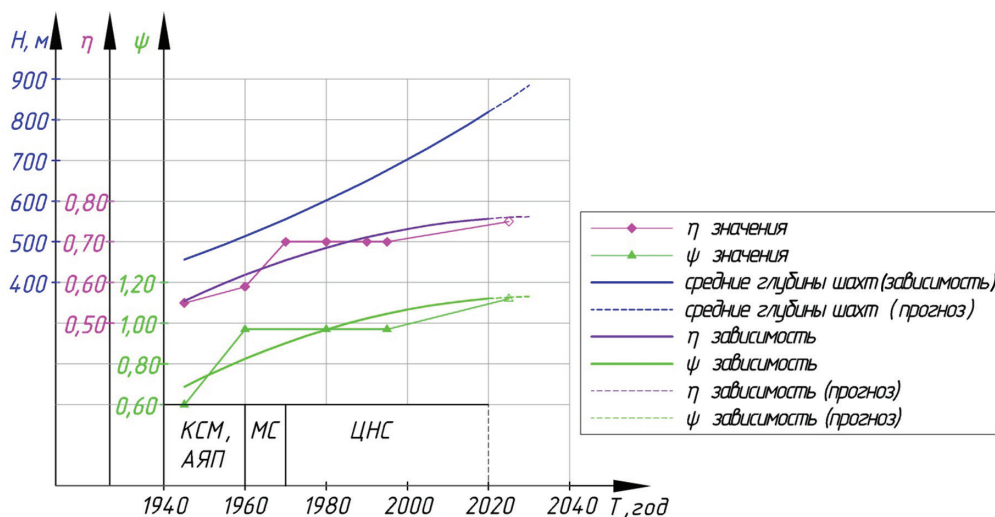


Рис. 3. Зависимости КПД и коэффициента напора применяемых центробежных секционных насосов и средних глубин шахт на территории СССР и после на территории постсоветского пространства в соответствующие годы эксплуатации / **Fig. 3.** Efficiency dependencies and pressure coefficient of applied centrifugal sectional pumps and average depths of mines in the territory of the USSR and after in the territory of the post-Soviet space in the corresponding years of exploitation

Центробежные консольные секционные моноблочные насосы КСМ спроектированы на базе однотипных деталей, но отличаются низкой энергоэффективностью из-за повышенных потерь энергии в лопаточных отводах и переводных каналах к следующей секции насоса, а также дополнительных потерь в гидравлическом разгрузочном устройстве, служащим для компенсации осевой силы. В этот период центробежные секционные насо-

сы состояли из 3–7 секций, которых было достаточно для удовлетворения потребностей шахтного водоотлива.

Второй этап (приблизительно с 1940-х по 1970-е гг.) – это период существенного развития мощностей горного производства вследствие возрастания потребностей по добыче полезных ископаемых. В этот период конкуренции конструкций спиральных и секционных насосов было спроектировано много

моделей спиральных насосов на большие напоры агрегата, например 5М-7×8 с номинальным напором агрегата 730 м, который по рабочим характеристикам соответствовал потребностям шахтного водоотлива на актуальных глубинах того времени [1]. Существенным недостатком таких агрегатов, как 5М-7×8, является небольшая регулировка характеристик, что предусматривалось путём смены рабочих колёс, но в таком случае с рабочими колёсами для пониженных характеристик производительности и напора насос имеет сильно завышенные удельные показатели по металлоёмкости, массе и габаритам. Для решения задачи плотного покрытия полей шахтных водоотливных режимов насосами спирального типа с сопоставимой плотностью, как, например, у секционных насосов, необходима разработка большого ряда моделей насосов, значительно превышающего модельный ряд секционных насосов, т. е. требуется разработка и постановка на массовое производство сравнительно большого количества деталей, причём, например, изготовление индивидуального корпуса спирального насоса в разы сложнее, чем унифицированного секционного. Разработать и поставить на массовое производство большое количество деталей спиральных насосов возможно, но потребует много времени, финансов и других ресурсов.

Секционные насосы в этот исторический период также претерпели изменения КСМ и АЯП>МС>ЦНС. Был сформирован универсальный типоряд на основе унифицированных деталей с достаточным покрытием полей водоотливных режимов шахт. За счёт проведения оптимизации конструкций увеличился КПД. Введён государственный стандарт на секционные насосы ГОСТ 10407-70.

Третий этап (с 1970-х гг. до настоящего времени) – более широкое применение центробежных секционных насосов ЦНС [5]. Спиральные насосы с переводными трубами остаются в горном производстве там, где они уже были установлены по проекту, в новых проектах применяются секционные ЦНС. Дальнейшее развитие центробежных насосов со спиральными отводами и переводными трубами с целью увеличения напора агрегата методом увеличения числа рабочих колёс не имеет актуальности по причине ещё большего увеличения габаритов и веса

насоса. Увеличение массогабаритных показателей приводит к сложностям, а в частных случаях стеснённых горных выработок небольших шахт и малых по размерам клетей к отсутствию возможности доставки агрегата в насосную камеру, а также большие габариты и масса усложняют монтаж агрегата на месте эксплуатации. Таким образом, по совокупности недостатков большие спиральные насосы, рассчитанные на значительный напор агрегата, снимают с производства.

С 1970-х гг. по настоящее время в конструкциях и, соответственно, в гидромеханических характеристиках центробежных секционных насосов для шахтного водоотлива, массово эксплуатируемых на горнодобывающих предприятиях, не наблюдается значимых изменений, влияющих на их энергоэффективность и гидродинамическую нагруженность. Наиболее перспективным направлением повышения гидродинамической нагруженности и экономичности турбомашин является применение вихревых методов управления течением в проточной части насоса [2; 4]. В настоящее время ведётся исследование применения центробежно-вихревых насосов для шахтного водоотлива [3; 11].

Обсуждение полученных результатов. На основании полученных зависимостей H_{cp} и H_{max} заданы усреднённые ряды значений глубин шахт функции времени, соответствующие уравнениям (1), (2). Данные приведены в табл. 1 с соответствующими значениями параметров КПД и коэффициента напора, применяемых в соответствующие годы центробежных секционных насосов на главном водоотливе шахт. Результаты проведенных исследований корреляционных зависимостей параметров H_{cp} и КПД; H_{max} и КПД; H_{cp} и ψ ; H_{max} и ψ указаны в табл. 2.

Полученные корреляционные зависимости показывают историческую взаимосвязанность характеристик эксплуатируемых центробежных секционных насосов с глубинами шахт, обусловленными потребностями производства горных работ по добыче полезных ископаемых подземным способом. По итогам анализа предложены конструктивные решения по повышению энергоэффективности и гидродинамической нагруженности центробежных насосов с использованием вихревых методов управления течением потока в рабочем колесе насоса.

Таблица 1 / Table 1

Теоретические зависимости / Theoretical dependencies

Год / Year	Средняя глубина шахты (теоретическая зависимость) / Average mine depth (theoretical dependence)	Максимальная глубина шахты (теоретическая зависимость) / Maximum shaft depth (theoretical dependence)	КПД насосов / Efficiency of pumps	ψ насосов / ψ pumps
1945	457	810	0,55	0.6
1960	514	956	0,59	0.97
1970	556	1067	0,7	
1980	602	1191	0,7	0.97
1995	676	1402	0,7	0.97
2025	851	1936	0,75	1.12

Таблица 2 / Table 2

Теоретические зависимости / Theoretical dependencies

Сравниваемые параметры / Comparable parameters	Коэффициент корреляции / Correlation coefficient
Нср и КПД	0,84
Нср и ψ	0,80
Нмах. и КПД	0,82
Нмах. и ψ	0,78

Выводы. Установлены три существующих этапа технического совершенствования увеличения гидродинамической нагруженности и повышения энергоэффективности центробежных секционных насосов. Получены корреляционные зависимости между коэффициентом напора, КПД центробежных

секционных насосов и потребной высотой подъёма воды шахтного водоотлива. Из анализа конструкций рабочих колёс рассматриваемых центробежных секционных насосов, разработанных по теории Л. Эйлера, следует, что дальнейшее увеличение коэффициента напора ступени классическими методами достигло своего предела и дальнейшее его повышение возможно исключительно за счёт совершенствования гидродинамических процессов с применением вихревых методов управления течением в проточно-гидравлической части насоса. С помощью корреляционных уравнений представлены прогнозные значения коэффициентов напора и КПД, исходя из анализа потребных параметров центробежных секционных насосов, определяемых динамикой развития шахтостроения.

Список литературы

1. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. Свердловск: Metallurgizdat, 1956. 532 с.
2. Макаров В. Н., Макаров Н. В., Вакулин В. Е., Солдатенко А. А. Модификация гидродинамической теории круговых решеток шахтных турбомашин // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: материалы XVI Междунар. науч.-техн. конф. Чтения памяти В. Р. Кубачека. Екатеринбург, 2018. С. 251–254.
3. Макаров В. Н., Потапов В. Я., Чураков Е. О., Макаров Н. В. Пути повышения энергоэффективности шахтных центробежных насосов // Вестник Забайкальского государственного университета. 2021. Т. 27, № 5. С. 26–35.
4. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Лифанов А. В., Таугер В. М., Угольников А. В. Модификация вихревой теории для создания аэродинамически устойчивых круговых решеток турбомашин // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2019. № 9. С. 184–194. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194.
5. Паламарчук Н. В., Тимохин Ю. В., Потюгов С. И. Обобщенные показатели шахтного водоотлива // Прогрессивное оборудование шахтных стационарных установок: сб. науч. тр. Донецк, 1989. С. 111–115.
6. Cui B., Li J., Zhang C., Zhang Y. Analysis of Radial Force and Vibration Energy in a Centrifugal Pump // Mathematical Problems in Engineering. 2020. Vol. 6. DOI: 10.1155/2020/6080942.
7. Ivanov A. V., Strizhenok A. V. Efficiency of Dust Suppression with Aerosol Gung-s-Fogging Machines with Air-and-Fluid Jets // Journal of Mining Science. 2017. Vol. 1. P. 176–180. DOI: 10.1134/S1062739117011994.
8. Kovshov S. V., Kovshov V. P. Aerotechnogenic Evaluation of the Drilling Rig Operator Workplace at the Open-Pit Coal Mine // Ecology, Environment and Conservation Journal. 2017. Vol. 23, no. 2. P. 897–902.
9. Li Q., Li S., Wu P., Huang B., Wu D. Investigation on Reduction of Pressure Fluctuation for a Double-Suction Centrifugal Pump // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2021. Vol. 34, no. 12. P. 2–18. DOI: 10.1186/s10033-020-00505-8.

10. Li X., Chen H., Chen B., Luo X., Yang B., Zhu Z. Investigation of Flow Pattern and Hydraulic Performance of a Centrifugal Pump Impeller through the PIV Method // *Renewable Energy*. 2020. August. DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.103.
11. Novakovsky N. S., Bautin S. P. Numerical Simulation of Shock-Free Strong Compression of Gas Layer // *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 894, no. 1. DOI: 10.1088/1742-6596/894/1/12067.
12. Wang C., He X., Shi W., Wang X., Qiu N. Numerical Study on Pressure Fluctuation of a Multistage Centrifugal Pump Based on Whole Flow Field // *AIP Advances* 9. 2019. DOI: 10.1063/1.5049196.
13. Ye W., Huang R., Jiang Z., Li X., Zhu Z., Luo X. Instability Analysis under Part-Load Conditions in Centrifugal Pump // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2019. Vol. 33, no. 1. DOI: 10.1007/s12206-018-12-y.
14. Ye W., Zhu Z., Qian Z., Luo X. Numerical Analysis of Unstable Turbulent Flows in a Centrifugal Pump-Impeller Considering Curvature and Rotation Effect // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2020. Vol. 34, no. 7. DOI: 10.1007/s12206-020-0619-0.
15. Zhang N., Gao B., Wang X., Liu X., Ni D. Effects of Cutting the Blade on the Performance and Pressure Pulsation of a Centrifugal Pump // *Energy Science Engineering*. 2020. Vol. 8, no. 5. DOI: 10.1002/ese3.608.
16. Zhang N., Jiang J., Liu X., Gao B. Effect of the Staggered Impeller on Reducing Unsteady Pressure Pulsations of a Centrifugal Pump. DOI: h10.21203/rs.3.rs-308478/v1. URL: <http://www.researchsquare.com> (дата обращения: 11.09.2023). Текст: электронный.
17. Zhang N., Ni D., Jiang Q. Unsteady Flow Structure and Its Evolution in a Low Specific Speed Centrifugal Pump Measured by PIV // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. Vol. 97. P. 133–144. DOI: 10.1016/j.exptthermflusci.2018.04.013.

References

1. Veselov A. I. Mine drainage. Sverdlovsk: Metallurgizdat, 1956. (In Rus.)
2. Makarov V. N., Makarov N. V., Vakulin V. E., Soldatenko A. A. Modification of the hydrodynamic theory of circular gratings of mine turbomachines. Technological equipment for the mining and oil and gas industry: materials of the XVI International Scientific and Technical conf. Readings in memory of V. R. Kubachek. Collected articles of the XV International Scientific and Technical Conference. Readings in memory of V. R. Kubachek. Yekaterinburg, 2018. (In Rus.)
3. Makarov V. N., Potapov V. Ya., Churakov E. O., Makarov N. V. Ways to improve the energy efficiency of shaft centrifugal pumps. *Bulletin of the Transbaikal State University*, vol. 27, no. 5, pp. 26–35, 2021. (In Rus.)
4. Makarov N. V., Makarov V. N., Lifanov A. V., Tauger V. M., Ugolnikov A. V. Modification of the vortex theory for creating aerodynamically stable circular grids of turbomachines. *Mining information and Analytical Bulletin*, no. 9, pp. 184–194, 2019. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194. (In Rus.)
5. Palamarchuk N. V., Timokhin Yu. V., Potyugov S. I. Generalized indicators of mine drainage. *Progressive equipment of mine stationary installations. Collected scientific papers*. Donetsk, 1989. (In Rus.)
6. Cui B., Li J., Zhang C., Zhang Y. Analysis of Radial Force and Vibration Energy in a Centrifugal Pump. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 6, 2020. DOI: 10.1155/2020/6080942. (In Eng.)
7. Ivanov A. V., Strizhenok A. V. Efficiency of Dust Suppression with Aerosol Gung-s-Fogging Machines with Air-and-Fluid Jets. *Journal of Mining Science*, vol. 1, pp. 176–180, 2017. DOI: 10.1134/S1062739117011994. (In Eng.)
8. Kovshov S. V., Kovshov V. P. Aerotechnogenic evaluation of the drilling rig operator workplace at the open-pit coal mine. *Ecology, Environment and Conservation Journal*, vol. 23, no. 2, pp. 897–902, 2017. (In Eng.)
9. Li Q., Li S., Wu P., Huang B., Wu D. Investigation on Reduction of Pressure Fluctuation for a Double-Suction Centrifugal Pump. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 34, no. 12, pp. 2–18, 2021. DOI: 10.1186/s10033-020-00505-8. (In Eng.)
10. Li X., Chen H., Chen B., Luo X., Yang B., Zhu Z. Investigation of flow pattern and hydraulic performance of a centrifugal pump impeller through the PIV method. *Renewable Energy*, august, 2020. DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.103. (In Eng.)
11. Novakovsky N. S., Bautin S. P. Numerical simulation of shock-free strong compression of gas layer. *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 894, no. 1, 2017. DOI: 10.1088/1742-6596/894/1/12067. (In Eng.)
12. Wang C., He X., Shi W., Wang X., Qiu N. Numerical study on pressure fluctuation of a multistage centrifugal pump based on whole flow field. *AIP Advances* 9, 2019. DOI: 10.1063/1.5049196. (In Eng.)
13. Ye W., Huang R., Jiang Z., Li X., Zhu Z., Luo X. Instability analysis under part-load conditions in centrifugal pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 33, no. 1, 2019. DOI: 10.1007/s12206-018-12-y. (In Eng.)
14. Ye W., Zhu Z., Qian Z., Luo X. Numerical analysis of unstable turbulent flows in a centrifugal pump-impeller considering curvature and rotation effect. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, no. 7, 2020. DOI: 10.1007/s12206-020-0619-0. (In Eng.)
15. Zhang N., Gao B., Wang X., Liu X., Ni D. Effects of cutting the blade on the performance and pressure pulsation of a centrifugal pump. *Energy Science Engineering*, vol. 8, no. 5, 2020. DOI: 10.1002/ese3.608. (In Eng.)

16. Zhang N., Jiang J., Liu X., Gao B. Effect of the staggered impeller on reducing unsteady pressure pulsations of a centrifugal pump. DOI: 10.21203/rs.3.rs-308478/v1. Web. 11.09.2023. <http://www.researchsquare.com>. (In Eng.)

17. Zhang N., Ni D., Jiang Q. Unsteady flow structure and its evolution in a low specific speed centrifugal pump measured by PIV. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 97, pp. 133–144, 2018. DOI: 10.1016/j.exptthermflusci.2018.04.013. (In Eng.)

Информация об авторах

Чураков Евгений Олегович, аспирант, Уральский государственный горный университет; инженер-механик по наладке горно-шахтного оборудования, ООО СМНП «Экспертналадка», г. Екатеринбург, Россия; tschurakov.102.evgeniy@mail.ru. Область научных интересов: исследование, моделирование и разработка центробежных насосов шахтного водоотлива.

Макаров Владимир Николаевич, д-р техн. наук, профессор кафедры горной механики, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия; ur.intelnedra@mail.com. Область научных интересов: исследование, моделирование и разработка центробежных насосов шахтного водоотлива.

Макаров Николай Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры горной механики, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия; mnikolay84@mail.ru. Область научных интересов: исследование, моделирование и разработка центробежных насосов шахтного водоотлива.

Бельских Анна Михайловна, аспирант, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия; belskikh-2015@mail.ru. Область научных интересов: исследование, моделирование и разработка центробежных насосов шахтного водоотлива.

Information about the authors

Churakov Evgeny O., Postgraduate, Ural State Mining University; Mechanical Engineer for Setting up Mining Equipment, LLC SICE “Expertnaladka”, Yekaterinburg, Russia; tschurakov.102.evgeniy@mail.ru. Area of scientific interests: research, modeling and development of centrifugal pumps for mine drainage.

Makarov Vladimir N., Doctor of Technical Sciences, Professor, Mining Mechanics Department, Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia; ur.intelnedra@mail.com. Area of scientific interests: research, modeling and development of centrifugal pumps for mine drainage.

Makarov Nikolay V., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Mining Mechanics Department, Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia; mnikolay84@mail.ru. Area of scientific interests: research, modeling and development of centrifugal pumps for mine drainage.

Belskikh Anna M., Postgraduate, Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia; belskikh-2015@mail.ru. Area of scientific interests: research, modeling and development of centrifugal pumps for mine drainage.

Вклад авторов в статью

Чураков Е. О. – разработка концепции статьи, поиск источников.

Макаров В. Н. – генерация идеи исследования, описание теоретической и эмпирической частей исследования, произведение расчётов.

Макаров Н. В. – постановка задачи исследования, анализ результатов исследования.

Бельских А. М. – выполнение работы по систематизации материала, подготовке данных, написание текста статьи.

The authors` contributions to the article

Churakov E. O. – development of the article concept, search for sources.

Makarov V. N. – generating research ideas, describing the theoretical and empirical parts of the study, performing calculations.

Makarov N. V. – formulation of the research problem, analysis of the research results.

Belskikh A. M. – performing work on systematizing the material, preparing data, writing the text of the article.

Для цитирования

Чураков Е. О., Макаров В. Н., Макаров Н. В., Бельских А. М. Этапы технического совершенствования центробежных насосов шахтного водоотлива // Вестник Забайкальского государственного университета. 2024. Т. 30, № 1. С. 81–89. DOI: 10.2109/2227-9245-2024-30-1-81-89.

For citation

Churakov E. O., Makarov V. N., Makarov N. V., Belskikh A. M. Stages of Technical Improvement of Mine Drainage Centrifugal Pumps // *Transbaikal State University Journal*. 2024. Vol. 30, no. 1. P. 81–89. DOI: 10.2109/2227-9245-2024-30-1-81-89.