

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕКЦИОННОГО НАСОСА ТИПА ЦНС

Ахунов-Капустин Т.В.
ООО «ФНБ Инжиниринг», Москва

Ключевые слова: центробежный секционный насос, центробежная ступень, геометрические параметры, влияние на характеристику, энергоэффективность, модель, оптимизация.

Аннотация. В статье рассматривается вопрос моделирования рабочих органов центробежного секционного насоса типа ЦНС. Представлены разработанные на основе существующих методик расчета трехмерные модели в программе SolidWorks. Разработана конструкция вспомогательных деталей. Спроектированы две модели ступени насоса с разными диаметрами рабочего колеса: с расчетным и эксплуатационным. Для каждого варианта ступени проведены гидравлические испытания в компьютерной программе. Испытания подтвердили недостаточность только расчетного подхода при проектировании ступеней центробежных насосов. Ступень с геометрией полученной расчетным способом показала отличную от насоса прототипа характеристику. Ступень с эксплуатационным диаметром дала лучшие результаты. Разработанная модель может использоваться для дальнейших гидравлических испытаний. Установлены геометрические параметры имеющие наибольшее влияние на напорность и эффективность ступени.

MODELING OF A STAGE OF A CENTRIFUGAL SECTIONAL PUMP OF THE CNS TYPE

Akhunov-Kapustin T.V.
«FNB Engineering» LLC, Moscow

Keywords: centrifugal sectional pump, centrifugal stage, geometric parameters, impact on performance, energy efficiency, model, optimization.

Abstract. The article deals with the issue of modeling the working bodies of a centrifugal sectional pump of the Central nervous system type. Three-dimensional models developed on the basis of existing calculation methods in the SolidWorks program are presented. The design of auxiliary parts has been developed. A model of a pump stage with two impeller diameters is designed: with a design and with an operational one. Hydraulic tests were carried out for each stage variant in a computer program. Tests have confirmed the insufficiency of only the computational approach in designing the stages of centrifugal pumps. The stage with the geometry obtained by the calculated method showed a different characteristic from the prototype pump. The stage with an operational diameter gave the best results. The developed model can be used for further hydraulic tests. The geometrical parameters having the greatest influence on the pressure and efficiency of the stage are established.

Введение

Интенсификация добычи нефти, повышение коэффициента извлечения, осложненные условия работы – это требования, которые диктует современная промышленность. Для их выполнения приходится создавать все более производительные и надёжные машины с высокими требованиями к энергоэффективности, необходимость которых установлена энергетической стратегией России на период до 2030 года [1, 2].

Работа с большими объемами жидкости сопровождается значительными затратами энергии. Поэтому исследования, направленные на оценку и повышение эффективности работы высокопроизводительных центробежных насосов, являются, безусловно актуальными.

Такие насосы широко применяются в системе поддержания пластового давления (ППД) заводнением. Метод является одним из основных способов воздействия на пласт с целью повышения нефтеотдачи и интенсификации процесса разработки [3]. В системах ППД наиболее энергозатратным оборудованием были и остаются центробежные насосы.

На диаграмме (рис. 1), подготовленной ОАО «Лукойл» наглядно показано, что большую часть стоимости жизненного цикла насоса занимает энергопотребление.



Рис. 1. Структура стоимости жизненного цикла центробежных насосов

Центробежные секционные насосы, габаритами от ЦНС60 до ЦНС500, монтируются на рамах совместно с двигателями в составах кустовых и блочных кустовых насосных станций [4]. Как показывает практика, 30% всей потребляемой энергии при добыче нефти приходится на системы ППД, из которых 60-70 % затрачиваются на работу насосов типа ЦНС, которые составляют до 95% насосного парка системы [5].

Количество потребляемой насосом энергии зависит от эффективности его работы, которая снижается из-за различного рода потерь, возникающих при протекании жидкости через внутреннюю полость насоса. Анализ имеющейся литературы и исследований, показывает, что 80-90% всех потерь составляют гидравлические. Это затраты на трение, изменение скорости и направления течения жидкости [6].

На сегодняшний день, эти процессы позволяют, с удовлетворительной точностью, моделировать расчётные программы. Их использование заметно ускоряет процесс проектирования ступеней насосов и делает процесс более эффективным [7].

Целью исследования ставится создание 3D модели ступени центробежного секционного насоса типа ЦНС и установление влияния ее конструктивных параметров на характеристику.

Материалы и методы исследований

В качестве образца для моделирования ступени выступает трёхступенчатый насос ЦНС38-66 с подачей $38 \text{ м}^3/\text{сут}$ и напором 66 м, работающий на воде. Выбор насоса объясняется его доступностью для проведения дальнейших стендовых испытаний, необходимых для окончательной корректировки модели.

Для проведения исследования:

1. На основе методики проектирования рабочих ступеней электроприводных центробежных насосов [8], рассчитаны основные геометрические параметры рабочего колеса центробежного насоса (рис. 2, табл. 1).

2. По методике проектирования отводов многоступенчатых центробежных секционных насосов [9] рассчитаны основные геометрические параметры направляющего аппарата (рис. 3, табл. 2).

Табл. 1. Основные геометрические параметры рабочего колеса

Наименование	Обозначение	Численное значение	Единицы измерения
Наружный диаметр колеса	D_2	172	мм
Ширина лопасти на входе	b_1	15	мм
Ширина лопасти на выходе	b_2	7,2	мм
Диаметр входа в колесо	D_0	84	мм
Диаметр ступицы	d_{cm}	43	мм
Количество лопастей	z	5	шт
Угол наклона лопасти на входы	β_1	12,85	градусы
Угол наклона лопасти на выходе	β_2	16,54	градусы

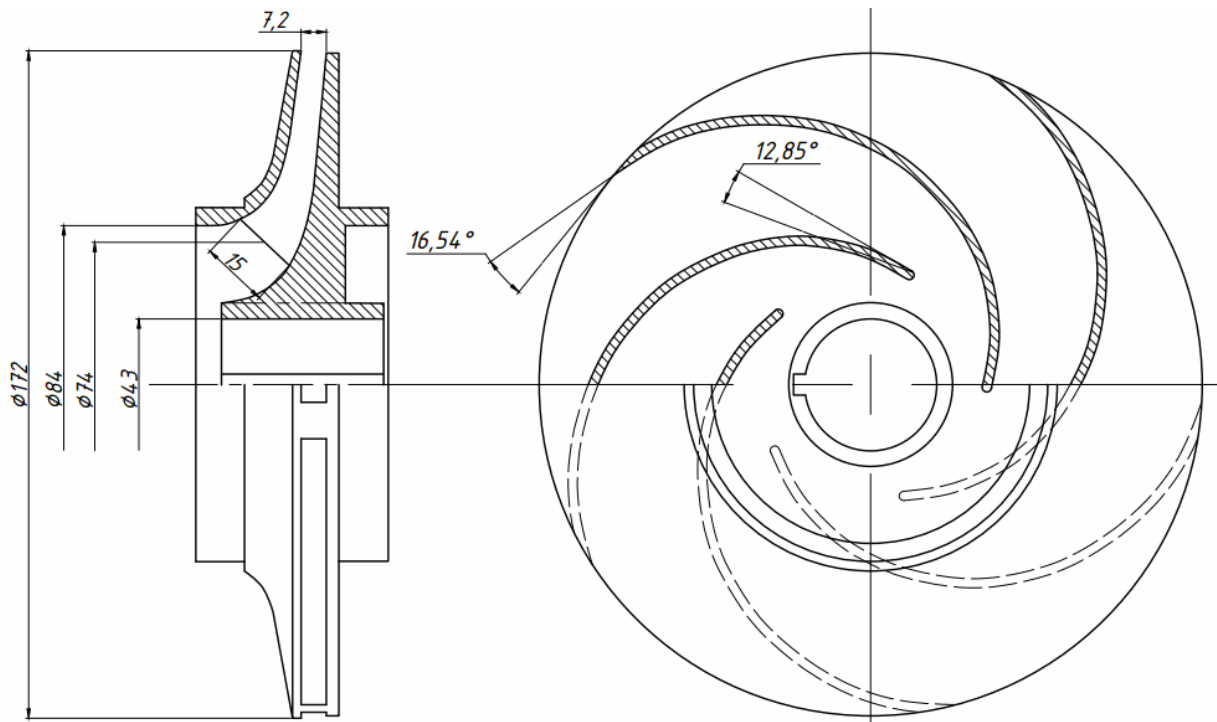


Рис. 2. Эскиз рабочего колеса

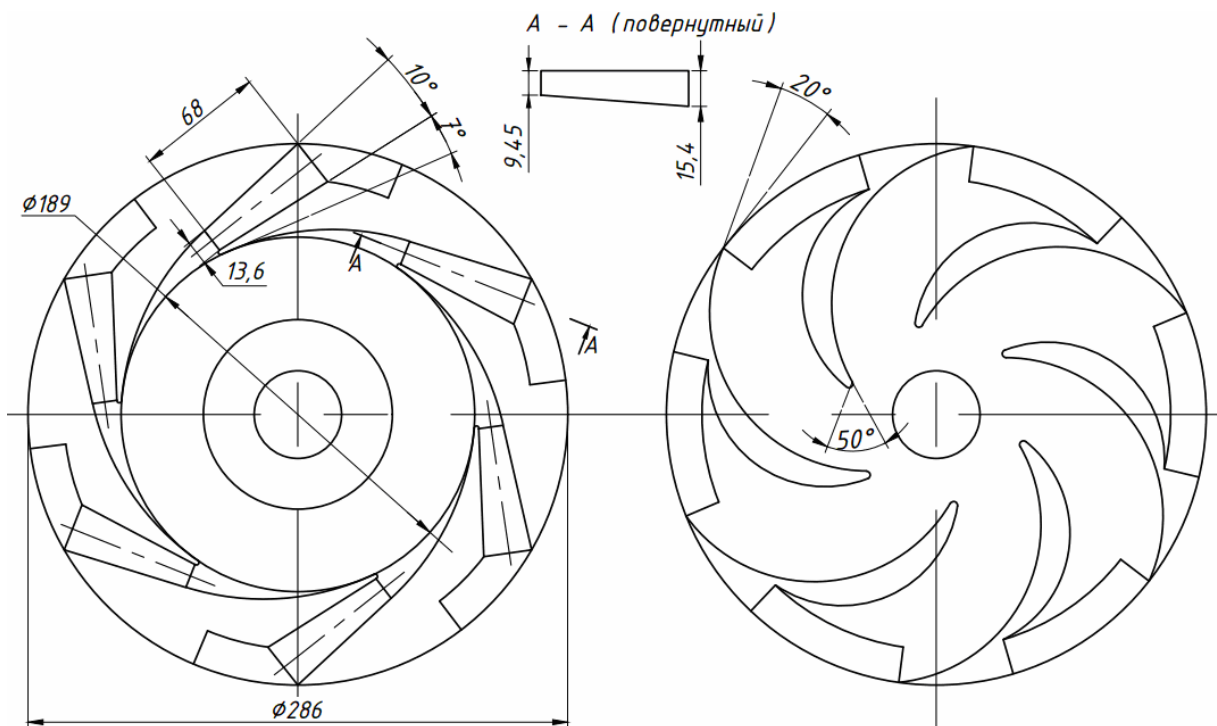


Рис. 3. Эскиз направляющего аппарата

Так как расчетный диаметр рабочего колеса составил 172 мм, а действительный эксплуатационный диаметр у насоса ЦНС38 составляет 151 мм [10], выполнен дополнительный расчет второй модели с эксплуатационным диаметром (табл. 3, 4).

3. На основе составленного эскиза (рис. 2) в программном комплексе SOLIDWORKS созданы две твердотельные модели рабочих колес с диаметрами 172 мм (рис. 4) и 151 мм (рис. 5).

Аналогично, на основе составленного эскиза (рис. 3), созданы две твердотельные модели направляющих аппаратов для рабочих колес расчетного и эксплуатационного диаметров (рис. 6, 7).

В соответствии с эскизом компоновки ступени ЦНС38 (рис. 8) [10] дополнительно выполнены модели крышки секции (рис. 9) и опоры рабочего колеса (рис. 10). Эти элементы совместно с рабочим колесом и направляющим аппаратом образуют ступень насоса.

Все смоделированные элементы образуют единый сборочный узел (рис. 11), на основе которого проведено исследование.

Табл. 2. Основные геометрические параметры направляющего аппарата

Наименование	Обозначение	Численное значение	Единицы измерения
Диаметр начальной окружности	D_3	189	мм
Внешний диаметр НА	D_5	286	мм
Ширина подводящего канала в меридиональном сечении	b_3	9,45	мм
Угол установки лопатки	$\alpha_{3л}$	7	градусы
Длин диффузорного канала	$l_{диф}$	68	мм
Ширина конца диффузорного канала	b_4	15,4	мм
Угол расширения диффузорного канала	$\varphi_{рад}$	10	градусы
Число лопастей	z	6	шт
Угол установки лопатки отводящего канала на входе	$\alpha_{5л}$	44,37°	градусы
Угол установки лопатки отводящего канала на выходе	$\alpha_{6л}$	50°	градусы

Табл. 3. Измененные геометрические параметры рабочего колеса с эксплуатационным диаметром 151 мм

Наименование	Обозначение	Численное значение	Единицы измерения
Наружный диаметр колеса	D_2	151	мм
Ширина лопасти на выходе	b_2	8,22	мм
Угол наклона лопасти на входы	β_1	22,6	градусы
Угол наклона лопасти на выходе	β_2	21,0	градусы

Табл. 4. Измененные геометрические параметры направляющего аппарата при рабочем колесе с эксплуатационным диаметром 151 мм

Наименование	Обозначение	Численное значение	Единицы измерения
Диаметр начальной окружности	D_3	189	мм
Внешний диаметр НА	D_5	286	мм
Ширина подводящего канала в меридиональном сечении	b_3	9,45	мм
Высота входа в диффузорный канал	a_3	13,6	мм
Угол установки лопатки	$\alpha_{3л}$	7	градусы
Длин диффузорного канала	$l_{диф}$	68	мм
Ширина конца диффузорного канала	b_4	15,4	мм
Угол расширения диффузорного канала	$\varphi_{рад}$	10	градусы
Число лопастей	z	6	шт
Угол установки лопатки отводящего канала на входе	$\alpha_{5л}$	44,37°	градусы
Угол установки лопатки отводящего канала на выходе	$\alpha_{6л}$	50°	градусы

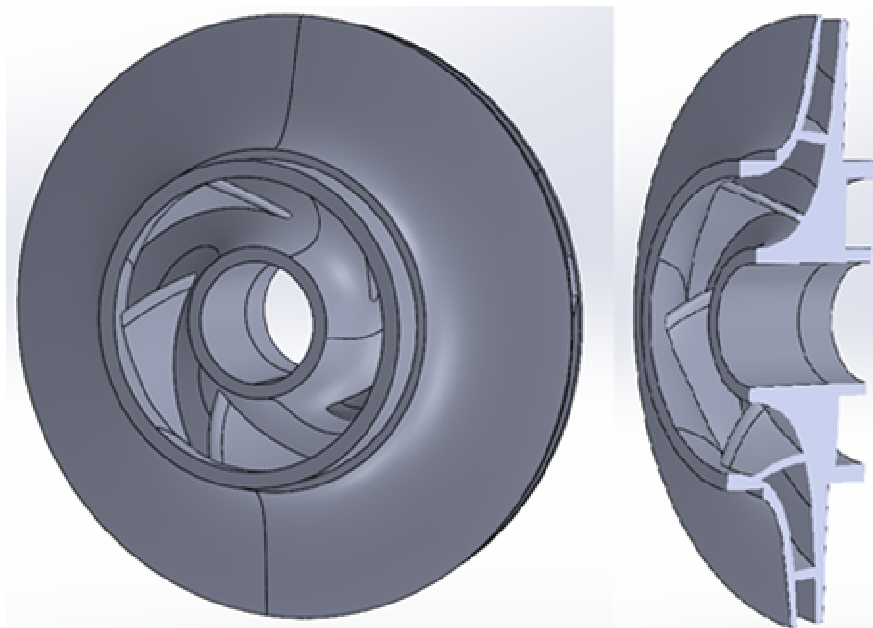


Рис. 4. Трехмерная модель рабочего колеса диаметром 172 мм

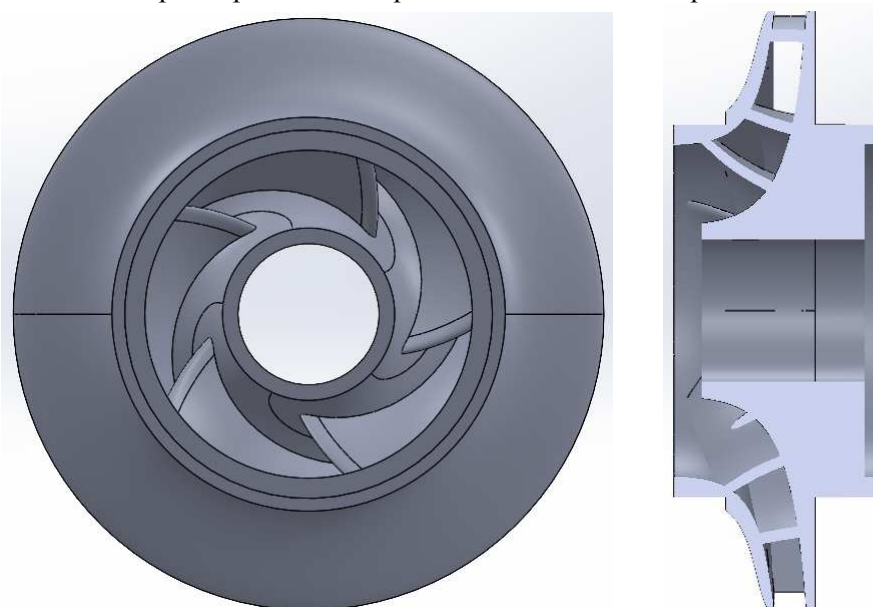


Рис. 5. Трехмерная модель рабочего колеса диаметром 151 мм

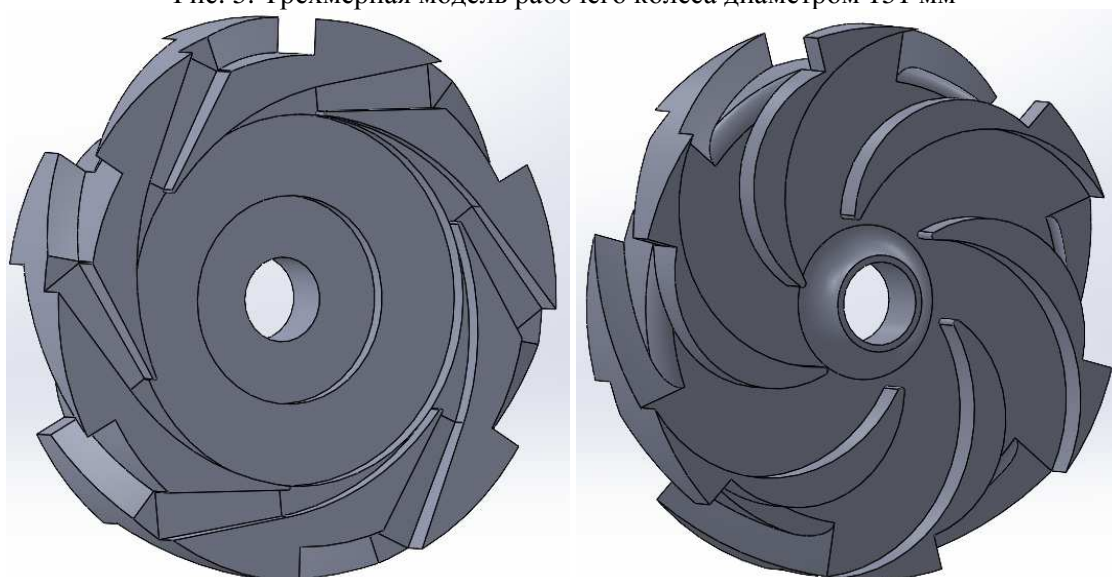


Рис. 6. Трехмерная модель направляющего аппарата при диаметре рабочего колеса 172 мм

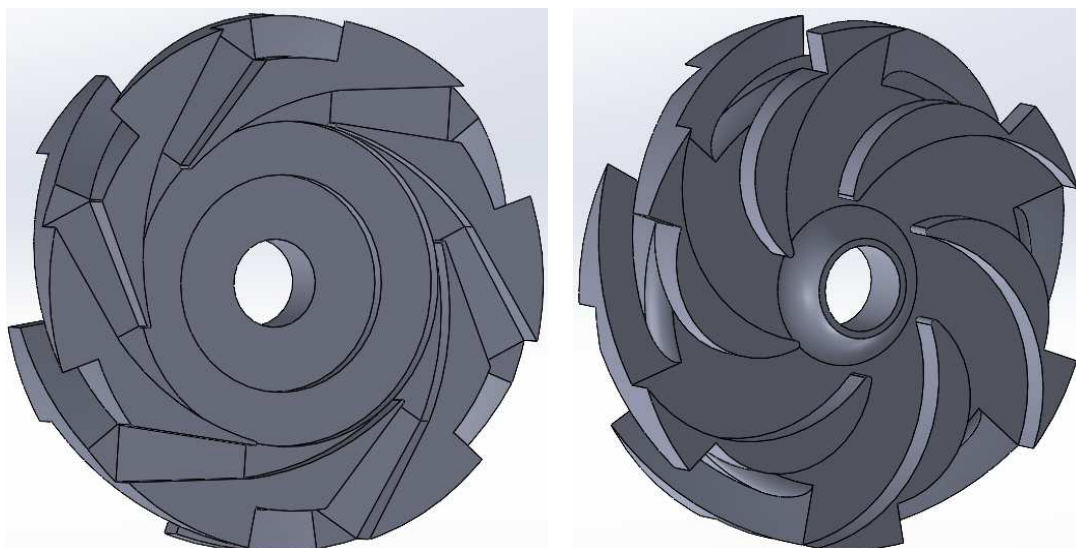


Рис. 7. Трехмерная модель направляющего аппарата при диаметре рабочего колеса с диаметром 151 мм

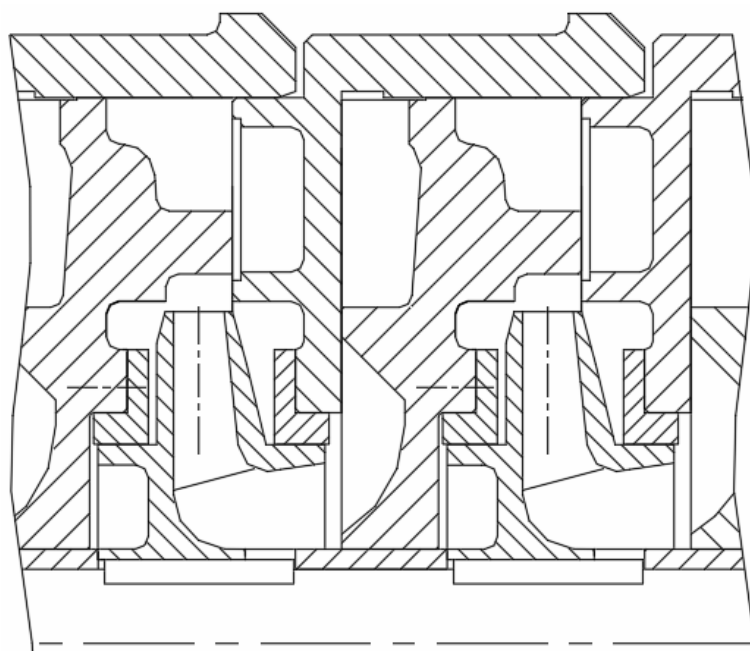


Рис. 8. Эскиз компоновки ступени насоса ЦНС38-66 [10]

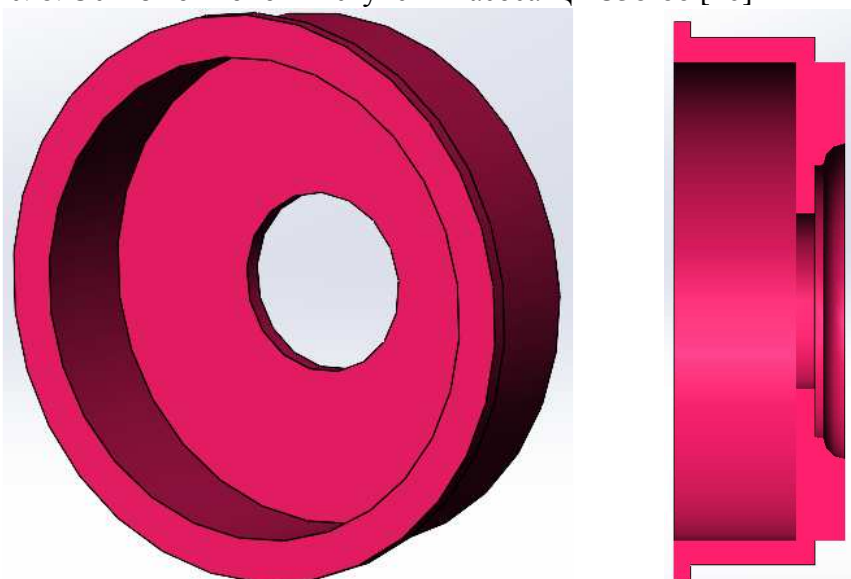


Рис. 9. Крышка секции насоса

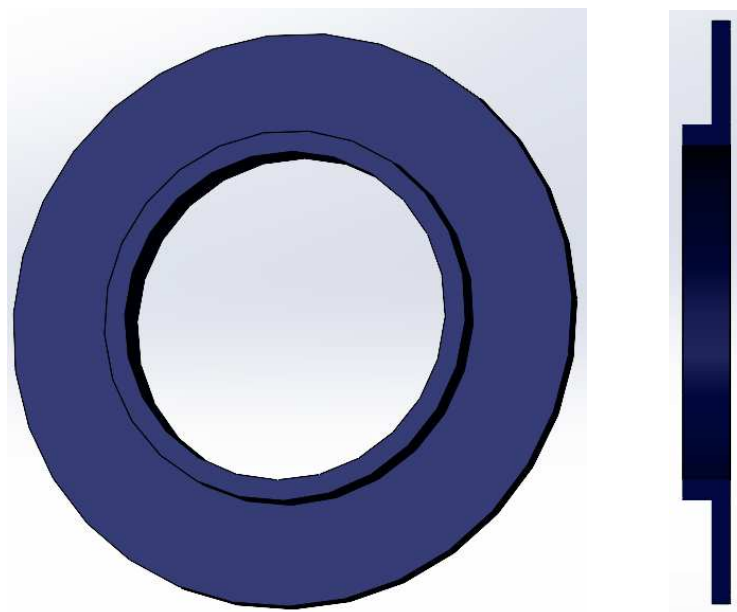


Рис. 10. Опора рабочего колеса

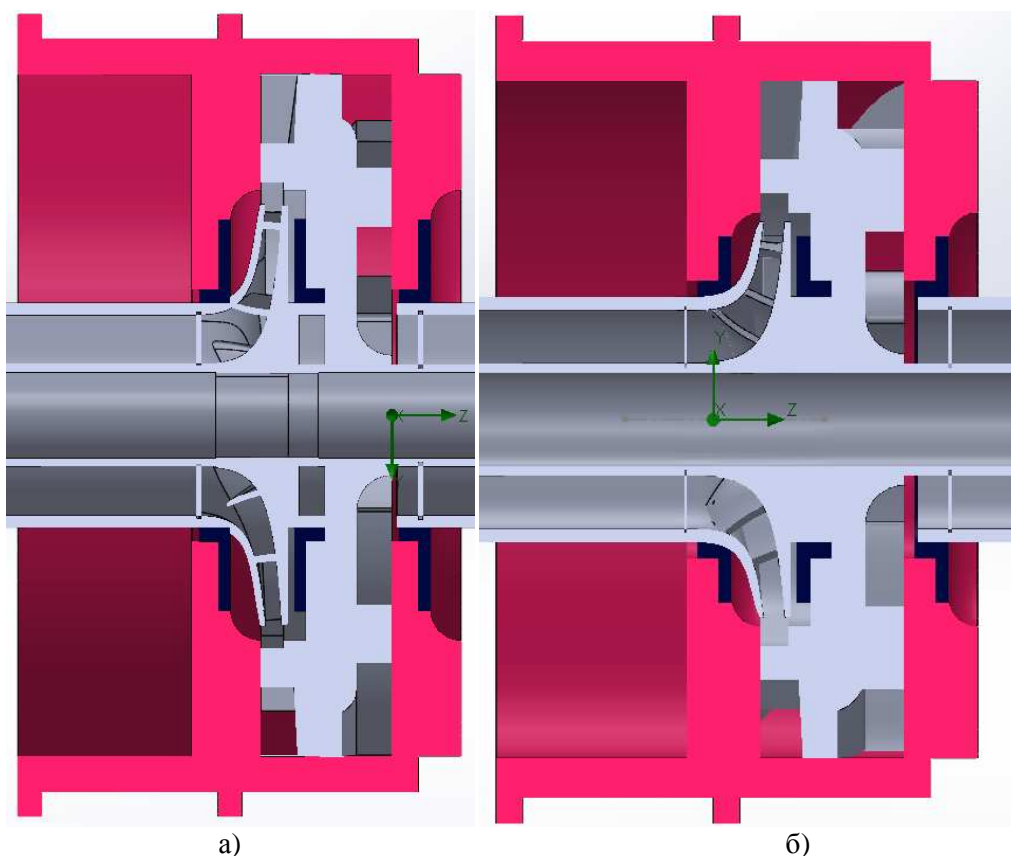


Рис. 11. Исследуемая модель ступени насоса: а) с рабочим колесом диаметром 172 мм, б) с диаметром 151 мм

Результаты

Для ступени с диаметром 172 мм:

Результатом исследования на воде с плотностью 1000 кг/м^3 , при частоте вращения рабочего колеса 2950 об/мин, и условии гладких стенок стали значения напора и КПД ступени в рабочем диапазоне подач, от 28 до $48 \text{ м}^3/\text{ч}$ (табл. 5.).

Для анализа полученные и паспортные характеристики построены на общих графиках (рис. 12, 13.).

Табл. 5. Результаты гидравлического испытания

Q (м ³ /ч)	H (м)	КПД (%)
28	33,6	69,39
32	31,39	69,93
38	27,42	68,47
44	18,75	52,25
48	11,51	34,52

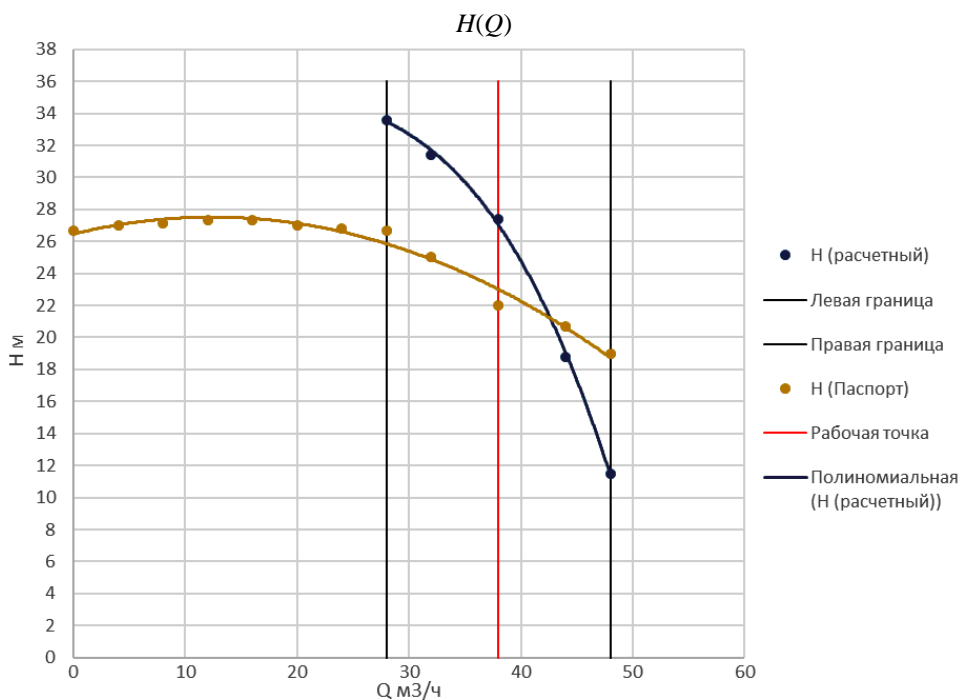


Рис. 12. Сравнение напорной характеристика рассчитанной ступени с паспортной

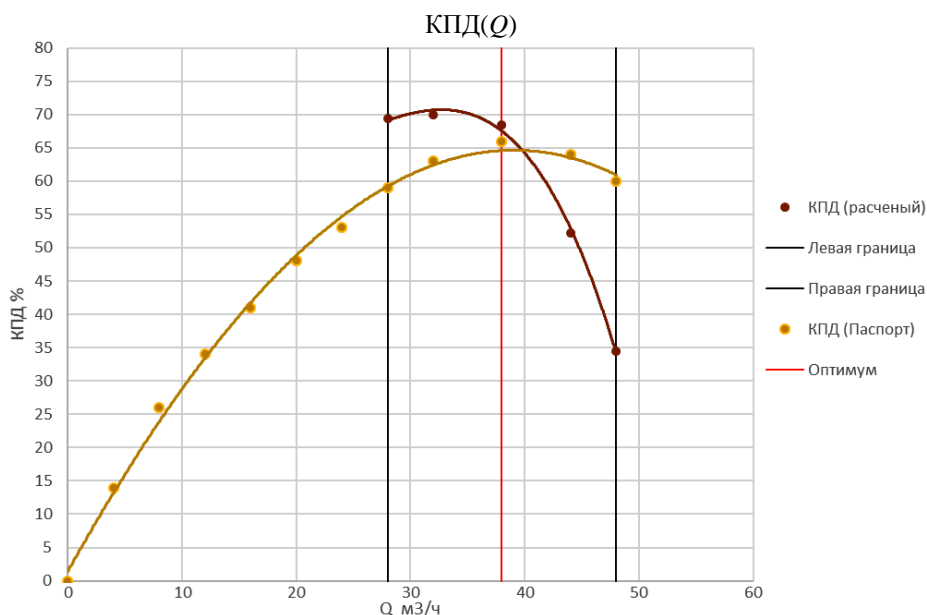


Рис. 13. Сравнение графика зависимости КПД от подачи рассчитанной ступени с паспортной характеристикой

На графике (рис. 12) желтым показана паспортная характеристика прототипа ЦНС38, синим – напорная характеристика рассчитанной ступени.

На графике (рис. 13) желтым показана паспортная характеристика прототипа ЦНС38, синим – характеристика КПД рассчитанной ступени.

Гидравлическое испытание показало, что напорная характеристика отличается от паспортной. Габарит рабочего колеса слишком велик и трубится его пересчет в меньшую сторону. Также испытание установило недостаточность исключительно расчетного подхода при проектировании ступеней центробежных насосов и необходимость гидравлического компьютерного исследования.

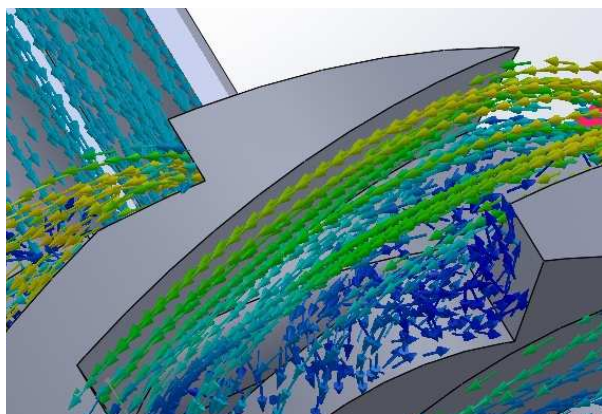
Для ступени с диаметром 151 мм:

Проведено полностью аналогичное исследование. Значение напора и КПД при оптимальной подаче ($38 \text{ м}^3/\text{ч}$) составили 13,47 м и 59,17% соответственно. Анализ эпюр распределения скоростей и давлений в сечении ступени, и внесенные на их основе изменения в геометрию каналов направляющего аппарата, позволили поднять показатели напора и КПД на 3,15 м и 9,8% соответственно. Исследование велось в три этапа, изменения геометрии и рабочие показатели на каждом из них представлено в таблице (табл. 6).

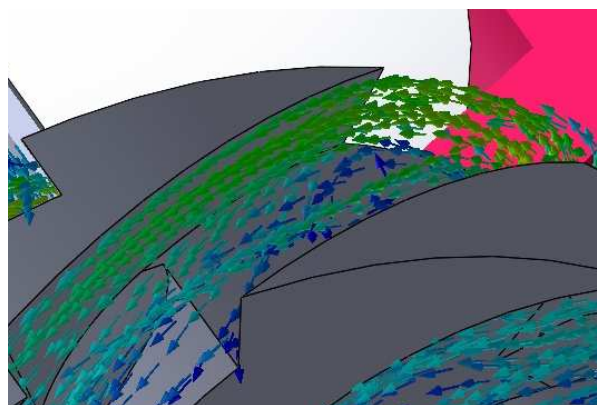
По рисунку 14 Наглядно видно, как сглаживание перехода переводного канала в отводящий ликвидировало область вихреобразования. Это повысило напор на 1,5 м и сократило время машинного расчета.

Табл. 6. Зависимость напора и КПД ступени от изменений в геометрии направляющего аппарата

Наименование и обозначение изменяемого параметра	Численное значение	Напор	КПД
1.0 (до изменений)			
Внешний диаметр НА (D_5)	261 мм	13,47 м	59,17%
Ширина подводящего канала в меридиональном сечении (b_3)	16,1 мм		
Угол установки диффузорного канала ($\alpha_{3л}$)	7°		
Угол расширяя диффузорного канала ($\varphi_{пад}$)	10°		
1.1			
Внешний диаметр НА (D_5)	259 мм	14,95 м	64,77%
Ширина подводящего канала в меридиональном сечении (b_3)	16,1 мм		
Угол установки диффузорного канала ($\alpha_{3л}$)	8°		
Угол расширяя диффузорного канала ($\varphi_{пад}$)	8°		
1.2			
Угол установки диффузорного канала ($\alpha_{3л}$)	9°	15,11 м	66,70%
Угол расширяя диффузорного канала ($\varphi_{пад}$)	7°		
1.3			
Изменение геометрии выходы переводного канала (ликвидация зоны рециркуляции (рис. 14))	–	16,62 м	68,97%



а)



б)

Рис. 14. Траектории движения частиц в области выхода из переводного канала: а) до изменений, б) после изменений

Изменения поля скоростей в каналах направляющего аппарата в результате оптимизации модели представлены на эпюрах (рис. 15, область 1 и 2).

Для понимания характеристики оптимизированной модели построены графики (рис. 16, 17).

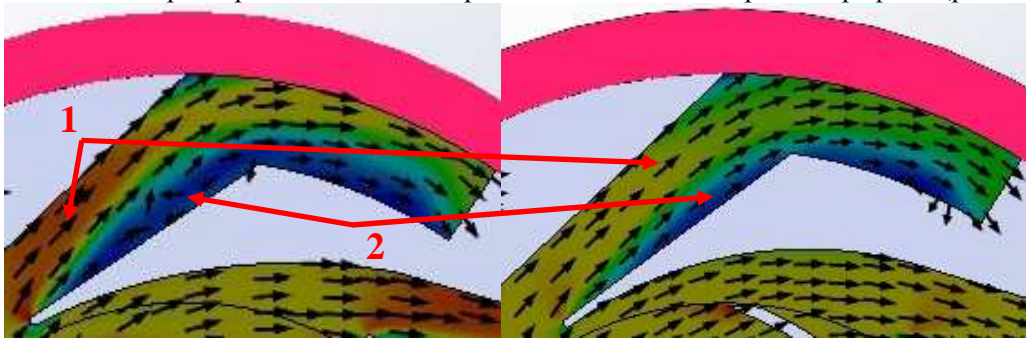


Рис. 15. Сравнение поля скоростей в меридиональном сечении диффузного канала направляющего аппарата: а) при конструкции «1.0 (до изменений)», б) при конструкции «1.3»

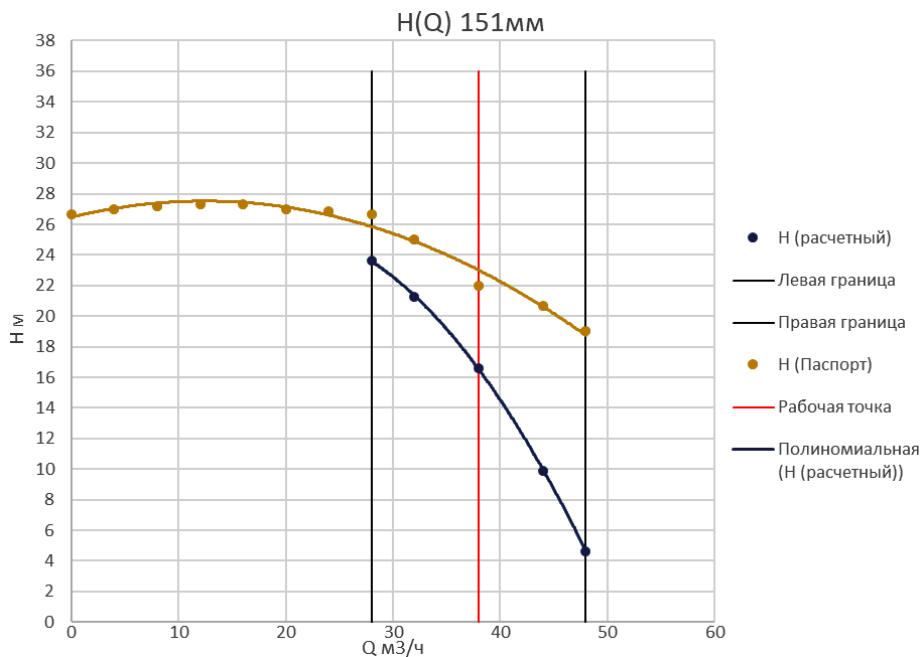


Рис. 16. Сравнение напорной характеристики оптимизированной ступени с РК диаметром 151 мм с паспортной

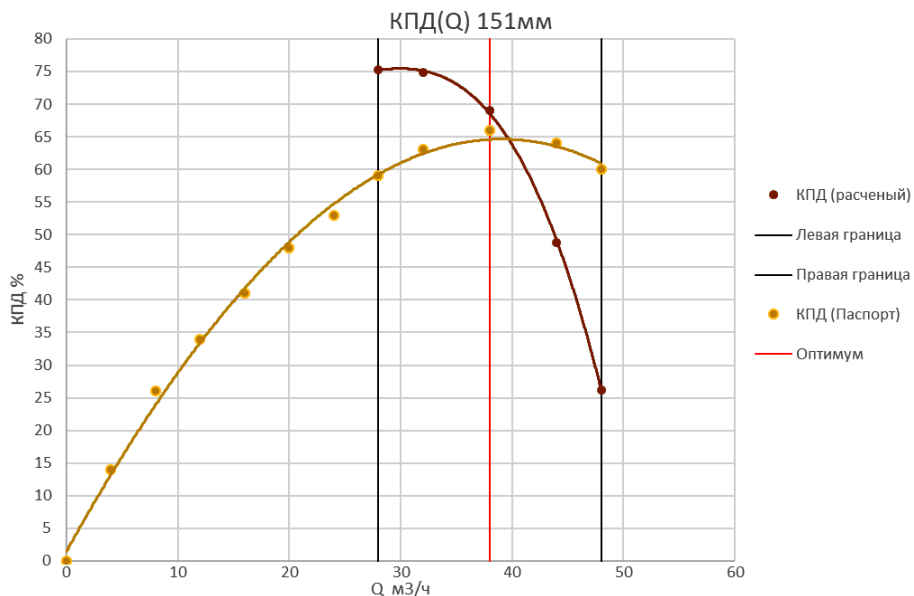


Рис. 17. Сравнение зависимость КПД оптимизированной ступени от подачи при рабочем колесе диаметром 151 мм с паспортной

Исследование показало, что добиться повышения напора еще на 5,3 метра (с 16,7 до 22) изменениями только каналов НА не получится потому что, в соответствии с эпюрами (рис. 15), потери в его каналах сведены к минимуму. Нужно вносить изменения в НА совместно с РК.

Выводы

В работе проведено исследование, в рамках которого:

Рассчитано рабочее колесо по методике РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина. Внешний диаметр 172 мм и количество лопаток – 5 шт.

Рассчитан направляющий аппарата по методике Ржебаевой Э.Е., Ржебаева Н.К. Число каналов направляющего аппарат – 6 шт.

На основе расчетов в программе SolidWorks построены трехмерные модели рабочих и вспомогательных деталей ступени. Проведены гидравлические испытания спроектированной ступени насоса.

Значения напора и КПД в рабочей точке: 27,58 м и 68,56%. Для получения более полной картины был построен рабочий участок характеристики по 5 точкам в диапазоне подач 28-48 м³/ч. Построенная характеристика не соответствовала паспортной, что подтвердило недостаточность исключительно расчетного подхода при проектировании ступеней центробежных насосов.

Произведен пересчет ступени на реальный, эксплуатационный диаметр рабочего колеса 151 мм. Гидравлическое исследование пересчитанной ступени показало ожидаемое снижение напора, вследствие уменьшения габарита ступени, до значения 13,47 м, при этом КПД был равен 59,17%. Последующие изменения углов расширения диффузорного канала (с 10 до 7 градусов) и угла его установки (с 7 до 9 градусов), а также геометрическая доработка переводного канала в виде ликвидации зоны с рециркуляции повысили эффективность на 9,8% и напорность ступени на 3,15м. Эпюры распределения скоростей и давлений в каналах направляющего аппарат стали равномерными. Напор составил 16,62 м, а КПД 68,97%.

Заключение

Исследование показали, что наибольшее влияние на напорность и эффективность ступени имеют углы наклона лопасти рабочего колеса совместно с углами установки и расширения диффузорного канала направляющего аппарата. Получена равномерная картина распределения скоростей и давлений в сечении ступени показывающая гидродинамическую эффективность спроектированной пары РК и НА.

Спроектирована рабочая 3D модель на основе которой можно проводить компьютерные гидравлические исследования насосов типа ЦНС.

Список литературы

1. Ломакин В.О. Разработка метода оптимального проектирования отводящего устройства нефтяного магистрального насоса: дисс. ... канд. техн. наук – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 170 с.
2. Энергетическая стратегия России на период до 2030 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://minenergo.gov.ru/node/15357>
3. Гусейнова Р.И. Современные представления об объекте, задачах и методах диагностирования пласта при воздействии на него с целью повышения нефтеотдачи // Современная техника и технологии: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Краснодар, 2020. – Т. 1. – С. 151-155.
4. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Оборудование для добычи нефти и газа. – М.: Машиностроение, 2002. – Т. 1, 2.
5. Обухов С.Л., Колесников Д.В. Внедрение энергоэффективных насосов ЦНСП-240-1422-2ИТ В ОАО «УДМУРТНЕФТЬ»// Инженерная практика. – 2015. – №06-07. – URL: <https://glavteh.ru/%D0%BD%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B-%D1%86%D0%BD%D1%81%D0%BF-240-1422-2%D0%B8%D1%82-%D1%83%D0%B4%D0%BC%D1%83%D1%80%D1%82%D0%BD%D0%B5%D1%84%D1%82%D1%8C/>
6. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

7. Кузьмин А.В. Исследование характеристик лопастного насоса для добычи нефти и газа при изменении геометрии проточной части его ступени: дисс. ... канд. тех. наук – М.: РГУ нефти и газа им И.М. Губкина, 2018 – 257 с.
8. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Деговцов А.В., Донской Ю.А., Пекин С.С., Кривенков С.В., Соколов Н.Н., Кузьмин А.В. Проектирование и исследование характеристик ступеней динамических насосов. – М.: Машиностроение, 2015. – 104 с.
9. Ржебаев Н.К., Ржебаева Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 2009. – 220 с.
10. Насосы центробежные многоступенчатые секционные типа 1ЦНСг и агрегаты электронасосные на их основе. Руководство по эксплуатации. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.hms-livgidromash.ru/upload/iblock/1e8/1cnsg_38.pdf

References

1. Lomakin V.O. Development of a method for optimal design of the discharge device of an oil trunk pump: diss. ... cand. tech. sc. – М.: Bauman Moscow State Technical University, 2012. – 170 p.
2. Energy strategy of Russia for the period up to 2030 [Electronic resource]. – Access mode: <https://minenergo.gov.ru/node/15357>
3. Huseynova R.I. Modern ideas about the object, tasks and methods of diagnosing the formation when exposed to it in order to increase oil recovery // Modern technology and technologies: Materials of the IV International Scientific and Practical Conference. – Krasnodar, 2020. – Vol. 1. – P. 151-155.
4. Ivanovskiy V.N., Darishchev V.I., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Pekin S.S. Equipment for oil and gas production. – М.: Mechanical Engineering, 2002. – Vol. 1, 2.
5. Obukhov S.L., Kolesnikov D.V. Introduction of energy-efficient pumps of the central heating system-240-1422-2IT IN JSC "UDMURTNEFT"// Engineering practice. 2015, no. 06-07. – URL: <https://glavteh.ru/%D0%BD%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B-%D1%86%D0%BD%D1%81%D0%BF-240-1422-2%D0%B8%D1%82-%D1%83%D0%B4%D0%BC%D1%83%D1%80%D1%82%D0%BD%D0%B5%D1%84%D1%82%D1%8C/>
6. Mikhailov A.K., Malyushenko V.V. Paddle pumps. Theory, calculation and design. – М.: Mechanical Engineering, 1977. – 288 p.
7. Kuzmin A.V. Investigation of the characteristics of a paddle pump for oil and gas production when changing the geometry of the flow part of its stage: diss. ... cand. tech. sc. – М.: Gubkin Russian State University of Oil and Gas, 2018. – 257 p.
8. Ivanovsky V.N., Sabirov A.A., Degovtsov A.V., Donskoy Yu.A., Pekin S.S., Krivenkov S.V., Sokolov N.N., Kuzmin A.V. Design and study of the characteristics of the stages of dynamic pumps. – М.: Mechanical Engineering, 2015. – 104 p.
9. Rzhebaev N.K., Rzhebaeva E.E. Calculation and design of centrifugal pumps. – М.: Mechanical Engineering, 2009. – 220 p.
10. Centrifugal multistage sectional pumps of type 1CNSg and electric pump units based on them. Operation manual. [electronic resource]. – Access mode: https://www.hms-livgidromash.ru/upload/iblock/1e8/1cnsg_38.pdf

Сведения об авторах:

Information about authors:

Ахунов-Капустин Тимофей Вячеславович – студент, инженер отдела продаж	Akhunov-Kapustin Timofey Vyacheslavovich – student, sales department engineer
ahunov.timofei@yandex.ru	

Получена 31.05.2023