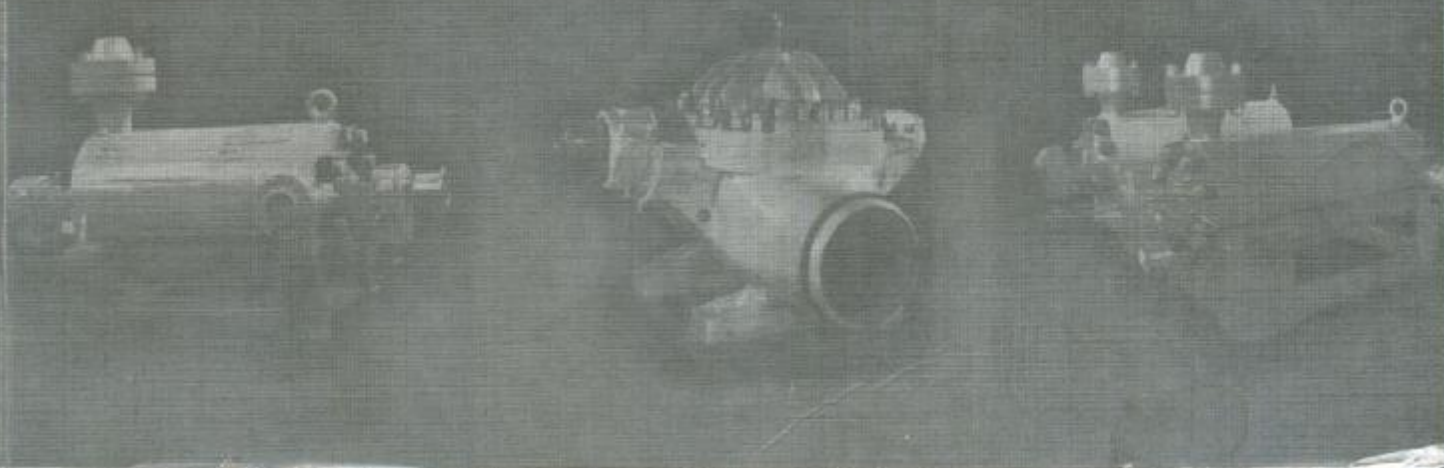


**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА
НАСОСО- И
КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ**



Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
Сумский государственный университет

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НАСОСО- И КОМПРЕССОРСТРОЕНИЯ

Монография

Под редакцией
д-ра техн. наук, проф. В. А. Марцинковского,
канд. техн. наук, доц. И. Б. Твердохлеба,
канд. техн. наук, доц. Е. Н. Савченко

Сумы
Сумский государственный университет
2011

УДК 621.671; 621.5
ББК 31.762
Т 30

Рецензенты:

- А. Р. Якуба* – доктор технических наук, профессор
(Сумский национальный аграрный университет);
И. Б. Каринцев – кандидат технических наук, профессор
(Сумский государственный университет)

*Рекомендовано к печати ученым советом
Сумского государственного университета
(протокол № 1 от 01.09.2011)*

**Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под ред.
Т 30 В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумский
государственный университет, 2011. – 412 с.
ISBN 978-966-657-384-4**

Книга посвящена вопросам повышения экономичности и надежности насосного и компрессорного оборудования в энергетике, химической, нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности. Представлены работы по общим вопросам повышения энергоэффективности оборудования за счет совершенствования проточных частей и оптимизации рабочих режимов, приводятся результаты экспериментальных и расчетных исследований течений жидкостей и газов в каналах проточных частей, рассматриваются новые конструкции, а также опыт эксплуатации насосов и компрессоров в различных условиях и предложения по модернизации их основных узлов.

Рассчитана на специалистов, занимающихся разработкой, производством и эксплуатацией насосного и компрессорного оборудования для различных отраслей промышленности, а также на студентов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 621.671; 621.5
ББК 31.762

© Марцинковский В. А., Твердохлеб И. Б., Савченко Е. Н., 2011
ISBN 978-966-657-384-4 © Сумский государственный университет, 2011

Содержание

	С.
Предисловие.....	9
1. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ..	10
1.1. Подходы к рациональному решению задачи создания нового насосного оборудования в практике группы «Гидравлические машины и системы» (<i>Ямбуренко Н.Н., Твердохлеб И.Б., Визенков Г.В.</i>)	11
1.2. Пути повышения энергоэффективности насосных систем (<i>Костюк А.В., Диброва О.В., Соколов С.А., Шилов Р.Н.</i>).....	23
1.2.1. Причины избыточного энергопотребления.....	23
1.2.2. Основные пути повышения энергоэффективности.....	24
1.2.3. Проведение технического аудита насосных систем.....	25
1.3. Повышение энергоэффективности систем путем применения частотно-регулируемого привода насоса (<i>Афанасьев А.В., Беккер Л.М., Твердохлеб И.Б.</i>).....	27
1.3.1. Регулирование подачи насоса.....	27
1.3.2. Способы регулирования частоты вращения насоса.....	28
1.3.3. Преимущества использования частотно-регулируемого привода на примере насосного оборудования для трубопроводного транспорта нефти.....	29
1.3.4. Возможные проблемы при использовании преобразователя частоты.....	31
1.3.5. Частотно-регулируемый высоковольтный привод.....	32
1.3.6. Типы высоковольтных преобразователей частоты.....	33
1.4. Создание новой высокоэффективной проточной части питательного насоса для тепловой энергетики (<i>Косяненко А.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.</i>).....	36
1.5. Пути повышения энергоэффективности центробежных насосов системы поддержания пластового давления (<i>Багманов А.А., Бажайкин С.Г., Кулешов К.В.</i>).....	40
1.5.1. Повышение КПД и напора насосов ЦНС путем снижения объемных потерь в проточной части.....	40
1.5.2. Обоснование возможности расширения рабочей зоны характеристик насосов ЦНС, применяемых в системе ППД.....	43
1.5.3. Разработка эффективного способа изменения напора насоса.....	46
1.5.4. Оценка жизненного цикла системы ППД.....	48
1.6. Пути повышения надежности насосного оборудования нефтеперерабатывающих производств (<i>Швиндин А.И., Берестовский В.А.</i>)....	50
1.7. Опыт использования насосов с гидротурбинным приводом на энергоблоках АЭС (<i>Шлемензон К.Т., Павлов П.Г.</i>).....	58
1.8. Влияние модернизационной пригодности и технологичности на стоимость жизненного цикла крупных насосов АЭС (<i>Пирогов А.Д.</i>)...	65
1.8.1. Показатели при определении цен.....	65
1.8.2. Подготовка к выделению показателей МП и МТ.....	68
1.8.3. Анализ основных типов насосов АЭС.....	72

1.9. Сравнительный анализ работы питательных насосов парового котла с регулированием частоты вращения с помощью гидравлической муфты и высоковольтного преобразователя частоты (Comparative analysis of operation of feed pumps steam boiler with speed regulation by means of a fluid clutch and a medium-voltage frequency converter. <i>Marek Skowroński, Przemysław Szulc</i>).....	85
1.9.1. Wprowadzanie.....	85
1.9.2. Model pracy bloku energetycznego.....	86
1.9.3. Charakterystyki regulacyjne bloków.....	87
1.9.4. Krzywe regulacyjne wydajności pomp zasilających.....	88
1.9.5. Charakterystyka układu pompowego.....	88
1.9.6. Temperatura wody.....	88
1.9.7. Charakterystyki pomp, sprzęgieł i przemienników.....	89
1.9.8. Obliczanie układów pompowych.....	90
1.9.9. Wyniki obliczeń.....	91
1.10. Исследование конструкции центробежного насоса для механической поддержки работы человеческого сердца (<i>Алтынцев Е., Корчак А., Кустош Р.</i>).....	93
1.10.1. Методы исследования течения в насосе.....	97
1.10.2. Определение характеристик проточной части насоса.....	98
1.10.3. Анализ результатов расчетов гидродинамических сил.....	99
1.10.4. Сдвиговые напряжения в перекачиваемой жидкости.....	100
1.10.5. Измерение основных характеристик новой проточной части насоса.....	102
Перечень ссылок.....	104
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТОКА В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСВ И КОМПРЕССОРОВ.....	109
2.1. Аэродинамическое и аэроупругое взаимодействие лопаточных венцов осевого компрессора (<i>Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.</i>).....	109
2.1.1. Аэроупругая модель.....	109
2.1.2. Численный анализ.....	113
2.2. Расчетно-экспериментальная оценка и прогнозирование границы устойчивости к дозвуковому флаттеру упругих систем (<i>Зиньковский А.П., Цимбалюк В.А., Стельмах А.Л.</i>).....	119
2.2.1. Основные положения методик и средства определения нестационарных аэродинамических нагрузок.....	120
2.2.2. Расчет границы динамической устойчивости.....	124
2.2.3. Методика прогнозирования границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	125
2.2.4. Пример определения границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	126
2.3. Выбор геометрии проточной части центробежного компрессора в составе ГПА с газотурбинным приводом (<i>Парафейник В.П., Евдокимов В.Е., Тертыйный И.Н., Нефедов А.Н.</i>)...	127

2.4. Расчет течения вязкой жидкости в неподвижных и вращающихся решетках (Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачёв П.В.).....	140
2.5. Расчетное исследование течения и потерь в насосе ЦНС 63-1400 (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.).....	148
2.6. Расчетная оценка кавитационных качеств центробежных насосов (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.)	154
2.7. Численное моделирование гидродинамических процессов в проточной части центробежного нефтяного насоса с использованием нейросетевых алгоритмов (Валухов С.Г., Булыгин Ю.А., Кретинин А.В., Бучнев Р.Н.)	161
2.7.1. Краткое описание нейросетевой вычислительной архитектуры.....	161
2.7.2. Моделирование гидродинамических процессов.....	163
2.7.3. Моделирование 2d турбулентного течения несжимаемой жидкости во вращающемся кольце с прилегающей областью.....	164
2.7.4. 2d моделирование гидродинамических процессов в проточной части насоса.....	166
2.7.5. Нейросетевые 3d профили лопастей рабочих колес.....	167
2.8. Решение для исходной геометрии центробежного рабочего колеса в 3D постановке (Prime geometry solution of a centrifugal impeller within 3d setting. Peter Hlbočan, Michal Varchola).....	170
2.8.1. The geometry design.....	170
2.8.2. The meridional cut design.....	172
2.8.3. The blade cuts design.....	173
2.8.4. The impeller's solution in a 3d environment.....	175
2.9. Конструирование геометрии диагонального насоса с использованием экспериментальных результатов внутреннего течения в рабочем колесе (Geometry design of a mixed flow pump using experimental results of on internal impeller flow. Michal Varchola, Peter Hlbočan).....	177
2.9.1. Pressure distribution in the chanel of an impeller.....	177
2.9.2. The procedure of a hydraulic projection of the blade.....	181
2.10. Насос турбины Френсиса со стохастическими лопатками (The francis pump turbine with stochastic blades. František Pochylý, Miloslav Haluza, Jindřich Veselý)	184
2.10.1. Retuning of the runner by splitter blades.....	184
2.10.2. The runner with non-uniform blade cascade.....	188
2.11. Повышение эффективности проточной части насосов «ЭЦВ» диагонального типа (Надточий А.С, Солодченков В.Ф.).....	192
2.12. Компьютерное проектирование проточной части центробежных насосов (Косторной С.Д., Чаплыгин А.А., Косторной А.С.).....	199
2.12.1. Исходные уравнения двухпараметрических потоков в ПЧ ..	
2.12.2. Общие дифференциальные уравнения двух параметрических потоков идеальной жидкости.....	202
2.12.3. Профилирование лопасти рабочего колеса.....	206

2.13. Исследование структуры течения в боковых подводах гидромашин и некоторые рекомендации по их проектированию (Каранузова М.В., Луговая С.О., Твердохлеб И.Б.)	209
2.13.1. Обоснование возможности проведения численного исследования гидравлических качеств подводов.....	209
2.13.2. Описание объектов и методики проведения численного исследования.....	210
2.13.3. Анализ результатов численного исследования.....	211
2.14. Дослідження робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню шляхом проведення чисельного та фізичного експериментів (Казнієнко Д. В.)	218
2.15. Влияние зазора между рабочим колесом и корпусом на характеристики струйно – реактивной турбины (Ванеев С.М., Бережной А.С.).....	224
2.15.1. Экспериментальные исследования.....	224
2.15.2. Обработка экспериментальных данных.....	227
2.16. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя на базе шарового крана (Савченко Е.Н., Сидорец А.И., Сидорец И.И.).....	232
2.16.1. Постановка задачи.....	233
2.16.2. Краткий обзор существующих конструкций антипомпажных клапанов и выбор базовой конструкции.....	233
2.16.3. Моделирование и численный расчет антипомпажного клапана на базе конструкции шарового крана.....	235
2.17. Течение жидкости в тройнике. Сравнение численного моделирования и результатов визуализации потока (The fluid flow in the t-junction. The comparison of the numerical modeling and piv measurement. Jaroslav Štigler, Roman Klas, Michal Kotek, Václav Kopecký).....	240
2.17.1. Numerical model description.....	241
2.17.2. Experiment description.....	242
2.17.3. Results comparison and discusion	243
2.18. Математическая модель кавитации и моделирование течения жидкости в диффузоре (Mathematical model of cavitation and modelling of fluid flow in cone. Milada Kozubková, Jana Rautová, Marian Bojko)	248
2.18.1. Mmathematical model.....	248
2.18.2. Geometry	252
2.18.3. Numerical parameters.....	252
2.18.4. Rresults of the numerical solution.....	255
2.19. Влияние отдельных структурных параметров на энергетические свойства радиального лабиринтного насоса (The influence of chosen structural parameters on energetic properties of a radial labyrinth pump. Przemysław Szulc, Janusz Plutecki).....	258
2.19.1. Pompa modelowa.....	260
2.19.2. Stanowisko pomiarowe.....	261
2.19.3. Badania rzeczywiste, ich wyniki i analiza.....	262
Перечень ссылок.....	267

3. НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И МОДЕРНИЗАЦИЯ НАСОСНОГО И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	274
3.1. К вопросу о создании проточной части многоступенчатого насоса с минимальными радиальными размерами (Твердохлеб И.Б., Князева Е.Г., Бирюков А.И., Луговая С.О.)	274
3.2. Проектирование направляющего аппарата промежуточной ступени центробежного насоса (Луговая С.О., Ольштынский П.Л., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.).....	281
3.2.1. Обзор существующих методов проектирования направляющих аппаратов промежуточных ступеней.....	281
3.2.2. Анализ структуры течения в направляющих аппаратах.....	286
3.3. К вопросу о создании сменных проточных частей для магистральных нефтяных насосов (Иванюшин А.А., Колесник Е.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.)	289
3.4. Новые насосы для систем ППД, насосы для перекачки мультифазных сред с объемным содержанием газа до 95% (Федцов Ф.В.)...	
3.5. Применение малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности в скважинных насосах для водоснабжения (Гусак А.Г., Демченко О.А., Каплун И.П.).....	300
3.5.1. Постановка проблемы.....	300
3.5.2. Анализ предыдущих исследований.....	303
3.5.3. Основные результаты.....	304
3.6. Перспективы использования оседиагональных рабочих органов для улучшения кавитационных качеств промышленных центробежных насосов (Давиденко А.К., Елин А.В., Елин В.К., Руденко А.А.).....	309
3.7. Изменение напора центробежного рабочего колеса путем запиловки выходных кромок лопастей (Богун В.С., Пугачёв П.В., Шумилин С.А., Жарковский А.А.)	317
3.8. О возможности унификации входных крышек центробежных многоступенчатых насосов (Евтушенко А.А., Каратузова М.В.).....	324
3.9. Повышение технологичности при изготовлении и модернизации штампосварных рабочих колес крупных насосов АЭС (Пирогов А.Д.).....	331
3.10. Особенности рабочего процесса и характеристик безроторных центробежных насосов (Сёмин Д.А., Роговой А.С.).....	340
3.10.1. Постановка задачи.....	340
3.10.2. Результаты исследований.....	341
3.11. Використання багатofункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій (Папченко А.А., Ковальов С.Ф., Овчаренко М.С.).....	347
3.12. Гидроструйные вакуумные насосы: состояние и перспективы развития (Спиридонов Е.К.).....	352

3.13. Теплонасосная установка на базе струйной термокомпрессии с использованием водоаммиачного раствора (Арсеньев В.М., Ванев С.М., Проценко М.И., Гулый А.Н.).....	358
3.13.1. Выбор схемно-циклового решения.....	359
3.13.2. Моделирование рабочего процесса.....	362
3.14. Температурный феномен в потоке теплоносителя энергетической установки (Кревсун Э.П.).....	365
3.14.1. Краткий экскурс в историю вопроса.....	365
3.14.2. Два определения для термина «температура».....	367
3.14.3. Неоднозначная связь теплоемкости и температуры вещества.....	368
3.14.4. О теплоемкости воды.....	369
3.14.5. Средние значения скоростей поступательного и вращательного движения молекул воды.....	371
3.14.6. Термохаос. физическая модель.....	374
3.14.7. Пример устройства, в котором может быть использовано явление «термохаос».....	376
3.15. Оценка сохранения потенциальной энергии в системах сжатого воздуха (Estimating potential energy savings in compressed air systems. Ryszard Dindorf)	378
3.15.1. Potential energy saving in compressed air system.....	378
3.15.2. Methods to calculate the cost of compressed air.....	381
3.16. Технологии электроэрозионного легирования и обработки для компрессорного и насосного оборудования (Марцинковский В.С., Тарельник В.Б.).....	386
3.16.1. Восстановление вкладышей подшипников.....	386
3.16.2. Упрочнение и ремонт ПШ роторов.....	392
3.16.3. Упрочнение деталей типа «вал» на примере подшипниковых шеек валов.....	395
3.16.4. Насосные втулки.....	396
3.16.5. Обеспечение прирабатываемости ВП.....	399
3.16.6. Компенсация погрешностей при изготовлении подшипников скольжения.....	402
Перечень ссылок.....	404

3.5. ПРИМЕНЕНИЕ МАЛОГАБАРИТНЫХ ОСЕВЫХ СТУПЕНЕЙ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ В СКВАЖИННЫХ НАСОСАХ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Гусак А.Г., Демченко О.А., Каплун И.П.

В последнее время в системах водоснабжения все большую долю занимает подземная вода, поднятая из скважин. По некоторым оценкам [27], в Украине в общем объеме водоснабжения вода из скважин составляет около 30%, и в будущем ее доля вследствие ряда причин (чистота воды, удобство обустройства водозаборов, экономичность эксплуатации и др.) будет только возрастать.

Основным оборудованием для подъема воды из скважин в Украине были и остаются установки погружных скважинных насосов типа ЭЦВ. Данные насосы не всегда отвечают запросам современных потребителей, и их эксплуатация сопровождается рядом проблем [28, 29], среди которых можно выделить короткий срок эксплуатации до ремонта, низкое значение среднеэксплуатационного КПД, повышенный износ и коррозия деталей, низкая ремонтпригодность и др. Для решения описанных выше проблем крупные производители реализуют программы по модернизации [30], затрагивающие одновременно и приводной электродвигатель и насосную часть. Модернизация насосной части в большинстве случаев проводится в трех основных направлениях: применение современных полимеров в радиальных опорах вала насоса, что повышает механический КПД и ресурс; модернизация радиальных уплотнений рабочих колес и применение стойких к коррозии материалов для повышения долговечности насоса; улучшение гидравлических характеристик проточной части, направленное, прежде всего, на повышение значения КПД [30]. Подобные модернизации позволяют, с одной стороны, значительно повысить качество насосов типа ЭЦВ и увеличить срок их службы, но, с другой стороны, являются лишь временным решением.

3.5.1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

По данным европейской ассоциации производителей насосного оборудования Europump, насосными системами потребляется около 20% вырабатываемой в мире электроэнергии [31]. Известно также [32], что при покупке скважинного насоса покупатель в среднем платит лишь 5-8 % от

итоговой суммы, которую он израсходует на протяжении всего срока эксплуатации, в то время как расходы на оплату потребляемой электроэнергии составят около 80% указанной суммы. Очевидно, что в условиях постоянного повышения цен на энергетические ресурсы все больше внимания будет уделяться их экономному расходованию. Соответственно, будут выдвигаться новые требования и к уровню КПД скважинных насосов.

Также отметим, что типоразмерный ряд погружных насосных агрегатов, выпускаемых отечественными производителями, ориентирован в основном на эксплуатацию низкодебитных скважин. В то же время анализ продукции зарубежных производителей указывает на устойчивую тенденцию к увеличению подач насосов при одновременном уменьшении их условного диаметрального габарита (рис. 3.19). Вероятно, это вызвано резким увеличением стоимости строительства и обустройства скважин с ростом их диаметра (по некоторым данным в кубической зависимости [33]). Соответственно, для минимизации как капитальных так и эксплуатационных затрат система водоснабжения при заданной производительности должна обладать следующими качествами:

- иметь минимальный диаметр скважины (насколько позволяют местные геологические условия при обеспечении требуемого дебита) для снижения стоимости ее бурения и обустройства;
- насосный агрегат в составе насосной установки должен иметь максимальный среднеексплуатационный КПД для снижения стоимости эксплуатации.

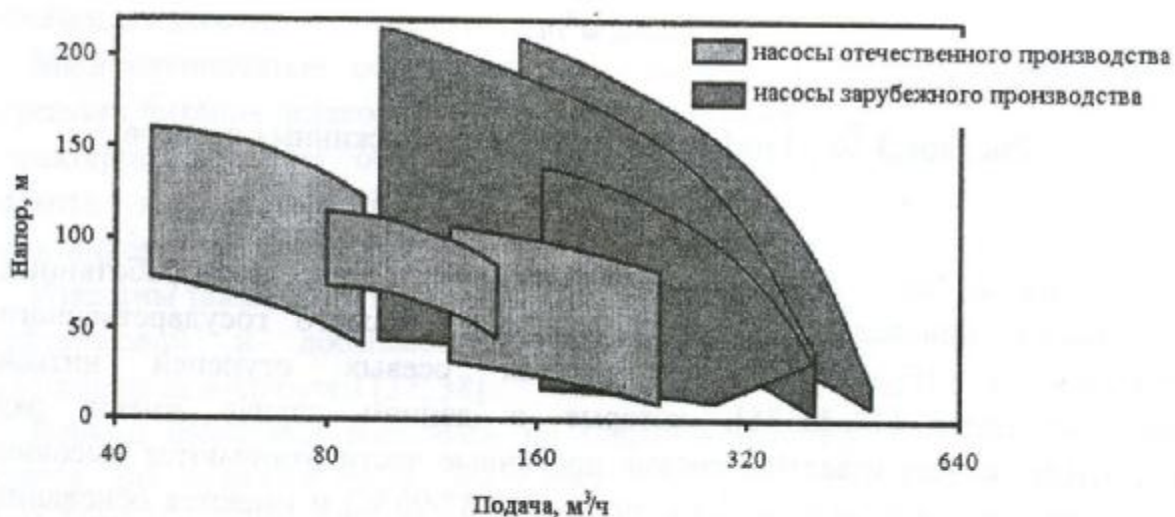


Рисунок 3.19 – Поля рабочих параметров погружных скважинных насосов отечественного и зарубежного производства для 10 условного габарита

Отдельно подчеркнем, что большинство европейских фирм-производителей скважинных насосов уже имеют в составе своих производственных линеек высокопроизводительные насосы с диагональными ступенями и высоким КПД (рис. 3.20), а резервы его дальнейшего повышения в большинстве случаев можно считать практически исчерпанными. Создание способных конкурировать с ними диагональных машин в большинстве случаев представляется весьма проблематичным, так как требует значительных затрат без гарантии получения более высокого результата.

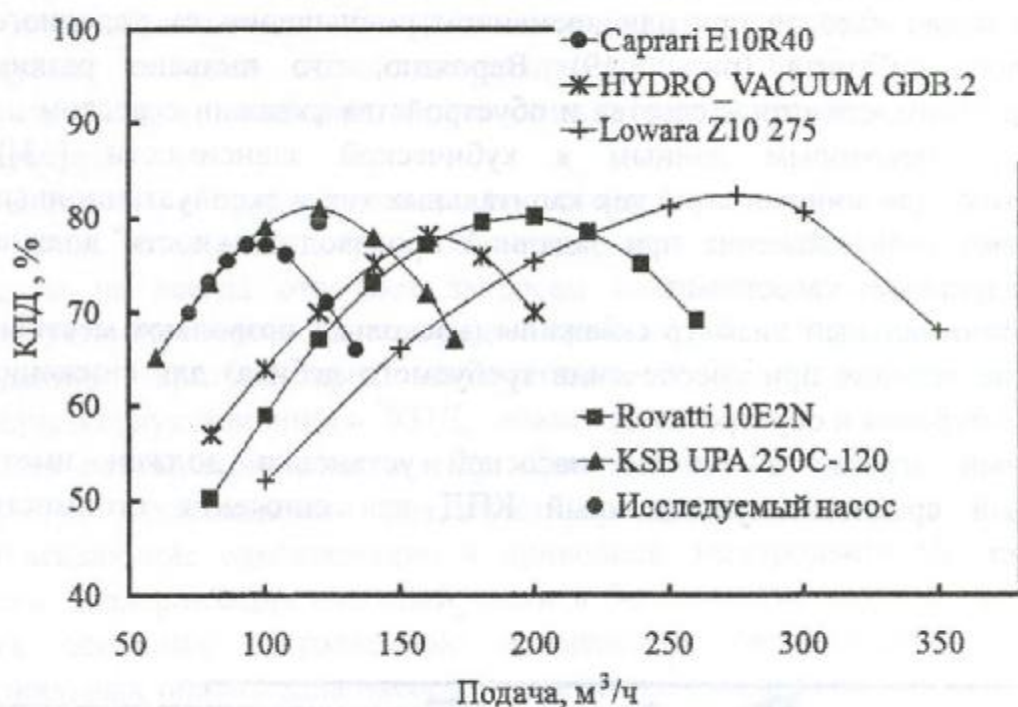


Рисунок 3.20 – График значений КПД скважинных насосов для 10 условного габарита

В таких условиях целесообразным выглядит применение разработанных на кафедре прикладной гидроаэромеханики Сумского государственного университета (СумГУ) малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности [32, 34, 35], которые в данном случае имеют ряд преимуществ. Как известно, осевые проточные части отличаются высоким значением гидравлического КПД (на уровне 87-90 %) и имеются основания полагать, что данный уровень КПД возможно сохранить при снижении коэффициента быстроходности вплоть до района $n_s=300$. Также при высоких подачах они обеспечивают наиболее простую и компактную конструкцию,

что особо важно в ограниченных условиях скважин. Немаловажно то, что при износе осевых рабочих колес в процессе эксплуатации осевое усилие на них (которое является одним из разрушающих факторов для насосов типа ЭЦВ) не возрастает, а уменьшается, что позволяет повысить ресурс опорного узла и избежать повышенного потребления электроэнергии. Но, по-видимому, решающим преимуществом осевых ступеней для скважинных насосов является то, что они дают возможность в 1,5 – 1,7 раза повысить подачу по сравнению с центробежными ступенями при неизменных радиальных габаритах.

Одним из ключевых в данном случае является вопрос о целесообразном диапазоне (по n_s) применения осевых проточных частей (ПЧ) в скважинных насосах в конкуренции с центробежными и диагональными, так как каждая из указанных ПЧ имеет свои преимущества и недостатки, и их применение должно базироваться на тщательном анализе. В качестве основного ограничивающего критерия в данном случае может быть принят КПД осевой ступени по сравнению с лучшими ступенями скважинных насосов мировых фирм-лидеров.

3.5.2. АНАЛИЗ ПРЕДЫДУЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Одноступенчатые конструкции осевых насосов известны достаточно давно и широко применяются на практике. Они отличаются относительной простотой конструкции, малой массой и компактностью при подаче больших объемов жидкости.

Многоступенчатые осевые насосы применяются в ракетостроении в агрегатах питания жидкостных ракетных двигателей [36]. Для таких насосов характерны большие окружные скорости, высокие значения удельной работы, агрессивные рабочие среды и повышенные требования к кавитационной устойчивости.

Известны также попытки применения многоступенчатых осевых насосов в нефтегазовой и добывающей промышленности для перекачивания многофазных жидкостей [37, 38].

Первые известные нам шаги по созданию многоступенчатого осевого насоса для скважин были предприняты в 70-х гг. прошлого столетия А.Н. Папиром [39, 40]. К сожалению, автор отмечает низкое качество изготовления опытного образца, что негативно отразилось на его характеристиках (рис. 3.21), и не позволило в полной мере оценить преимущества данного типа насоса.

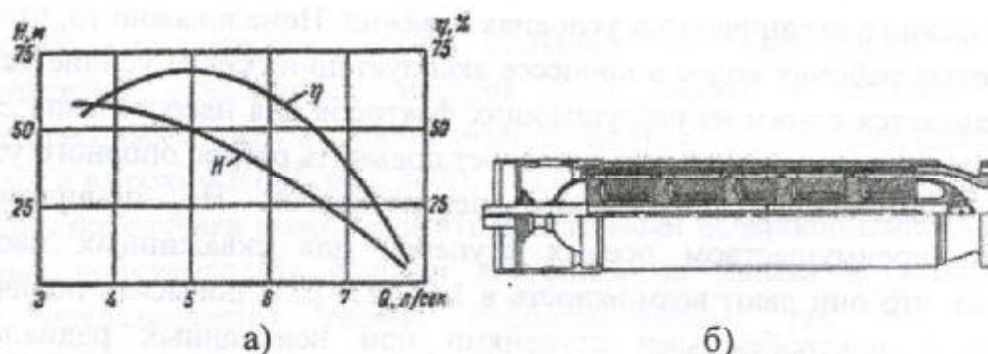


Рисунок 3.21 – а) характеристика осевого скважинного насоса [39, 40]; б) погружной насос осевого типа для скважины диаметром 150 мм

3.5.3. ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Дополнительно к определению нижней границы значений коэффициента быстроходности n_s для малогабаритной осевой ступени необходимо получить информацию о реально достижимых параметрах ступени (напор, КПД, кавитационный запас) для наиболее часто используемых условных габаритов скважин.

Соответственно, при проектировании ступени было выбрано сочетание параметров (табл. 3.3), которое по предварительной информации [41] близко к предельному, так как приводит к росту втулочного отношения и угла установки лопастей рабочего колеса, отрицательно сказываясь на уровне КПД, который принят в качестве основного лимитирующего фактора.

Таблица 3.3 – Исходные данные для проектирования

Коэффициент расхода, $K_Q=Q/(n \cdot D^3)$	Коэффициент напора, $K_H=H/(n^2 \cdot D^2)$	Коэффициент быстроходности, n_s	Частота вращения, об/мин	Условный габарит скважины, дюймы
0,185	0,25	267	2910	10

Было обнаружено, что методика проектирования малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности как таковая отсутствует [42], а имеющиеся методики проектирования осевых ПЧ разработаны преимущественно для диапазона $n_s=700..1000$ и не обеспечивают приемлемой точности за его пределами [43]. Для достижения приемлемых результатов потребовалось введение ряда опытных уточняющих коэффициентов.

Принимая во внимание затруднения, возникающие при единичном изготовлении малоразмерных осевых ПЧ, проектирование велось при

активном использовании численного моделирования в программном комплексе ANSYS CFX университетской версии.

Для корректного моделирования условий работы промежуточной ступени насоса использовалась многосвязная расчетная область, состоящая из входного элемента, трех рабочих колес и статорных аппаратов и выходного элемента. Все результаты были получены для средней из трех ступеней. С целью экономии ресурсов ЭВМ использованная геометрическая модель представляла собой лишь часть полного объема жидкости (рис. 3.22).

Расчетная сетка в рабочем колесе (РК) насчитывала около 0,8 млн. призматических ячеек, в статорном аппарате (СА) – 0,6 млн. ячеек. Перед проведением исследования для каждого элемента расчетной области была выполнена проверка сеточной независимости. Величина переменной $Y+$ находилась в пределах от 10 до 100 единиц, что соответствует рекомендациям, приведенным в руководстве пользователя [42].

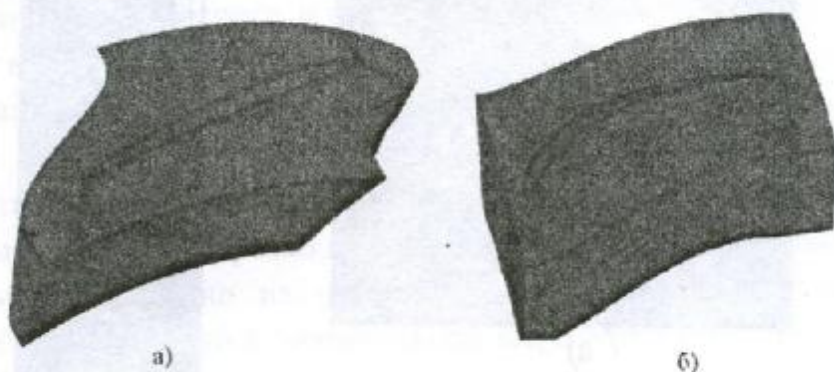


Рисунок 3.22 – Вид расчетных сеток для области:
а) рабочего колеса, б) статорного аппарата

При расчете энергетических и напорных характеристик моделирование течения в ПЧ ступени проводилось в диапазоне подач от $0,8 Q_{\text{опт}}$ до $1,2 Q_{\text{опт}}$. Для моделирования турбулентности была использована стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности с масштабируемыми пристеночными функциями.

По результатам численного моделирования была изготовлена и испытана малогабаритная осевая ступень, а также изготовлен и испытан многоступенчатый насос на ее основе (рис. 3.23). Испытания малогабаритной осевой ступени были выполнены на стенде, принципиальная схема которого приведена на рисунке 3.23. Все энергетические характеристики получены на частоте вращения вала 2910 об/мин. Методика проведения испытаний и определения зависимостей $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ соответствовала изложенной в [53, 54].

Сравнительно небольшие габариты, невысокие значения потребляемой мощности исследуемых ступеней, а также возможность влияния закрутки на входе в рабочее колесо на характеристику ступени не позволяют получить

достаточно качественные экспериментальные данные при работе с одной ступенью. Поэтому при испытаниях были проведены последовательные испытания сборок, которые состояли соответственно из трех и двух (промежуточная демонтирована) ступеней. Энергетические характеристики демонтированной ступени получались как разница характеристик указанных сборок. Принималось, что в данном случае влиянием входа и выхода из экспериментального прибора можно пренебречь. Для исключения влияния гистерезисных явлений на получаемую характеристику ступени испытания проводились от максимальной подачи до нулевой и в обратном направлении.

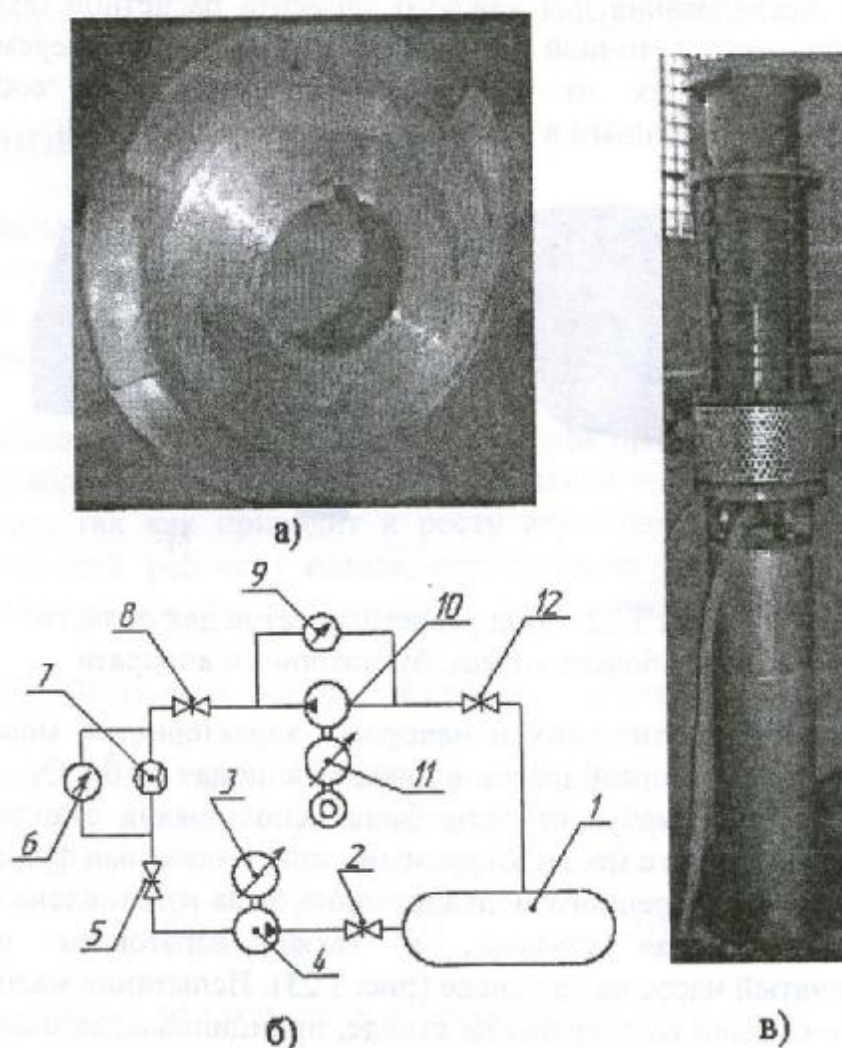


Рисунок 3.23 – Испытания ступени скважинного насоса:

- а) рабочее колесо испытуемой ступени; б) схема стенда для испытаний (1 – бак, 2 – задвижка, 3 – электродвигатель, 4 – вспомогательный насос, 5 – задвижка, 6 – дифманометр, 7 – расходомерное устройство, 8 – задвижка, 9 – дифманометр, 10 – экспериментальный прибор, 11 – балансирная машина, 12 – задвижка);
в) испытуемый насосный агрегат

Интегральные характеристики ступени, полученные на экспериментальном стенде и в результате численного моделирования, представлены на рисунке 3.24, а. Все приведенные ниже результаты относятся к промежуточной ступени. Анализ характеристик показывает, что расхождение результатов численного моделирования и эксперимента по напору составляет около 3% с вполне предсказуемым завышением напора при численном моделировании. Что же касается КПД, то из рисунка 3.24, а следует, что полученная при испытаниях на стенде кривая КПД ступени обеспечивает более узкий диапазон рабочих режимов, чем та, которая получена при численном моделировании, в то время как максимальные значения КПД имеют приемлемое расхождение в 4%. Наиболее вероятной причиной указанного поведения экспериментальной зависимости КПД являются расхождения между геометрической моделью лопастных систем, использованной при расчете, и реально изготовленной, в особенности формы входных и выходных кромок, шероховатости каналов проточной части и т. д.

При анализе картины течения в каналах исследуемой ПЧ было выявлено, что даже на оптимальных режимах течение имеет весьма сложный пространственный характер, изменение параметров потока вдоль размаха лопасти выражено более резко по сравнению с обычными осевыми насосами, и практически ни одно из цилиндрических сечений ПЧ не работает в расчетных условиях, что в значительной мере затрудняет проектирование и доводку ПЧ такого типа.

Дальнейшее понижение n_s (которое при фиксированном значении частоты вращения и напора равнозначно снижению коэффициента подачи) нецелесообразно, так как приведет к дальнейшему росту углов установки лопастей рабочего колеса, диффузорности его каналов и росту гидравлических потерь, что неизбежно уменьшит значение КПД ступени [45, 46].

На рисунке 3.24, б представлены экспериментальная и расчетная характеристики насоса. Несмотря на невыгодное сочетание коэффициентов напора и подачи, получено значение КПД насоса, которое лишь незначительно ниже КПД насосов ведущих фирм, приведенных на рисунке 3.20. На экспериментальной характеристике насоса оптимум смещен в область малых подач, что объясняется некоторыми особенностями изготовления рабочих колес. Анализируя напорные характеристики насоса, приведенные на рисунке 3.24, б можно отметить, что расхождение между результатами численного моделирования и эксперимента в точке оптимума составляет не более 3%, что вполне приемлемо.

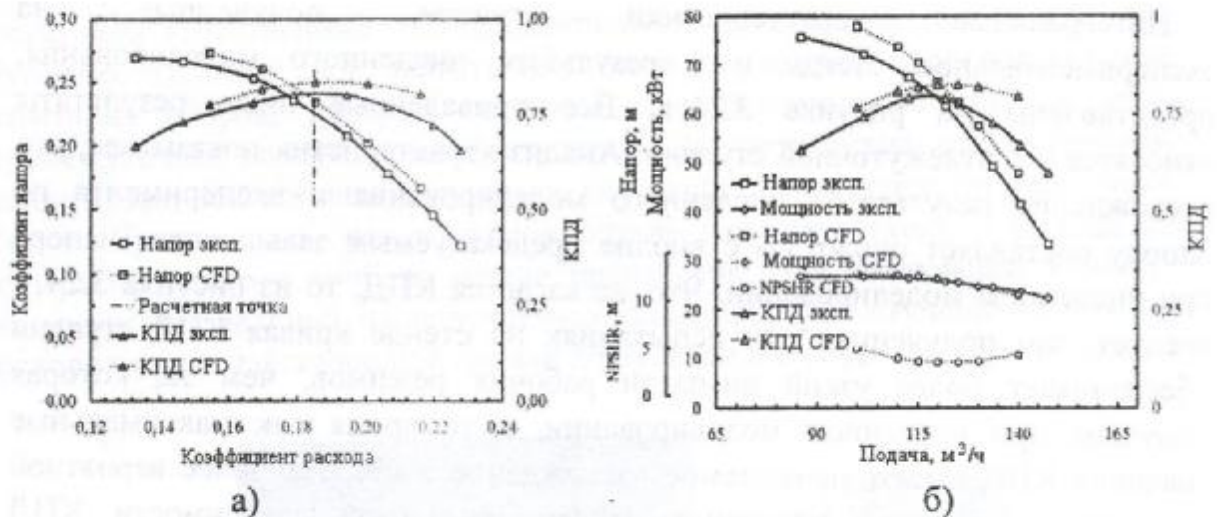


Рисунок 3.24 – а) характеристики ступени; б) характеристики насоса

ВЫВОДЫ

В результате проведения численного моделирования, испытаний ступени и опытного насоса на экспериментальных стендах были получены следующие результаты:

- экспериментально подтверждена возможность применения малогабаритных осевых ступеней с низким коэффициентом быстроходности (вплоть до $n_s=267$) в погружном скважинном насосе с получением приемлемых значений КПД ступени (82%) и насоса (79%);
- создание ступеней с более низким n_s равнозначно уменьшению коэффициента расхода, что приведет к дальнейшему росту углов установки лопастей рабочего колеса, диффузорности его каналов и втулочного отношения, что снизит КПД ступени и поэтому нецелесообразно;
- исследуемая ступень имеет ряд перспективных направлений по дальнейшему совершенствованию как самой ступени, так и насоса в целом.