

Министерство образования и науки Украины
Сумский государственный университет

На правах рукописи

Криштоп Игорь Владимирович

УДК 621.65

**УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЕ ОТВОДЯЩЕЕ УСТРОЙСТВО
СВОБОДНОВИХРЕВОГО НАСОСА С УЛУЧШЕННЫМИ
ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ**

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

Гусак Александр Григорьевич

кандидат технических наук, доцент

Сумы – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ.....	4
ВВЕДЕНИЕ	7
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА ОТВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА СВН	14
1.1 Область применения и характерные особенности свободновихревых насосов.....	14
1.2 Особенности рабочего процесса и схемы течения жидкости в проточной части СВН	23
1.3 Анализ исследований по влиянию геометрии отводящего устройства на характеристики СВН	41
1.3.1 Конструкция и назначение отводящих устройств. Влияние формы отводящего устройства	41
1.3.2 Влияние формы меридианного сечения	45
1.3.3 Влияние формы подводящего устройства	47
1.3.4 Влияние площади выходного сечения	49
1.3.5 Влияние ширины свободной камеры	51
1.4 Выводы	54
РАЗДЕЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ. МЕТОДЫ ЕГО ПРОВЕДЕНИЯ	56
2.1 Объект, цель и задачи проведения исследования	56
2.2 Физический эксперимент	61
2.2.1 Описание экспериментального стенда.....	61
2.2.2 Экспериментальный насос	64
2.2.3 Методика проведения эксперимента и обработки результатов исследования.....	66
2.2.4 Оценка погрешностей проведения эксперимента	69
2.3 Численное моделирование. Методика проведения численного исследования	78
2.3.1 Проверка адекватности численного расчета СВН на примере тестовой задачи	81
2.3.2 Методика проведения численного исследования.....	89
2.4 Выводы	94

РАЗДЕЛ 3	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ	
ОТВОДА СВН.....		96
3.1	Модель течения идеальной жидкости в отводящем устройстве насоса	96
3.2	Кинематика течения жидкости в отводящем устройстве СВН.....	104
3.3	Влияние течения реальной жидкости на геометрию отводящего устройства	112
3.4	Численное моделирование движения вязкой жидкости в отводящем устройстве СВН. Проверка предложенной математической модели	116
3.5	Выводы.....	120
РАЗДЕЛ 4	РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В	
ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СВОБОДНОВИХРЕВОГО НАСОСА ТИПА TURO.....		122
4.1	Уточнение физической модели рабочего процесса СВН. Численное исследование течения жидкости в кольцевом отводящем устройстве СВН.....	122
4.2	Влияние геометрических размеров и формы отводящего устройства на формирования течения жидкости в проточной части СВН.....	131
4.3	Исследование пространственного отводящего устройства СВН высокой быстроходности ($n_s > 140$).....	145
4.4	Результаты экспериментальных исследований СВН.....	149
4.5	Методические рекомендации по проектированию пространственного спирального отводящего устройства СВН.....	158
4.6	Выводы.....	168
ВЫВОДЫ		169
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ		172
ПРИЛОЖЕНИЕ А		186
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....		187
ПРИЛОЖЕНИЕ В		188

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ

Условные обозначения

B, b	– ширины характерных сечений, м;
D, d	– диаметры характерных сечений, м;
F, f	– площади характерных сечений, м ² ;
G	– массовый расход, кг/м ³ ;
g	– ускорение свободного падения, м/с ² ;
ρ	– плотность, кг/м ³ ;
γ	– удельный вес, н/м ³ ;
H	– напор, м;
h	– потери напора, м;
K	– момент скорости, м ² /с;
$M_{кр}$	– крутящий момент на валу двигателя, Н·м;
K_e	– коэффициент, учитывающий быстроходность насоса;
l	– длины характерных участков и элементов, м;
N	– мощность, Вт;
n	– частота вращения, об/мин;
ω	– угловая скорость, 1/с;
n_s	– коэффициент быстроходности;
p	– давление, Па (кгс/см ²);
Q	– подача насоса, м ³ /с (м ³ /ч);
R, r	– радиусы характерных сечений и элементов, м;
V	– скорость потока в абсолютной системе координат, м/с;
t	– время, с;
α	– угол наклона спирали в радиальном направлении, град;
β	– угол наклона спирали в осевом направлении, угол установки лопасти РК, град;
z	– количество лопастей, шт;

\bar{B}	– относительная ширина свободной камеры;
$\bar{\delta}$	– относительная толщина лопасти РК;
\bar{b}_2	– относительная ширина лопасти РК;
\bar{D}_1	– относительный диаметр входа в насос;
\bar{D}_0	– относительный диаметр входа в РК;
ζ	– коэффициент сопротивления;
η	– коэффициент полезного действия;
$\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \frac{gH}{n^2 D_2^2}$	– коэффициент напора;
$\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \frac{Q}{n D_2^3}$	– коэффициент подачи;
$\psi = gH / U_2^2$	– коэффициент напора.

Индексы

0	– входное сечение в насос;
1	– входное сечение рабочего колеса;
2	– выходное сечение рабочего колеса;
max	– максимальный;
m	– в проекции на меридианную плоскость;
r	– в радиальном направлении;
u	– в окружном направлении;
z	– в осевом направлении;
$ц$	– центр циркуляции, циркуляционный;
$опт$	– относительно оптимального режима работы;
$пр$	– приведенный;
$вс$	– всасывающий;
$н$	– напорный;

<i>расч</i>	– относительно расчетного режима;
<i>рк</i>	– относительно рабочего колеса;
<i>в</i>	– относительно входного сечения;
<i>вых</i>	– относительно выходного сечения;
<i>я</i>	– относительно языка.

Сокращения

КПД	– коэффициент полезного действия;
СВН	– свободновихревой насос;
ПП	– программный продукт;
НИР	– научно-исследовательская работа;
ПЧ	– проточная часть;
РК	– рабочее колесо;
РО	– расчетная область;
МКО	– метод конечных объемов;
СумГУ	– Сумский государственный университет;
ПГМ	– прикладная гидроаэромеханика.

ВВЕДЕНИЕ

Свободновихревые насосы (СВН) являются одним из приоритетных видов насосного оборудования, которые используются во многих отраслях промышленности для перекачивания загрязненных жидкостей, в частности кристаллических суспензий, вязких износосодержащих сред, загрязненных смол, сточных вод, канализационного ила, пищевых продуктов и т. п.

Недостатками СВН являются ограниченные напоры ($H \leq 100$ м) и относительно небольшие значения коэффициента полезного действия (КПД) $\eta = 35 - 58\%$. Однако ресурс работы этих насосов по сравнению с центробежными значительно выше. К ресурсу работы необходимо отнести и пропускную способность насоса. В связи с этим актуальным становится задача создания энергоэффективных СВН с большими значениями подачи, то есть с повышенными коэффициентами быстроходности: $n_s = 60 - 180$.

Большая часть отечественных СВН имеют максимальную энергоэффективность в области быстроходности $n_s = 60 - 140$. Работа насоса на режимах, отличающихся от указанного диапазона, зачастую экономически не оправдана. В этом случае приходится использовать другие типы насосного оборудования, которые имеют более низкий ресурс работы.

Проведя анализ существующих конструкторских разработок, можно сделать вывод, что отводящее устройство при проектировании насосного оборудования является одним из наиболее важных составляющих, которые влияют на энергетические качества насоса. Следовательно, дальнейшее улучшение работы СВН возможно путем разработки усовершенствованного отводящего устройства.

Условие достижения максимального значения КПД СВН с большим коэффициентом быстроходности должно сводиться к уменьшению потерь энергии в его отводящем устройстве. Определение потерь энергии в отводящем устройстве осложнено тем, что структура потока в свободной камере СВН является неравномерной по сечению, к тому же поток жидкости в отводящем устройстве

существенно деформируется вследствие наличия бокового течения жидкости, выходящего из рабочего колеса (РК).

Анализ [1] показал, что во всех конструкциях СВН с кольцевым отводящим устройством существует окружная неравномерность потока в его канале. Изучением этого вопроса заинтересовалось ряд зарубежных фирм. Попытки оптимизировать геометрию отводящего устройства СВН были предприняты фирмой Egger [2]. Сложность выбора оптимальной конструкции отводящего устройства объясняется отсутствием единой теории рабочего процесса СВН. Поэтому выбор его оптимального типа связан с большим количеством экспериментов.

Для определения потерь энергии в отводящем устройстве на стадии проектирования насоса целесообразно применять современные методы расчета течения жидкости, в частности численное исследование.

Настоящая работа посвящена изучению и созданию энергоэффективного свободновихревого насоса с высоким коэффициентом быстроходности.

Актуальность темы исследования. Тема исследования является актуальной, поскольку создание СВН высокой быстроходности путем применения усовершенствованного отводящего устройства позволяет достичь его максимальной энергоэффективности. Изучение гидродинамических особенностей отводящего устройства, влияющего на характеристики насоса, позволит разрабатывать СВН, эффективно работающие в широком диапазоне подач.

Связь работы с научными программами, планами и темами. Диссертационная работа выполнялась в соответствии с планом научно-исследовательских работ (НИР) кафедры прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ). Соискатель был исполнителем госбюджетных НИР «Исследование рабочих процессов динамических машин» (№ 0110U001950) и «Исследование рабочих процессов насосов и гидроприводов» (№ 0114U000069).

Цель и задачи исследования. Цель исследования – повышение энергетической эффективности свободновихревого насоса высокой

быстроходности ($n_s > 140$) путем создания пространственного спирального отводящего устройства.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи исследования:

- обосновать целесообразность применения СВН высокой быстроходности ($n_s > 140$) при транспортировании загрязненных сред;
- разработать математическую модель течения вязкой жидкости в отводящем устройстве СВН;
- разработать усовершенствованное отводящее устройство повышенной экономичности для СВН высокой быстроходности;
- исследовать возможность расчета СВН при помощи численного моделирования и получить рекомендации по его применению;
- оценить различные типы отводящих устройств, с которых выбрать конструкцию, что обеспечивает повышение энергетической эффективности СВН;
- установить рациональный диапазон выбора проектных параметров корпуса СВН с усовершенствованным отводящим устройством путем определения характера их влияния на напорную и энергетические характеристики насоса и спрогнозировать область его использования;
- провести экспериментальные исследования СВН с целью подтверждения адекватности разработанной математической модели и энергетической эффективности предложенной конструкции усовершенствованного отводящего устройства и дать практические рекомендации по его проектированию.

Объект исследования – гидравлические процессы взаимодействия потока жидкости с элементами проточной части свободновихревого насоса типа «Туго».

Предмет исследования – структура течения жидкости в проточной части СВН типа «Туго» и взаимосвязь геометрических параметров отводящего устройства с характеристиками насоса.

Методы исследования. Поставленные задачи решались путем использования аналитического и численного методов исследования, а также методом физического эксперимента – испытание опытных образцов СВН с различными типами отводящих устройств.

Аналитическая часть исследования основана на анализе материалов теоретических исследований и экспериментальных работ по проектированию СВН, которые позволили обосновать актуальность темы, сформулировать ее цель и задачи. Аналитическое исследование структуры потерь в отводящем устройстве СВН позволило уточнить существующую модель течения в нем.

Численное исследование выполнено на основе решения системы уравнений, описывающих фундаментальные законы гидромеханики: уравнений движения вязкой жидкости вместе с уравнением неразрывности потока. Это позволило определить границы использования СВН с пространственным спиральным отводящим устройством, установить рациональный диапазон варьирования его основных геометрических параметров, а также их влияние на напорную и энергетические характеристики насоса.

Физический эксперимент включал в себя испытания натуральных проточных частей корпусов СВН и был выполнен для проверки эффективности работы пространственного спирального отводящего устройства, а также подтверждения результатов его численных расчетов.

Достоверность полученных экспериментальных данных подтверждается множеством проведенных физических исследований, а также допустимой погрешностью измерения физических величин [3; 4].

Научная новизна полученных результатов:

- впервые обосновано целесообразность использования свободновихревых насосов с высоким коэффициентом быстроходности $n_s > 140$;
- разработано математическую модель течения вязкой жидкости в отводящем устройстве СВН;

- определены особенности рабочего процесса СВН, в частности распределение потоков жидкости, входящих в окружном направлении в канал отводящего устройства в зависимости от быстроходности насоса;

- на основании проведенного численного моделирования впервые установлена взаимосвязь геометрических параметров различных типов отводящих устройств СВН с характеристиками насоса;

- впервые доказана возможность использования пространственного спирального отводящего устройства для повышения энергетической эффективности СВН высокой быстроходности и установлено взаимосвязь основных параметров этого устройства с характеристиками насоса.

Практическое значение полученных результатов для насосостроения заключается в следующем:

- установлено влияние конструкции отводящего устройства на эффективность работы СВН с высоким коэффициентом быстроходности $n_s > 140$;

- сформулированы практические рекомендации по выбору основных геометрических параметров корпуса СВН высокой быстроходности;

- создана принципиально новая конструкция пространственного отводящего устройства, которая позволила повысить энергоэффективность СВН высокой быстроходности и проведены ее испытания;

- получен патент на полезную модель свободновихревого насоса с усовершенствованным отводным устройством.

Основные результаты исследований были внедрены на предприятиях АО "Сумский завод" Насосэнергомаш", ПАО "ВНИИАЭН" и в учебный процесс Сумского государственного университета и что подтверждено соответствующими актами (Приложение А, Б, В).

Личный вклад соискателя. Основные результаты диссертационной работы были получены автором самостоятельно. Постановка задач исследований, анализ и обсуждение полученных результатов выполнялись соискателем совместно с научным руководителем.

В написанных в соавторстве научных публикациях, которые раскрывают основные результаты работы, соискателем выполнено следующее: в работе [5] проведены численные расчеты СВН в программном комплексе ANSYS CFX с целью апробации методики численного исследования на примере свободновихревого насоса, для которого ранее экспериментально был исследован рабочий процесс и получены внешние характеристики. Проведен анализ рабочего процесса СВН [6] и получена оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в насосе. Работа [7] посвящена планированию виртуального эксперимента для исследования вихревой ступени. В работах [8] и [9] намечены пути расширения области применения СВН высокой быстроходности. В научной публикации [1], которая написана соискателем самостоятельно, проведен анализ гидродинамических особенностей течения жидкости в отводящих устройствах СВН. Получено также четыре патента на полезную модель «Свободновихревой насос» [10-13]. Кроме этого, в работах [14-21] соискатель самостоятельно провел численные исследования и проанализировал полученные результаты.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались: на II Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Сучасні технології в промисловому виробництві» (г. Сумы, 2012 г.); на XVIII международной научно-технической конференции «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (г. Киев, 2013 г.); на XV международной научно-технической конференции «Промислова гідравліка і пневматика» (г. Мелитополь, 2014 г.); на III Всеукраинской межвузовской научно-технической конференции «Сучасні технології в промисловому виробництві» (г. Сумы, 2014 г.); на XX международной научно-технической конференции «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (г. Киев, 2015 г.); на научно-технических конференциях преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов Сумского государственного университета (г. Сумы, 2011, 2013, 2015 гг.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 18 научных работ, из которых 4 статьи в специализированных изданиях Украины, 1 статья в

зарубежном издании, которое входит в наукометрическую базу Scopus, 1 статья в составе монографии, получено 4 патента на полезную модель, а также опубликованы тезисы 8 докладов на научно-технических конференциях.

Структура и объем диссертационной работы.

Диссертационная работа состоит из введения, 4 разделов, выводов, списка использованных источников и приложений. Полный объем диссертационной работы составляет – 188 страниц. Диссертационная работа имеет 91 рисунок, 6 с которых на отдельных страницах, 8 таблиц по тексту, 3 приложения на 3 страницах, библиография из 120 источников на 14 страницах.

Автор выражает огромную благодарность научному руководителю Гусаку Александру Григорьевичу и доценту кафедры прикладной гидроаэромеханики Герману Виктору Федоровичу за научную, методическую и организационную помощь при выполнении данной работы, без которой она могла бы не появиться. Искреннюю благодарность автор выражает коллегам по кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ, а также семье за помощь и моральную поддержку при написании работы.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА ОТВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА СВН

1.1 Область применения и характерные особенности свободновихревых насосов

Одной из приоритетных задач при модернизации различных отраслей промышленности и инфраструктуры Украины является повышение эффективности эксплуатируемого оборудования. В первую очередь это касается проблемы значительного снижения себестоимости транспортирования минерального сырья и продуктов его переработки. Особенно эта задача актуальна для гидравлического трубопроводного транспорта.

Для решения многих производственных проблем при перекачивании различных жидкостей используют центробежные насосы. В редких случаях их перекачиваемой средой является вода или другие чистые жидкости. Очень часто возникает необходимость в перекачивании жидкостей с твердыми и кристаллическими включениями, смесей с песком, жидкостей с волокнистыми примесями, суспензий высокой вязкости, газожидкостных смесей и других загрязненных жидкостей.

Насосостроительная промышленность пыталась решить эту проблему при помощи разнообразных конструкций центробежных насосов с одно- и двух-канальными РК, с открытыми РК и т. п. [22; 23]. Несмотря на всю интенсивность поисков, полного решения проблемы перекачивания загрязненных жидкостей пока достичь не удалось.

При перекачивании суспензий в целлюлозно-бумажной промышленности КПД используемых центробежных насосов начинает снижаться при концентрации суспензии, приближающейся к 7%. Транспортирование вязкой среды также связано со значительными трудностями, одной из которых является

износ проточной части (ПЧ) насосов при перекачивании абразивных смесей. При перекачивании газожидкостных смесей возможен срыв подачи, а забивание насоса является проблемой при транспортировании сточных вод.

Среди насосов вихревого принципа действия особое место занимают свободновихревые насосы. С их появлением возникла необходимость внесения изменений в классификацию динамических насосов, в которой они были выделены в отдельную группу насосов вихревого принципа действия.

Область использования СВН связана с наличием свободной от вращающихся деталей вихревой камеры, которая позволяет перекачивать продукты с минимальным их повреждением (рис. 1.1).

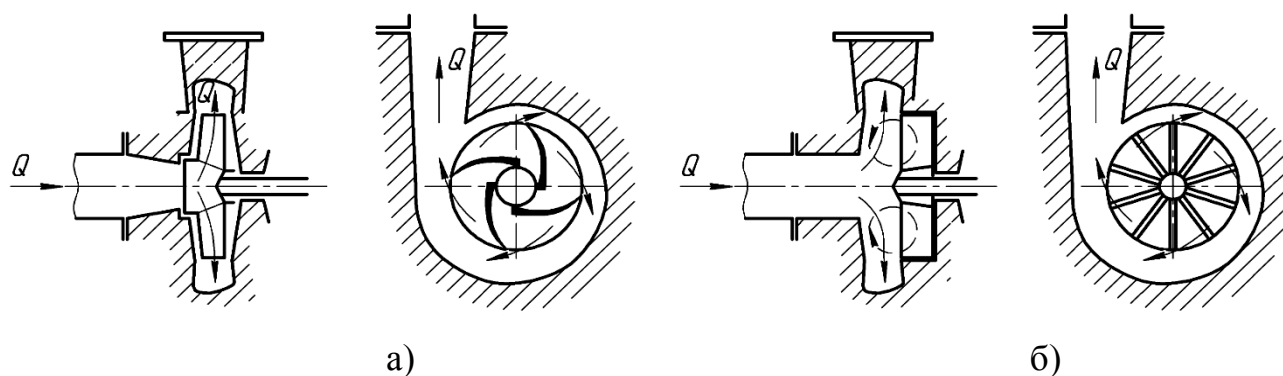


Рисунок 1.1 – Конструктивные схемы проточной части насоса:

а) – центробежный насос; б) – свободновихревой насос

Использование конструкции насоса свободновихревого типа взамен центробежного для перекачивания абразивных и коррозионных включений позволило значительно увеличить ресурс работы насоса, уменьшить потребность в его запасных частях, стоимость технического обслуживания и ремонта, несмотря на 15 - 20% уменьшение КПД [24]. СВН могут использоваться взамен насосов типа НФ, Ф, СД, ФМ, СОТ, СМ, СМС, СКО и СКМ [25]. В соответствии с потребностями различных отраслей промышленности в настоящее время применяется типоразмерный ряд СВН с подачами $Q = 25 - 800 \text{ м}^3/\text{ч}$; напорами $H = 12,5 - 65 \text{ м}$.

В отдельных случаях СВН могут заменять струйные насосы. Однако, при равной подаче и расстоянии транспортирования продукта, в струйных насосах

энергетические показатели значительно ниже свободновихревых, а массовые - выше [26].

В настоящее время, для повышения конкурентоспособности насосов свободновихревого типа на рынке продаж решаются различные задачи в области их проектирования, в частности, совершенствование проточной части.

Основными задачами при проектировании этих насосов являются:

- повышение напора;
- достижение максимально возможного КПД для заданного коэффициента быстроходности;
- уменьшение износа деталей ПЧ;
- увеличение жизненного цикла СВН;
- уменьшение себестоимости насоса;
- унификация проточных частей СВН путем перехода к блочно-модульной конструкции.

Насосы, работающие по такому принципу действия, по сравнению с классическими центробежными насосами имеют ряд положительных свойств [27], а именно:

- насосы не закупориваются, поскольку проход в свободной камере равен или близок к диаметру всасывающего и напорного патрубков;
- насосы имеют высокую стойкость к абразивному износу (СВН в 2–3 раза превышает износостойкость центробежных насосов, выполненных из того же материала);
- конструкция насосов исключает возможность повреждения транспортируемых продуктов при использовании специального экрана перед РК [28];
- в течение всего срока службы насосов отсутствует потребность в регулировании зазоров в паре колесо-корпус;
- работа насосов мало зависит от колебаний в сети электропитания – спокойная, без биений и рывков, что значительно увеличивает срок службы подшипниковых узлов;

- конструкция насосов и технология их изготовления проще и экономичнее конструкции центробежных насосов;
- насосы имеют более простую форму проточной части;
- конструктивное исполнение насосов позволяет с небольшими затратами проводить ремонт и изготовление запасных частей на месте эксплуатации;
- насосы имеют более высокую долговечность и надежность;
- хорошие всасывающие качества, полученные на основе кавитационных исследований, позволяют расширить области применения СВН, в особенности там, где достижение больших высот всасывания или же малых подпоров более важно, чем высокий КПД [29; 30].

В практике отечественного насосостроения при проектировании насосов наибольшее распространение получил коэффициент быстроходности n_s , характеризующий КПД насоса, форму его проточной части, а также соотношение её геометрических размеров. В связи с ростом объемов перекачиваемого продукта актуальной становится задача создания насосов высокой быстроходности.

Величина коэффициента быстроходности определяется по формуле [31]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.1)$$

где n – частота вращения насоса, об/мин;

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, м.

Согласно (1.1) повышение коэффициента быстроходности возможно за счет увеличения частоты вращения, подачи или уменьшения напора насоса.

Во многих случаях, в насосе необходимо обеспечить сохранность перекачиваемого продукта. При больших скоростях жидкости в проточной части

СВН увеличивается интенсивность износа его деталей, поэтому повышать быстроходность насоса за счет увеличения частоты вращения зачастую не целесообразно. Также не целесообразным является повышение n_s за счет понижения напора, так как он является одним из главных параметров работы насоса на сеть. Тогда единственной возможностью изменения быстроходности является подача насоса.

В работе [13] для повышения быстроходности СВН предложено перейти к двухпоточной схеме течения жидкости в насосе. Данное конструктивное решение позволит сдвинуть оптимальный режим работы насоса в область более высоких подач, однако существенно усложняет его конструкцию.

В настоящее время значительное количество СВН производится рядом зарубежных фирм: Egger, Blaskmer, Wemco pump, Edur, Garbarino, KSB, ООО “Гидрокомпрессор” и др. Эти насосы работают в диапазоне быстроходностей $n_s \leq 200$ (рис. 1.2). В Украине центром исследования и проектирования СВН является кафедра ПГМ СумГУ. Этими исследованиями занимались ведущие ученые кафедры: В. Малюшенко, И. Ковалев, А. Евтушенко, В. Герман, А. Котенко, В. Сапожников, С. Яхненко, В. Соляник и другие. На основании этих наработок был создан целый ряд СВН. Часть этих насосов серийно выпускается АО “Сумский завод “Насосэнергомаш”, Украина. Коэффициент быстроходности насосов $n_s \leq 120$.

Учитывая опыт создания центробежных насосов, расширение диапазона параметров СВН по подаче возможно путем изменения геометрии их отводящего устройства. Первая попытка в этом направлении была сделана Э. Эггером [32] при создании отводящего устройства СВН типа «Turo» с внутренней осевой спиралью, в корпусе которого боковой канал был выполнен таким образом, что обеспечивал более быстрое течение среды от всасывающего патрубка к напорному.

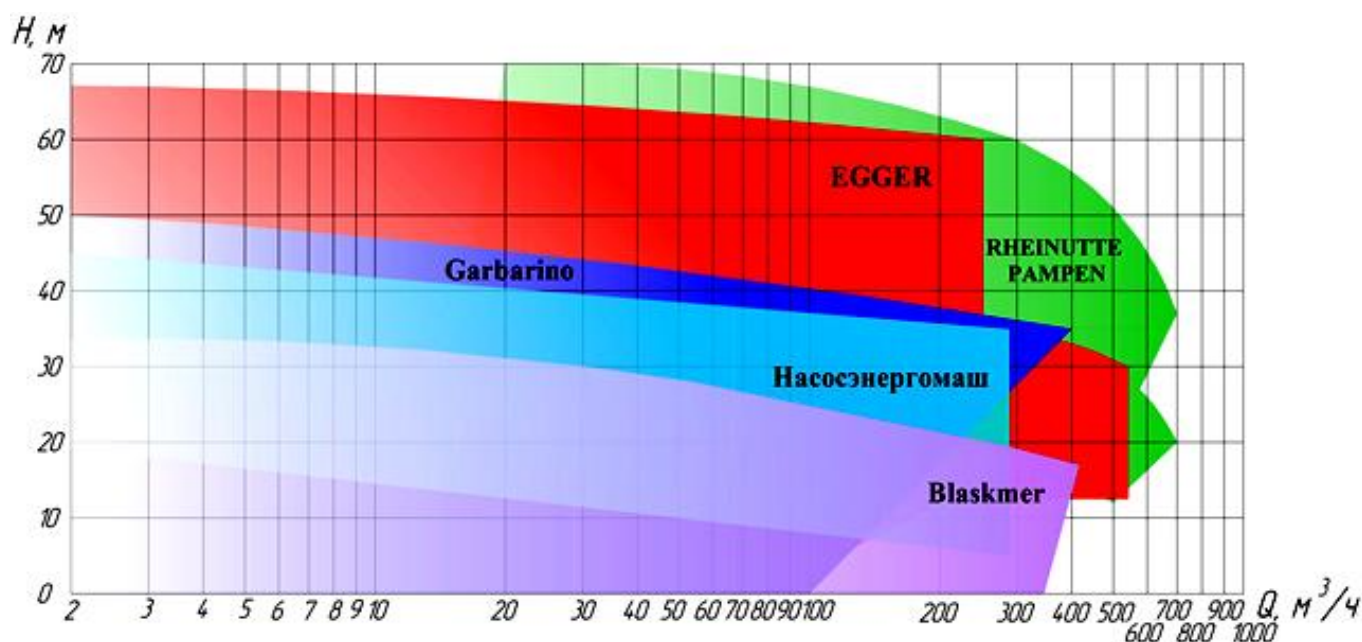


Рисунок 1.2 – Сравнение полей работы СВН отечественных и зарубежных производителей

Большой объем исследований по конструкциям отводящих устройств СВН типа «Туго» был проведен во ВНИИГидромаше (Москва) [33]. Анализ результатов этих работ показал, что на данном пути автору не удалось достичь существенных результатов. Исследование данного вопроса продолжили ученые на кафедре ПГМ СумГУ. Была предпринята попытка при проектировании отводящего устройства учесть пространственный характер течения на его входе. Для создания СВН высокой быстроходности авторы работы [34] пошли по пути изменения как конструкции рабочего колеса, так и отводящего устройства. В результате предложенное ими отводящее устройство для СВН типа «Туго» получилось вытянутым в осевом направлении («винтообразным») [35]. Однако проведенные испытания не дали ожидаемого результата, поскольку КПД насоса оказался низким. Анализ результатов других работ также показал, что на данном пути усовершенствования отводящего устройства существенных результатов достичь не удалось. Поэтому вопрос разработки СВН повышенной экономичности, имеющего высокий коэффициент быстроходности, остается открытым.

В процессе создания СВН [36] были разработаны три базовые конструкции этих насосов, отличающиеся между собой формой РК и его расположением относительно свободной камеры: «Wemco», "Seka" и «Turo». Многообразие других известных конструктивных вариантов этих насосов является лишь производными от базовых. Сравнение характеристик различных конструктивных схем СВН (рис. 1.3) показало, что при переходе от конструкции насоса типа «Wemco» к насосу типа "Seka" оптимальная экономичность насосов смещается в сторону больших n_s . Наименьшее значение коэффициента напора соответствует конструктивной схеме «Wemco», а наибольшее – схеме "Seka".

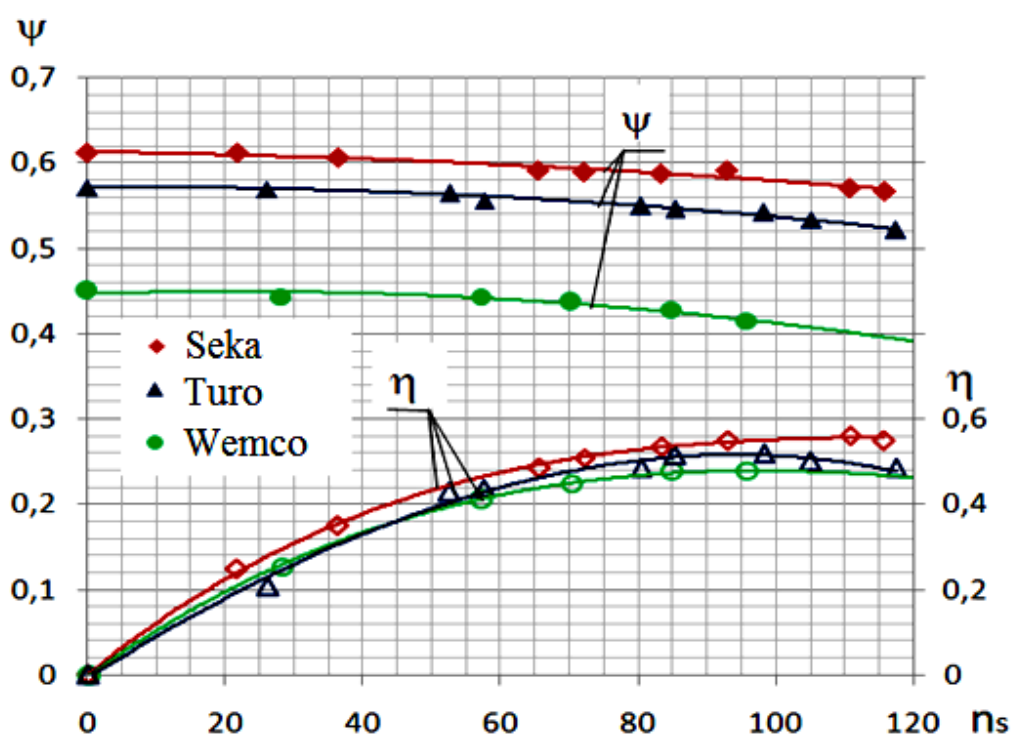


Рисунок 1.3 – Сравнение характеристик различных схем СВН

Среди зарубежных разработок СВН наибольшее количество насосов конструктивной схемы «Turo» [29; 37; 38; 39]. В работе [24], исходя из анализа предыдущих исследований, автор показывает, что из всех существующих конструктивных схем, более оптимальной является схема СВН типа «Turo». СВН типа «Turo» имеют ряд преимуществ перед остальными схемами при перекачивании высокоабразивных смесей с крупными включениями:

– свободная камера насоса обеспечивает проход твердых частиц максимального размера, ограниченного диаметром напорного патрубка. При этом происходит свободное перекачивание взвесей с абразивными, коррозионными твердыми частицами, кристаллами или волокнистыми элементами, которые находятся в жидкости. В других видах насосов их перекачивание приводит к закупориванию проточной части насоса или наматыванию на его элементы;

– низкое значение величины радиальной силы обеспечивает устойчивую работу насоса без вибрации и повышает долговечность его подшипников [26];

– насос надежен при эксплуатации и практически не возникает неполадок в течение всего срока его службы;

– беспроблемная работа при обратных течениях жидкости;

– вращение вала в обратном направлении не влияет на безопасность работы насоса.

Все вышесказанное позволяет сделать вывод о том, что СВН типа «Туго» имеют минимальное энергопотребление, меньший износ и более надежны в работе.

Применение СВН типа «Туго» обеспечивает низкие затраты на их эксплуатацию и длительное время бесперебойной работы между обслуживанием.

Сравнение энергетических характеристик СВН типа «Туго», приведенное в работе [40], показало, что оптимальная их работа ограничена узким интервалом коэффициентов быстроходности. Наиболее высокая экономичность достигается в области $n_s = 80 - 140$, в которой значение КПД отечественных насосов составляет $\eta = 0,5 - 0,52$ (рис 1.4).

В работе [26] максимальный КПД СВН был получен при коэффициентах быстроходности $n_s = 80 - 150$. Однако эти данные несколько отличаются от приведенных в [40].

Необходимо отметить, что с увеличением коэффициента быстроходности насоса ($n_s > 140$) ширина его свободной камеры возрастает. При этом в камере происходит уменьшение окружной скорости вращения жидкости и

соответственно увеличение циклов её вращения перед выходом в напорный патрубок. Следствием этого является увеличение гидравлических потерь в вихревой камере и снижение КПД насоса. Возрастание гидравлических потерь энергии в проточной части насоса можно объяснить дополнительным вихреобразованием на входе в свободную камеру и на выходе потока жидкости из РК. КПД насоса с увеличением быстроходности снижается настолько, что его использование становится экономически нецелесообразным.

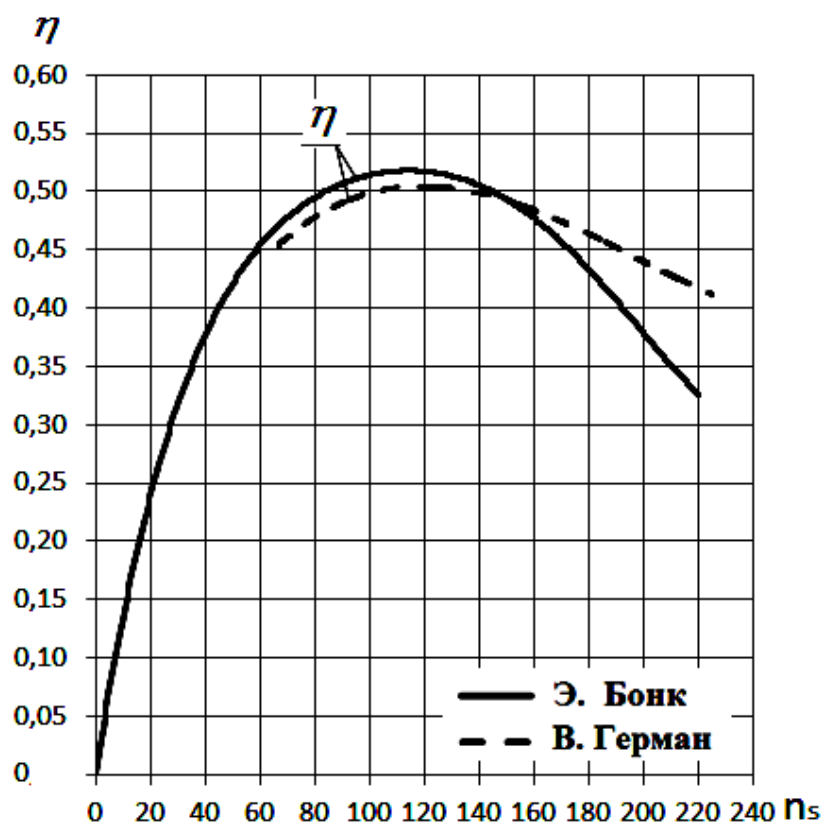


Рисунок 1.4 – Зависимость КПД СВН типа «Туро» от коэффициента быстроходности

При малых коэффициентах быстроходности ($n_s < 60$) ширина свободной камеры уменьшается и СВН, помимо падения КПД, теряет главное свое преимущество – широкие проходящие каналы.

Длительное время исследователи своё внимание уделяли РК, поскольку оно является основным элементом насоса, определяющим величину энергии, передаваемой жидкости. Однако отводящее устройство насоса имеет большое значение в процессе преобразования энергии и определяет оптимальный режим

его работы [31; 41]. Поэтому выбору геометрии и проектированию отводящего устройства СВН необходимо уделять особое внимание.

К настоящему времени по исследованию СВН накопилось много информации как по гидродинамике процессов в его проточной части, так и по конкретным конструкциям насосов. Однако, большинство экспериментов относится к геометрии РК [42 - 49] и не отвечают на вопрос об оптимальной геометрии отводящего устройства.

1.2 Особенности рабочего процесса и схемы течения жидкости в проточной части СВН

Наличие сложного пространственного течения в проточной части СВН привело к многообразию гипотез рабочего процесса, вызванных сложностью физических процессов, происходящих в них. Рабочий процесс СВН исследовался многими учеными, результаты этих исследований описаны в работах [46; 48; 50 - 56].

Рассматривая схему проточной части СВН типа “Wemco” и считая, что в его меридианном сечении возникает асимметрия окружных составляющих скоростей, Л. Пресман [50] сделал вывод о наличии меридианной циркуляции жидкости между РК и свободной камерой. Это движение он назвал базовым в процессе передачи энергии в СВН. Меридианное движение жидкости в колесе происходит вокруг некоторого центра циркуляции R_y , координаты которого находятся на лопасти и определяются по зависимости:

$$R_y = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}}, \quad (1.2)$$

где R_1 и R_2 - радиусы на входе и выходе РК.

По мнению автора, энергия меридианного (циркуляционного) движения передается так называемому расходному потоку жидкости, протекающему в свободной камере насоса, после чего частицы жидкости возвращаются ко входу в РК. Также высказывается предположение о передаче энергии потоку жидкости поперечными вихрями, срывающимися с кромок колеса.

А. Капелюш [57; 58] проводил исследования при помощи скоростной киносъемки в насосе с кольцевым прозрачным корпусом, имеющем РК типа «Wemco». По его исследованиям твердые частицы в насосе совершают, как правило, два оборота. При этом за время движения частицы в отводящем устройстве РК успевают совершить 2 - 3 оборота. Это указывает на то, что в свободной камере насоса имеет место излишняя циркуляция жидкости. Такой характер движения твердого тела приводит к значительному измельчению перекачиваемого материала и износу проточной части насоса, особенно его передней стенки корпуса. Кроме того, излишняя циркуляция жидкости увеличивает гидравлические потери в насосе и снижает его КПД. Проведенные исследования указывают на спиралевидное движение потока жидкости в свободной камере СВН (рис.1.5).

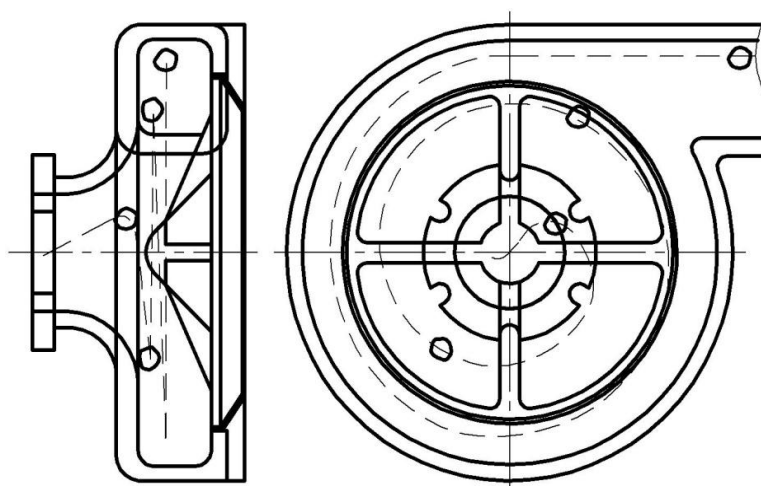


Рисунок 1.5 – Траектория движения твердого тела в каналах СВН [57]

В работе [51] А. Капелюш указывает на второстепенное значение меридианной циркуляции жидкости в рабочем процессе СВН и приводит

уравнение напора, аналогичное центробежному насосу, у которого отсутствуют потери энергии.

К. Рючи [42] в своих исследованиях СВН определил коэффициент напора ψ и сравнил его с коэффициентами напора центробежного и вихревого насосов. При этом он пришел к выводу, что физические процессы в свободновихревом насосе подобны центробежному с открытым РК, имеющем большой боковой зазор между лопастями и корпусом. Автор считает, что повышение напора за счет циркуляционных течений, аналогичных вихревым насосам, неправомерно. К данному выводу он приходит, основываясь на том, что коэффициент напора в вихревом насосе гораздо выше, чем в СВН при равных окружных скоростях вращения их рабочих колес.

Анализируя результаты исследований К. Рючи [42], М. Степневский [59] также утверждает, что СВН относится не к вихревым, а к центробежным насосам. Исходя из этого, он делает вывод о том, что расчет СВН аналогичен расчету центробежных насосов. На основе этого автором предложена методика расчета СВН типа «Туго» с кольцевым отводящим устройством.

Объясняя принцип работы СВН, Э. Эггер [46] относит их к классу центробежных гидромашин и считает, что энергия частице жидкости в насосе сообщается только за счет центробежных сил. При этом в любой точке РК и корпуса жидкость вращается с одинаковой угловой скоростью и имеет одинаковое давление. Передача энергии от малого количества жидкости, которое проходит через РК насоса, основному потоку осуществляется за счет сил гидравлического сцепления. В напорный патрубок поступает лишь та жидкость, которая циркулирует в свободной камере. Эти утверждения расходятся с исследованиями других авторов. Автор также считает, что передача энергии в СВН типа «Туго» осуществляется не только по окружности РК, но и по всей его площади.

В другой своей работе [60] Э. Эггер, исследуя движение жидкости в проточной части СВН типа «Туго», отмечает, что основной формой движения

потока жидкости в каналах СВН является вынужденное спиралеобразное движения в плоскости, перпендикулярной оси насоса. По его мнению, в СВН непосредственно через межлопастные каналы РК движется только часть жидкости (около 15%), основная ее масса (85%) проходит через свободную камеру (рис. 1.6).

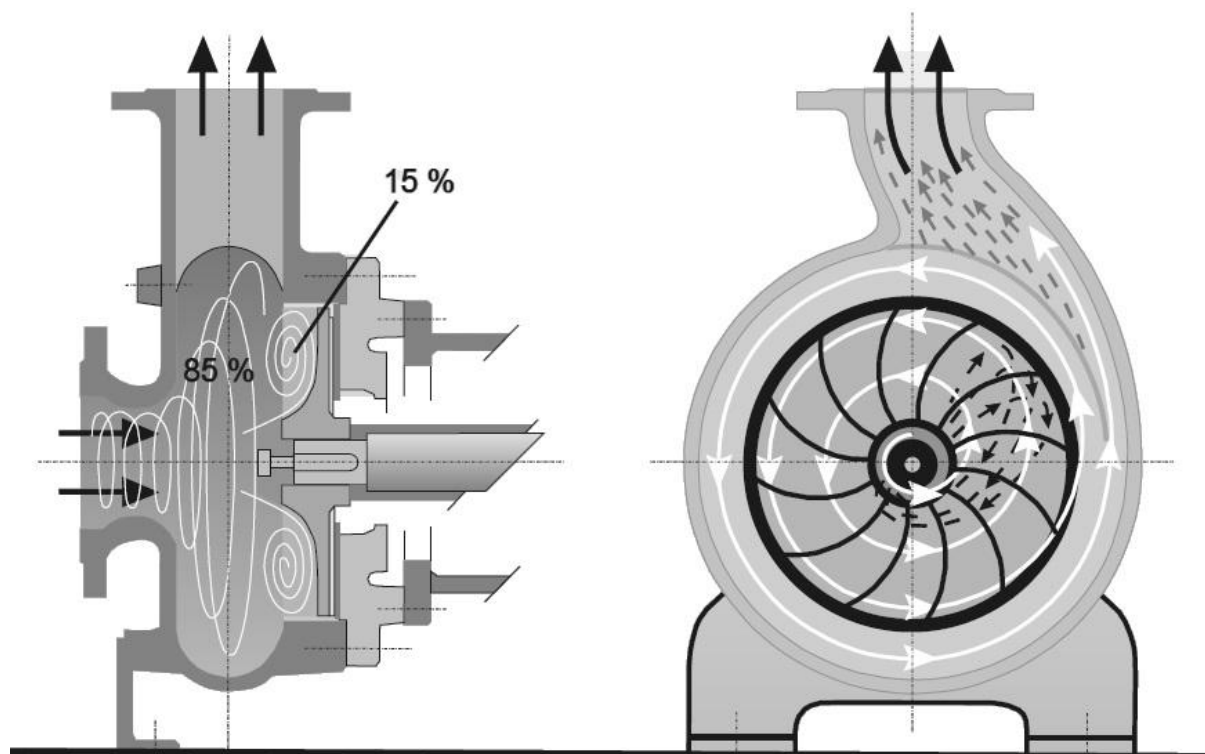


Рисунок 1.6 – Принципиальная схема течения в СВН типа «Turo» [60]

Несколько иной подход к распределению потоков жидкости в свободновихревом насосе представлен А. Корбутовским в работе [49]. Гидродинамическая теория СВН подразделяет общий поток жидкости Q , поступающий в насос, на основной Q_0 (рис.1.7), проходящий через свободную камеру в напорный патрубок, минуя при этом РК, и циркуляционный Q_c с расходом 15-20% от общего, взаимодействующий с рабочими лопастями и передающий энергию основному потоку путем обмена с ним количеством движения в процессе меридианной циркуляции.

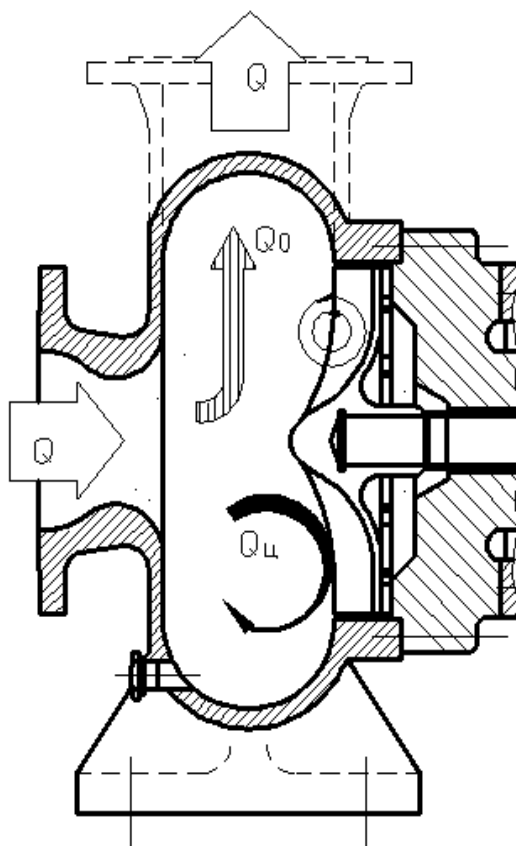


Рисунок 1.7 – Схема гидродинамического течения в СВН [49]

Н. Фитеро, Ф. Гюлай изложили свои теоретические взгляды на превращение энергии в свободновихревых насосах [47]. Если для обычных центробежных насосов существует общепринятая методика проектирования, то этого нельзя сказать о насосах с отодвинутым рабочим колесом и насосах с боковым и периферийным каналом. Для расчета свободновихревого насоса авторы применяют простую расчетную схему, которая учитывает тангенциальные усилия не только между жидкостью, вращающейся в колесе и свободной камере, но и циркуляционным потоком, вызванным разными скоростями жидкости в колесе и камере.

Значения тангенциальных скоростей в колесе и свободной камере изменяются в зависимости от расхода насоса, при этом изменяется и картина течения жидкости (рис. 1.8).

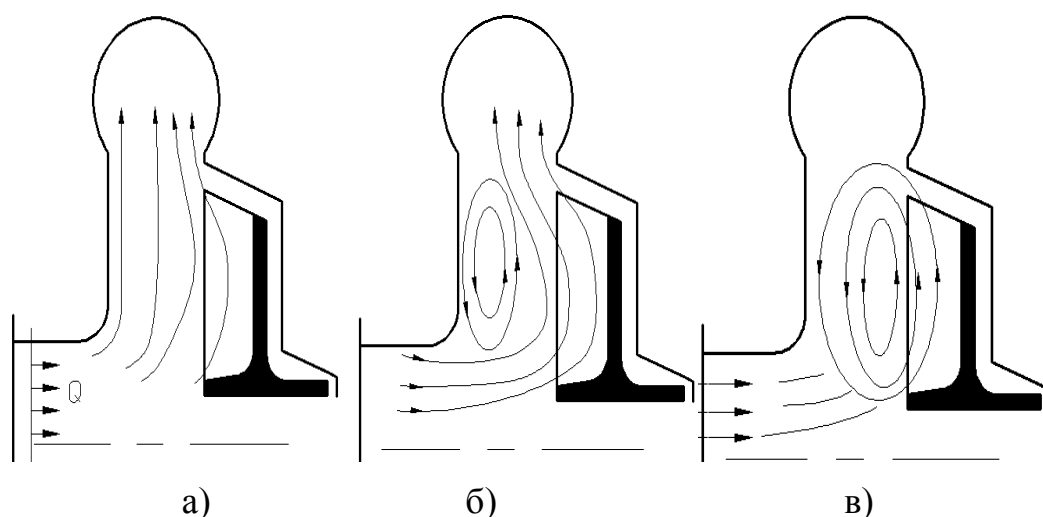


Рисунок 1.8 – Схема течения в СВН:

- а) – $Q \neq 0$ (большой расход); б) – $Q \neq 0$ (малый расход);
 в) – $Q = 0$ (нулевой расход) [47]

При этом делается отличие между расходом насоса Q и циркуляционным расходом $Q_{\text{ц}}$. При наложении этих двух течений получается вращающийся расход $Q_{\text{г}}$. Отдельно выделяются расходы, перекачиваемые в зоне колеса $Q_{\text{Р}}$ и свободной камере $Q_{\text{Д}}$. Расход вращения $Q_{\text{г}}$ принимает нулевое значение при больших подачах насоса Q .

В предложенной схеме область колеса и область свободной камеры считаются как два колеса, работающие параллельно.

Далее для расчета СВН принимается ряд допущений и используются известные зависимости расчета центробежных насосов. Предлагаемая схема расчета СВН очень громоздка и требует дополнительной проверки.

Авторы работы [24], исходя из анализа своих исследований утверждают, что СВН относится к классу центробежных (вращательных) насосов, в классификацию которых необходимо внести изменения. Данное утверждение не согласуется с исследованиями других авторов, которые относят СВН к классу вихревых гидромашин. Сравнивая центробежное и свободновихревое РК они утверждают, что значения напоров этих насосов близки и различие в КПД может составлять 10 – 20 %.

На основании результатов испытаний модели СВН Г. Скивли [52] утверждает, что для этих насосов не подходят методы, применяемые для расчета центробежных насосов. При этом он предлагает качественно новую модель течения жидкости в СВН, исходя из которой им была разработана плоская одномерная теория движения жидкости, которая положена в основу предложенной методики расчета параметров этих насосов.

Результаты исследований автора указывают на существование одновременно двух характерных потоков (рис. 1.9).

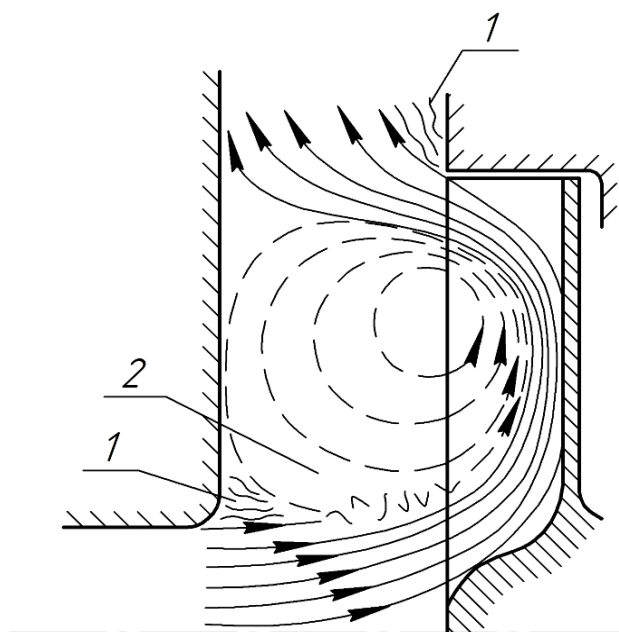


Рисунок 1.9 – Качественная картина течения в СВН по Скивли [52]

1 – области отрыва потока; 2 – область смешения между циркуляционным и основным потоками

Исходя из полученной картины течения, первый поток, называемый основным, соответствует протекающему через насос потоку жидкости. Второй поток – циркуляционный, протекающий между лопастями колеса и свободной камерой насоса. Циркуляционный поток приводит во вращение жидкость внутри свободной камеры. Следует обратить внимание на отрывы потока в области 1 смешения циркуляционного и основного потоков вблизи стенки корпуса на входе в камеру и на выходе основного потока из колеса, а также на область смешения

потоков 2. Появление этих зон можно пояснить тем, что на выходе из РК поток ударяется о нишу корпуса и выходит под углом, образуя вблизи стенки вихревую зону, которая приводит к росту гидравлических потерь в отводе. Для устранения вихревых зон необходимо изменить меридианное сечение проточной части корпуса.

Изучая рабочий процесс СВН типа «Туго» [48; 36; 61-63], Г. Грабов выдвинул теорию схожести рабочего процесса этого насоса циркуляционному процессу гидромурфты и вихревого насоса. При этом он сделал вывод, что потери энергии на процесс вихреобразования в СВН являются важнейшей составной частью передачи энергии от РК к жидкости в свободной камере и составляют примерно 38% от подводимой к РК мощности.

Автор излагает свой взгляд на процесс передачи энергии в СВН (рис. 1.10). По его мнению, принцип действия РК СВН аналогичен принципу действия центробежного насоса. Жидкость входит в колесо и под действием центробежных сил отбрасывается на периферию, а затем входит в свободную камеру. В РК происходит приращения кинетической энергии, часть которой преобразуется в потенциальную, а другая часть рассеивается вследствие гидравлических потерь в свободной камере насоса. Потенциальная энергия расходуется на создание поля центробежных сил и преодоление потерь в колесе. Кроме того, в свободной камере происходит интенсивное перемешивание частиц жидкости. На основании проведенного зондирования он установил, что интенсивность циркулирующей в свободной камере жидкости в 2 – 3 раз больше подачи насоса. Также он выдвинул предположение о том, что в случае отсутствия воздействия внешних сил на частицы жидкости в отводе, они будут перемещаться по закону $V_{\omega} \cdot r = const$. По аналогии с гидромурфтой циркуляция жидкости в свободной камере насоса происходит вокруг центра вихреобразования. Предполагается, что данное вихревое течение является потенциальным.

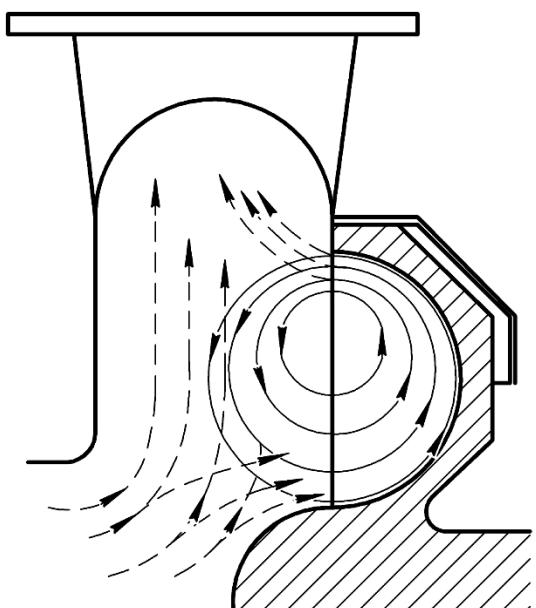


Рисунок 1.10 - Структура течения в СВН по Г. Грабову [63]

На основании зондирования потока и фотографий линий тока на поверхностях диска РК с рабочей и тыльной сторон лопастей Аоки М. [53; 64] построил модель потока (рис. 1.11). Течение жидкости в РК предложено разделять на расходное (входящее в колесо) и циркуляционное (движущееся по направлению к центру вдоль всасывающего патрубка).

По мнению автора, рабочий процесс СВН происходит следующим образом: поток из всасывающего патрубка входит в РК в окрестности ступицы и далее движется к периферии колеса. По мере приближения к расточке корпуса увеличивается осевая составляющая скорости. Далее жидкость выходит из РК. Большая часть потока, вышедшего из РК вблизи расточки корпуса, движется по радиусу в свободную камеру и далее к выходному патрубку. Однако часть потока, теряя энергию из-за трения о стенку корпуса со стороны входа, течет по радиусу в обратном направлении, вторично устремляясь к РК. Поток, возвращающийся ко входу колеса, называется циркуляционным. Этим он выдвигает предположение о вторичном течении жидкости в свободной камере. Часть циркуляционного потока вращается только в пределах свободной камеры и не проходит через РК. Определение расхода этого потока экспериментальным путем затруднено.

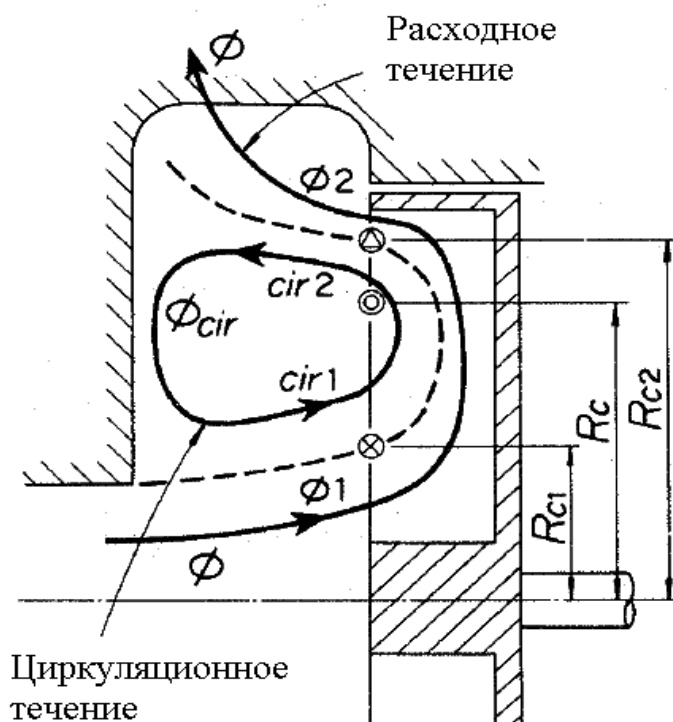


Рисунок 1.11 - Структура течения в СВН по [53]

Х. Охба провел дополнительные исследования [54; 65], в частности, в свободной камере и рабочем колесе СВН. При этом использовалось зондирование потока в камере насоса. Течение в РК анализировалось при помощи теории лопастных насосов. На основании исследований предложена модель течения (рис. 1.12), в которой поток в насосе разделяется на три осесимметричных течения, которые он описывает теоретически. Этими течениями являются: течение в свободной камере D, течение в колесе В и циркуляционное течение С.

В. Германом [55] были проведены комплексные исследования потока жидкости в проточной части СВН типа «Туго». В комплекс экспериментальных исследований входило зондирование потока, изучение картины течения в каналах РК с помощью лакокрасочных покрытий и визуальное наблюдение потока путем впуска пузырьков воздуха и красителей при стробоскопическом освещении.

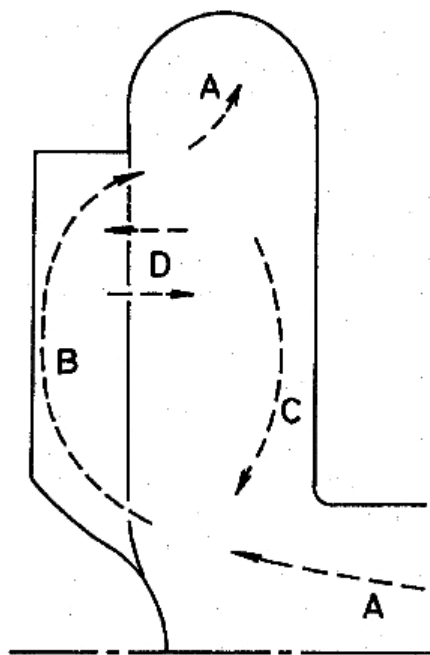


Рисунок 1.12 - Структура течения в СВН по [54]

По результатам зондирования потока был сделан вывод, что суммарный расход жидкости через свободную камеру СВН примерно в 4 - 5 раз превышает расчетную подачу насоса. Это подтверждает ранее проведенные исследования [36; 57] и выводы о том, что жидкость несколько раз вращается в корпусе, прежде чем попадает в напорный патрубок.

Расчет значений скоростей, полученных в результате зондирования показал, что количество жидкости, проходящей через РК, примерно вдвое превосходит подачу насоса. Эти данные согласуются с результатами работы [53] и указывают на разделение выходящего из РК потока на протекающий в отвод и меридианный, возвращающийся на вход в колесо.

Характер изменения эпюр скоростей в свободной камере насоса подтвердил существование меридианного течения (продольного вихря) в СВН, которое, по мнению автора, является базовым при обмене энергией.

Для описания картин течения в каналах РК на расчетном режиме насоса были выполнены специальные испытания с применением лакокрасочных покрытий. После испытаний проводилось фотографирование РК. По результатам этих исследований была получена картина течения жидкости в пристеночных областях каналов РК и определены местоположения вихревых зон, влияющих на

потери энергии в колесе (рис. 1.13). Полученная картина течения жидкости согласуется с приведенной в работе [54].

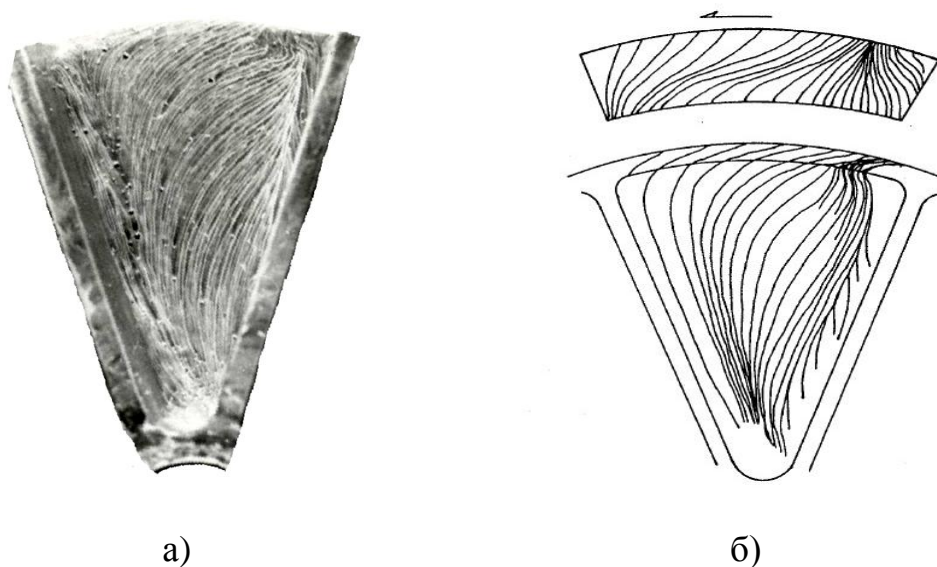


Рисунок 1.13 –Линии тока в межлопастных каналах РК

а) – В. Герман [55]; б) – Х. Охба [54]

Кроме этого, поток исследовался визуально при стробоскопическом освещении в СВН с прозрачным корпусом из органического стекла, путем впуска воздуха, красителей, а также ввода нитей. Это позволило наблюдать картину течения жидкости в свободной камере, всасывающем и напорном патрубках насоса.

На основании проведенных исследований автор представил модель течения жидкости в проточной части СВН (рис. 1.14), базирующуюся на существовании продольно-вихревого движения в данном насосе. Общее течение в свободной камере насоса приобретает форму сложного тороидального движения, вращающегося вокруг горизонтальной оси.

В работе [66] А. Кочевский впервые применил метод численного расчета для исследования структуры течения жидкости в проточной части СВН типа «Туго». В работе были сопоставлены расчетные результаты с зондированием потока в проточной части корпуса, выполненном В. Германом [40]. Полученные результаты подтвердили предложенную В. Германом модель течения жидкости в проточной части СВН.

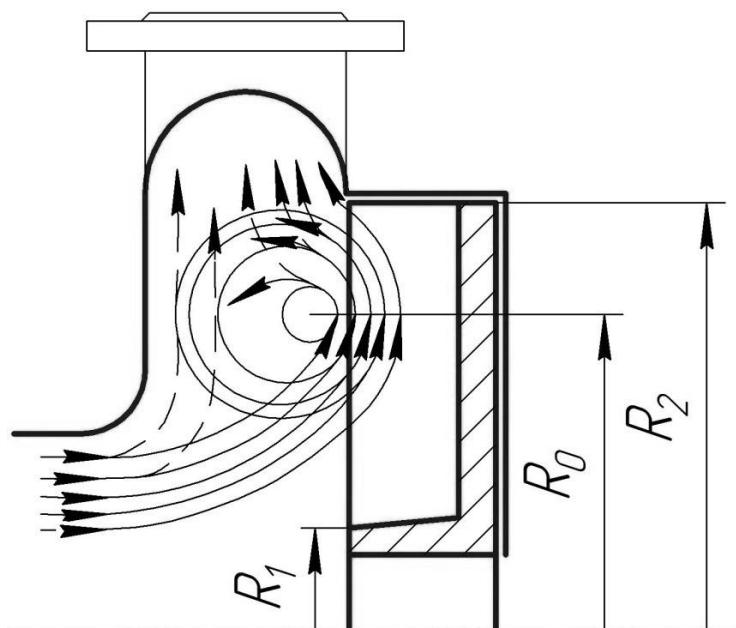


Рисунок 1.14 – Структура течения в СВН по [55]

Продолжением численных исследований СВН стала работа [67], в которой приведен анализ различных способов доводки параметров насоса с целью обеспечения работы насоса в широком диапазоне подач с возможно более высоким КПД. Кроме того, по результатам численного расчета выполнена визуализация линий тока жидкости у стенок РК, которая показала, что картина течения жидкости в нем хорошо совпадает с экспериментальной. Удовлетворительные результаты были получены и при сопоставлении характеристик насоса. Максимальное расхождение результатов между определением напора экспериментальным путем и с помощью пакета CFX - 5,7 составило 14%, а КПД 5%. По мнению автора, неточность численного моделирования может быть связана с дискретизацией уравнений модели, а также в принятии для расчетов стационарной постановки задачи с условием "Frozen Rotor", тогда как реальное течение в насосе является нестационарным.

В. Соляник в работе [56] изложил иной взгляд на работу свободновихревого насоса. На рабочий процесс СВН переносится теория турбулентных струй. Передача энергии рабочим колесом жидкости в свободной

камере происходит путем турбулентного обмена количеством движения (вихревого взаимодействия).

Высказана гипотеза о том, что взаимодействие потока, выходящего из канала РК, с потоком в рабочей камере аналогично взаимодействию струи с неограниченной окружающей средой. Поток, протекающий в свободной камере Q_K , и потоки, выходящие из каналов РК q_k , будут соприкасаться. При этом поток q_k будет передавать свою энергию потоку Q_K (рис. 1.15).

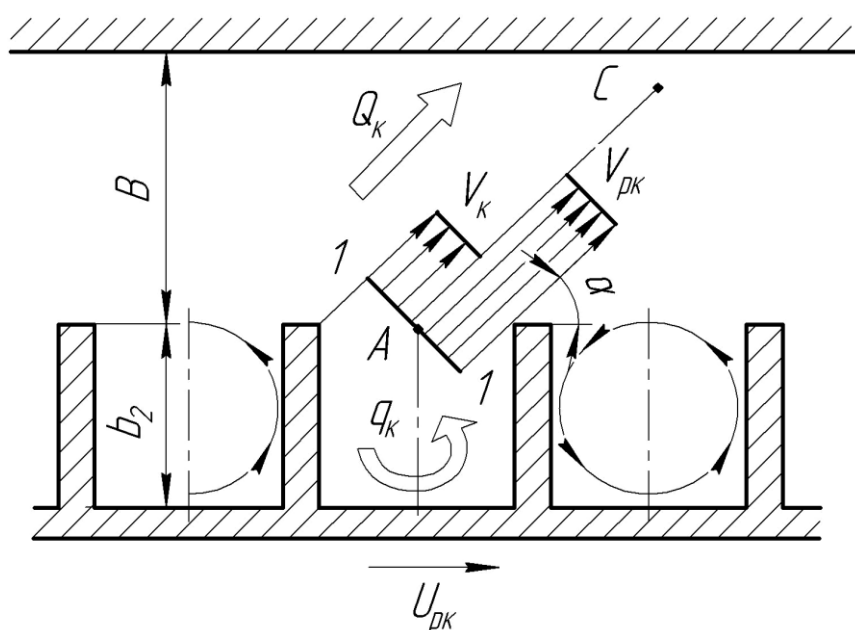


Рисунок 1.15 – Схема струйного взаимодействия в СВН [56]

Автор предлагает модель течения жидкости в межлопастных каналах РК СВН типа «Туго» в виде пространственной винтообразной вихревой структуры. Течение в ПЧ насоса рассматривается как течение за плохо обтекаемыми телами (выступами или выемками). Таким образом, в межлопастных каналах РК образуется винтообразная структура течения (вторичное течение) (рис. 1.16), которое, как отмечает автор, является важным элементом рабочего процесса.

А. Евтушенко и В. Соляник [68; 69] рассматривают физическую модель рабочего процесса свободновихревого насоса как гидромашину вихревого принципа действия.

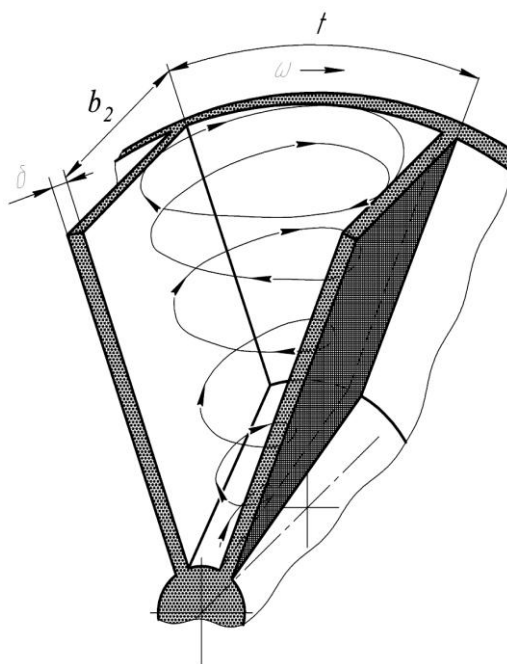


Рисунок 1.16 – Структура течения в межлопастном канале РК [56]

Рабочий процесс свободновихревого насоса принципиально отличается от рабочего процесса лопастных гидромашин. Впервые на это принципиальное отличие указал С. Руднев [70], который получил зависимость между повышением давления $p_2 - p_1$ и потерями энергии Δh для вихревых насосов:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \Delta h, \quad (1.3)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорения свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Согласно его доказательствам, рабочий процесс вихревой гидромашинны не может происходить без гидравлических потерь энергии в ее проточной части. Как следствие, вывод – в вихревой гидромашине теоретически достижимый КПД всегда меньше единицы, тогда как в лопастной турбомашине он равен единице.

Исходя из закона сохранения момента количества движения и энергии в вихревом насосе, С. Руднев ввел понятие КПД вихревого рабочего процесса η_{rp} и получил выражение:

$$\eta_{pn} = \frac{Q^*}{S\omega}, \quad (1.4)$$

где $S = \int_f r df$ – статический момент площади f бокового канала;

Q^* – расход жидкости;

ω – угловая скорость вращения РК насоса.

Рассматривая рабочий процесс вихревой гидромашины, А. Евтушенко [68; 71] не отрицает наличия в ней как вихревого, так и лопастного процессов. Доля (удельный вес) этих процессов для каждой конкретной вихревой гидромашины может изменяться. Это влияет на предельно достижимый КПД каждой машины. В частности теоретически достижимый уровень КПД СВН типа «Туго», как указывает автор, составляет 0,6 - 0,63 [72].

Максимальное значение КПД в насосе конструктивной схемы «Туго» на оптимальной режиме можно рассчитать по зависимости, приведенной в работе [56]:

$$\eta_{\max} = \frac{1}{-7,01 \cdot 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \cdot 10^{-6} \cdot n_s}. \quad (1.5)$$

КПД современных СВН типа «Туго» находится в диапазоне $\eta = 0,52 - 0,56$.

Проведя анализ гипотез рабочего процесса свободновихревого насоса, можно сделать следующие выводы:

– многообразие взглядов на рабочий процесс свободновихревого насоса необходимо объяснить сложностью течения жидкости в СВН;

– К. Рючи на основании своих исследований пришел к выводу, что физические процессы в свободновихревом насосе подобны центробежному с

открытым РК и большим зазором между лопастями и корпусом. Схему центробежного насоса при расчете СВН применяют А. Капелюш, Ж. Фитеро, Ф. Гюнлай, М. Зажицкий, Е. Рокита и др.;

– экспериментальными исследованиями большинства авторов подтверждено ранее доказанное Л. Пресманом наличие меридианного движения (продольного вихря) в свободновихревом насосе, которое является базовым в процессе передачи энергии в СВН. Л. Пресман, А. Капелюш, Г. Грабов, М. Зажицкий и Е. Рокита процесс передачи энергии в СВН отождествляют с рабочим процессом гидромурфты, тем самым подтверждая наличие меридионального течения (продольного вихря) в свободновихревом насосе;

– существует принципиальное различие в физической сущности рабочих процессов свободновихревых и центробежных насосов, которое по мнению С. Руднева заключается в том, что рабочий процесс вихревой гидромашины, в том числе и СВН, не может происходить без гидравлических потерь энергии в ее проточной части;

– наиболее близким к истине является утверждение Г. Грабова, В. Германа и А. Евтушенко о наличии в СВН как вихревого, так и лопастного рабочих процессов. По их мнению, свободновихревой насос необходимо отнести к классу вихревых гидромашин;

– при зондировании потока в проточной части СВН Аоки М., В. Герман и Г. Скивли доказали, что поток жидкости, выходящий из РК, разделяется на поток протекания, поступающий непосредственно в отвод, и поток циркуляции, возвращающийся на вход в колесо. Причем проходящий через колесо поток превышает подачу насоса и соотношение его изменяется в зависимости от режима его работы;

– утверждение Ж. Фитеро и Ф. Гюнляя, а также А. Корбутовского о разделении общего потока, поступающего в насос, на потоки, отдельно проходящие через свободную камеру и отдельно через рабочее колесо, исследованиями не подтверждается;

– исследованиями А. Капелюша, Э. Эггера показано, что при транспортировании жидкостей с крупными твердыми включениями большая их часть под действием центробежной силы отбрасывается в напорный патрубок, не заходя в РК, т. е. происходит фракционное разделение потока жидкости, поступающего в насос;

– практика приспособления для расчета СВН теории рабочего процесса центробежных насосов не дала удовлетворительных результатов, ввиду принципиального различия этих процессов;

– попытки создания методик расчета свободновихревых насосов на базе теории лопастных насосов оказались неудачными. Как показала практика, геометрия проточных частей СВН, рассчитанных по этим методикам отличается значительным разбросом;

– К. Рючи, Е. Рокита, Ж. Фитеро, В. Герман, В. Соляник на базе принятых ими гипотез рабочего процесса СВН разработали собственные методики расчета свободновихревых насосов типа «Туро»;

– методика расчета СВН В. Германа апробирована на практике и дает хорошую сходимость результатов при расчете геометрии РК, а методика В. Соляника уточняет выбор геометрии кольцевого отводящего устройства. Но обе методики рекомендовано применять при проектировании СВН с коэффициентом быстроходности $n_s < 140$.

1.3 Анализ исследований по влиянию геометрии отводящего устройства на характеристики СВН

1.3.1 Конструкция и назначение отводящих устройств. Влияние формы отводящего устройства

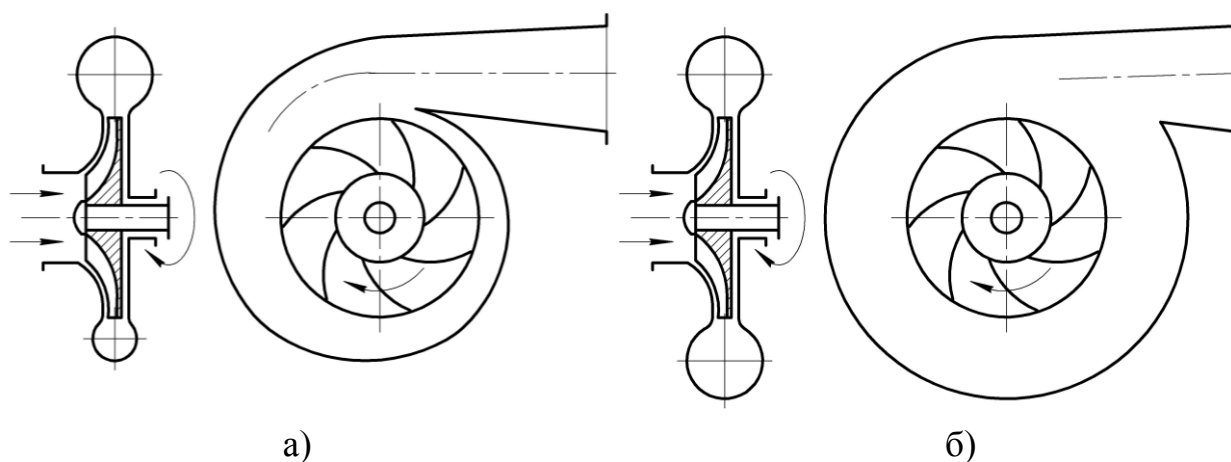
В отличие от центробежных насосов, геометрия отводящего устройства СВН в большей степени влияет на его гидравлические показатели. Конструкция отводящего устройства представляет собой неподвижный элемент проточной части, выполненный заодно с корпусом, состоящим из отводящего канала, который плавно переходит в напорный патрубок.

Основные функции отводящего устройства:

- сбор жидкости, вышедшей из РК;
- частичное преобразование энергии поступающего из колеса потока жидкости в потенциальную энергию давления;
- изменение направления потока жидкости для подведения его к напорному патрубку или следующей ступени без закрутки.

Преобразование кинетической энергии жидкости в энергию давления в отводящих устройствах любого типа зачастую происходит в коническом диффузоре. При этом преобразование энергий с одновременным изменением направления потока сопряжено с увеличением потерь и снижением гидравлического КПД насоса.

В стационарных центробежных насосах в качестве отводящего устройства чаще всего применяют спиральный отвод (рис. 1.17 а) [73], который представляет собой криволинейный канал с кольцевым входным сечением, одна из стенок которого (внешняя или внутренняя) в радиальном направлении выполнена в виде спирали. Применение спиральных отводящих устройств вместо кольцевых обусловлено некоторым уменьшением потерь энергии и сокращением габаритов насоса. Однако, в отечественном и зарубежном насосостроении все шире используется кольцевая сборная камера с постоянной площадью поперечного сечения (рис. 1.17 б). Применение отводящих устройств такого типа обеспечивает более высокую технологичность изготовления корпуса.



а) б)
Рисунок 1.17 – Основные типы отводящих устройств:
а) - спиральное, б) - кольцевое

Согласно исследований А. Корбутовского [33], при переходе от кольцевой формы отводящего устройства к нормальной спирали, при условии что $R_1/R_2 = 1,05$, наблюдается незначительное снижение напора на 1,6%, а КПД насоса уменьшается с 50 до 47,4%. Полуспиральная форма отводящего устройства, по его мнению, повышает напор и КПД насоса, но редко применяется для СВН малой и средней мощности, которые перекачивают загрязненные жидкости. Данные результаты не соответствуют выводам, полученным в работе [40].

Автор также отмечает, что при переходе от кольцевой формы отводящего устройства к обратной спирали (увеличении зазора у языка отводящего устройства) наблюдается резкое падение напора на 13,5%, а КПД на 10 - 12%. Быстроходность насоса при этом возрастает на 17,5%. Форма отводящего устройства СВН в виде обратной спирали приводит к снижению напорной и энергетической характеристик насоса, поэтому является экономически не оправданной. Приведенные результаты свидетельствуют о нецелесообразности использования данной формы отводящего устройства.

Э. Эггер [46] исследовал поле давлений в различных вариантах корпусов СВН: обычном кольцевом, спиральном и кольцевом с сужением в зоне перехода к нагнетательному патрубку (рис. 1.18). Он отмечает, что согласно измеренному давлению во всех исследуемых вариантах корпусов цилиндрический корпус дает

наилучшие результаты. При этом наблюдается четко выраженное понижение давления в месте перехода к нагнетательному патрубку, а преобразование динамического напора в статическое давление полностью завершается в напорном патрубке.

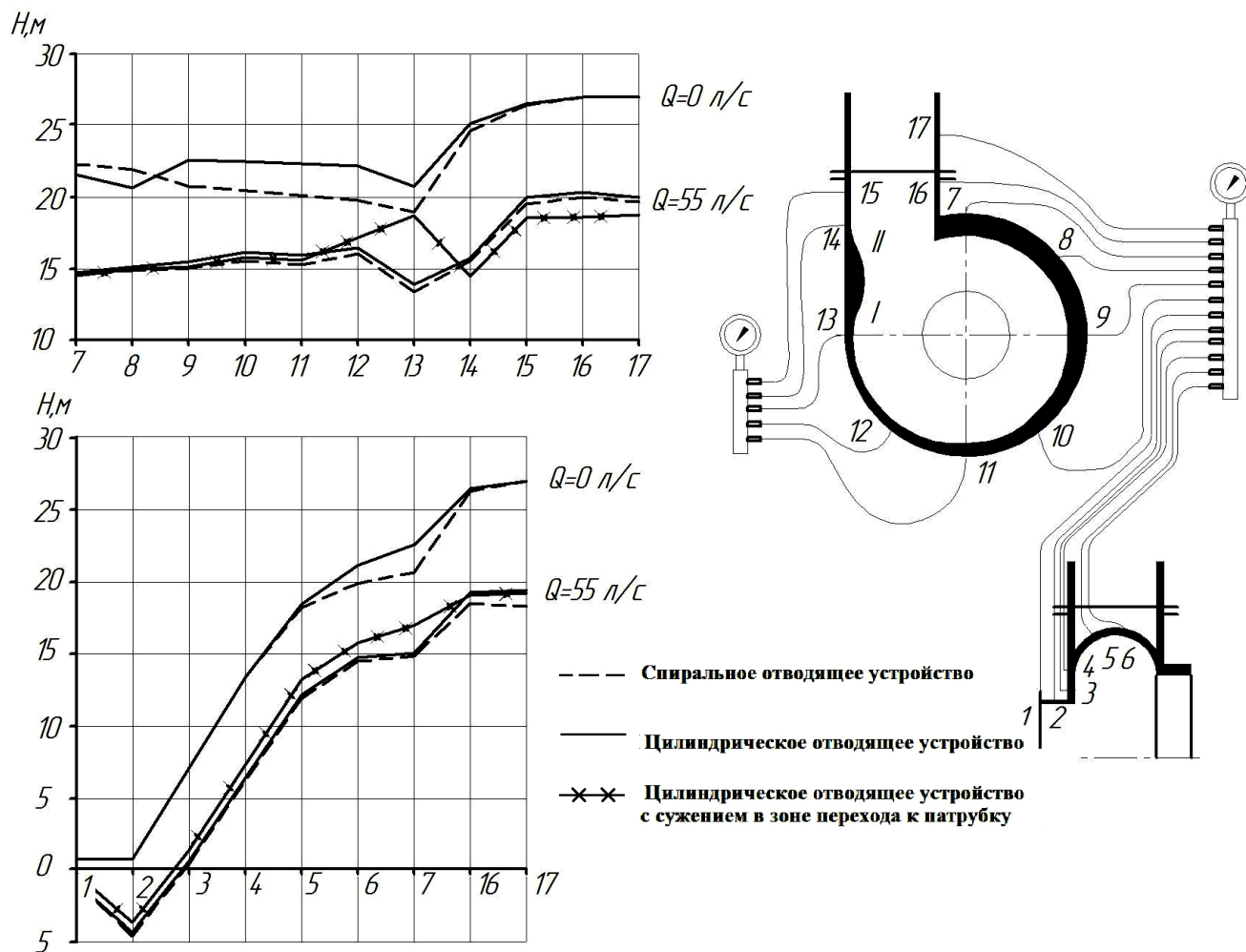


Рисунок 1.18 – Распределение давлений в корпусе насоса типа «Туро» [46]

К. Рючи [42] также считает, что оптимальной формой отводящего устройства для СВН является кольцевая.

При выборе формы отводящего устройства СВН в работе [59] также рекомендуется, что её необходимо выполнять кольцевого типа с постоянной шириной свободной камеры. Меридианное сечения отводящего устройства должно быть в форме полукольца радиусом $r = B/2$, а диаметр свободной камеры $D_3 = D_2 + B$. В крупных насосах входной участок рекомендуется

выполнять в форме спирали, а диаметр выхода напорного патрубка принимать $D_H = B$.

Положительный результат от применения в СВН спиральной формы отводящего устройства получен в исследованиях [40; 74]. В работе [40] для проверки влияния типа отводящего устройства на характеристики СВН был изготовлен спиральный корпус с пропускной способностью кольцевого отводящего устройства. Как следует из результатов испытаний, для обоих типов отводящих устройств оптимальное значение подачи осталось практически неизменным. Однако в насосе со спиральным отводящим устройством напор уменьшился на 3,4 %, а КПД увеличился на 1,5 %. Напорная характеристика в этом насосе стала более полой и не имеет характерной для кольцевого отводящего устройства впадины (рис. 1.19).

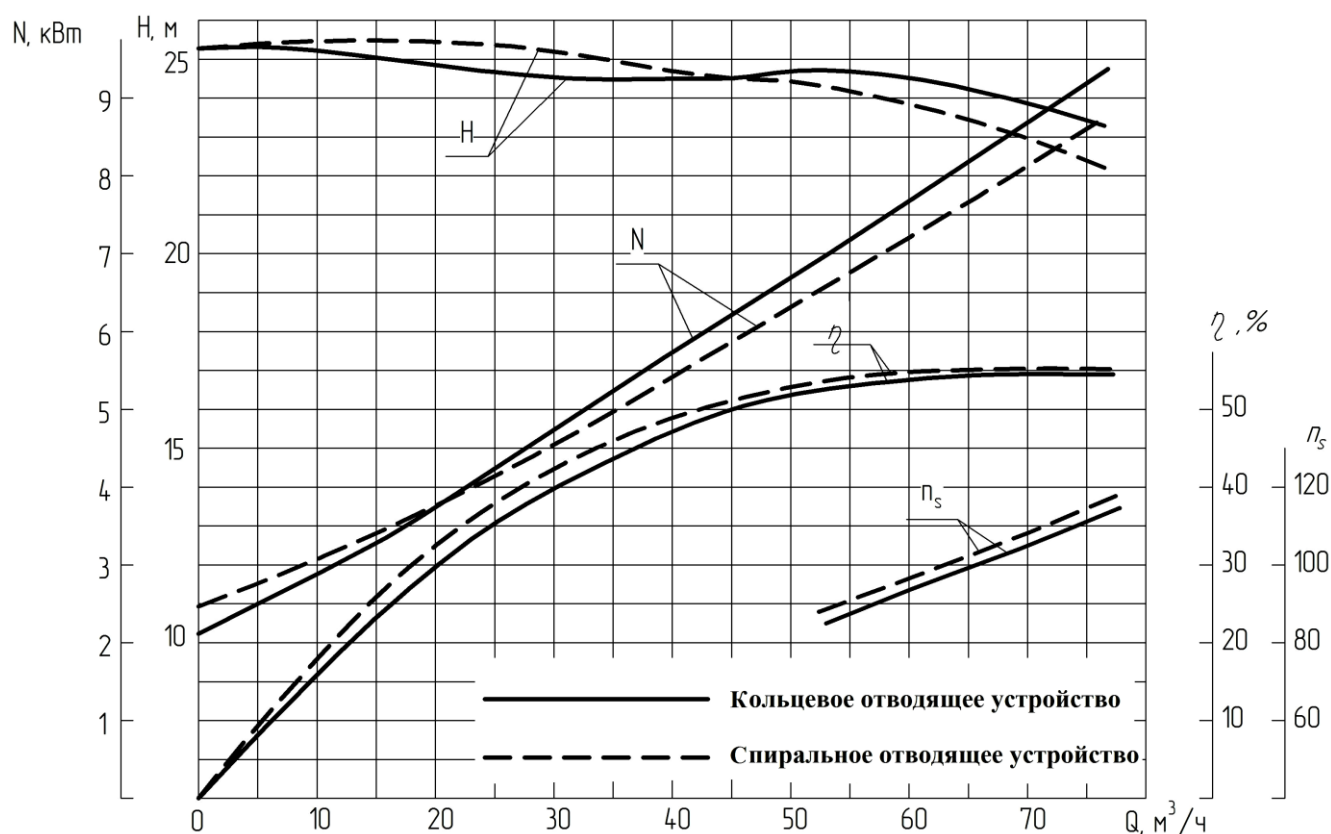


Рисунок 1.19 – Сравнение характеристик экспериментального насоса с различными типами отводящих устройств [40]

Испытания по сравнению влияния типа отводящего устройства на характеристики СВН [74] показали, что ее форма (кольцевая или спиральная) незначительно влияет на параметры насоса. Изменение напора и КПД насоса на оптимальном режиме не превышает $\pm 2\%$. Увеличение КПД в СВН со спиральным отводящим устройством составило около 2%.

Несмотря на разногласия полученных различными авторами результатов, форма отводящего устройства должна быть наиболее близкой к траектории движения частицы жидкости в нем.

1.3.2 Влияние формы меридианного сечения

Как указывалось выше, передача энергии в СВН типа «Turo» осуществляется не только по окружности РК, но и по всей его площади, поэтому форма меридианного сечения отводящего устройства играет важную роль в формировании продольно-вихревого движения. Изменение конструктивной схемы СВН обусловлено изменением геометрии меридианного сечения отводящего устройства. Для определения оптимальной формы проточной части СВН было проведено множество комплексных исследований [36; 46], результатом которых стал переход от первого насоса типа «Wemco» к оптимальной конструкции насоса типа «Turo».

На некотором этапе создания СВН для упрощения технологичности изготовления корпуса насоса типа «Turo» было предложено использовать прямоугольную форму меридианного сечения отводящего устройства.

В работе А. Корбутовского [33] представлено сопоставление результатов экспериментальных исследований отводящих устройств с прямоугольным и со скругленным меридианными сечениями. В качестве критерия оценки было принято равенство площадей меридианных сечений, а также выходных сечений $F_{\text{вых}}$ и ширины отводящего устройства B . Автор указывает на практическую тождественность характеристик для прямоугольной и скругленной форм сечений

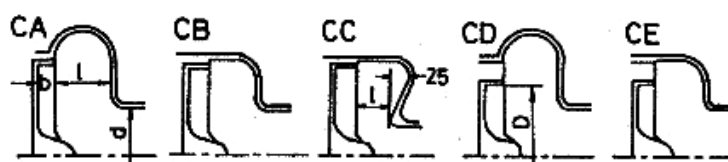
отводящих устройств. Отмечается снижение величины КПД насоса с прямоугольным сечением на 2%. Это объясняется тем, что прямоугольное сечение при круглой форме меридианного вихря способствует образованию вихревых зон у линии стыков боковых стенок корпуса и соответственно потерям энергии.

Г. Грабов [75] указывает, что наиболее целесообразной формой отводящего устройства является форма выходного сечения в виде круга, диаметр которого равен ширине свободной камеры. В этом случае обеспечивается равнопроходимость проточного тракта СВН, причем максимально возможная для заданных быстроходностей.

Х. Охба [65] провел комплекс исследований по влиянию конфигурации свободной камеры отводящего устройства СВН на его характеристики. Сопоставление различных форм отводящих устройств с кольцевой, которая рассматривается как оптимальная, показано на рис. 1.20.

Наилучшие результаты были получены при выполнении отводящего устройства с близкими значениями диаметров РК и камеры СВН, для которого напор и КПД были выше, чем у базового кольцевого отводящего устройства.

Данные исследования были проанализированы В. Соляником в работе [56], по результатам которых было предложено техническое решение [76], позволяющее заметно уменьшить металлоемкость насоса с сохранением остальных параметров. Однако автор отмечает, что рассматриваемые результаты нельзя считать стабильными для СВН типа «Туго», имеющих различные параметры.



	mm							
	○	◐	◇	◊	△	▲	□	▣
b	25	36.5	25	50	25	36.5	25	50
D	195		265		195		265	
l	50				100			
d	80				100			
N	1750 rpm							

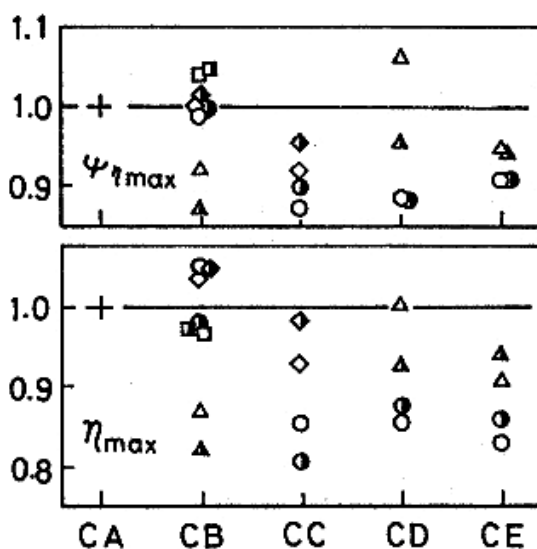


Рисунок 1.20 – Влияние формы свободной камеры на напорные и энергетические показатели СВН (выражено в величинах относительно базовой конструкции отводящего устройства CA) [65]

1.3.3 Влияние формы подводящего устройства

Влияние формы подводящего устройства на характеристики СВН было исследовано К. Рючи [42]. Испытывалось 3 варианта подводящих устройств (рис. 1.21): цилиндрический, с сужающимся входным участком и цилиндрический с большим радиусом закругления на входе в свободную камеру.

Уменьшение напора и КПД наблюдалось у второго (№ 2) и третьего (№ 3) вариантов подводящих устройств. Таким образом, оптимальным был выбран вариант цилиндрического подводящего устройства.

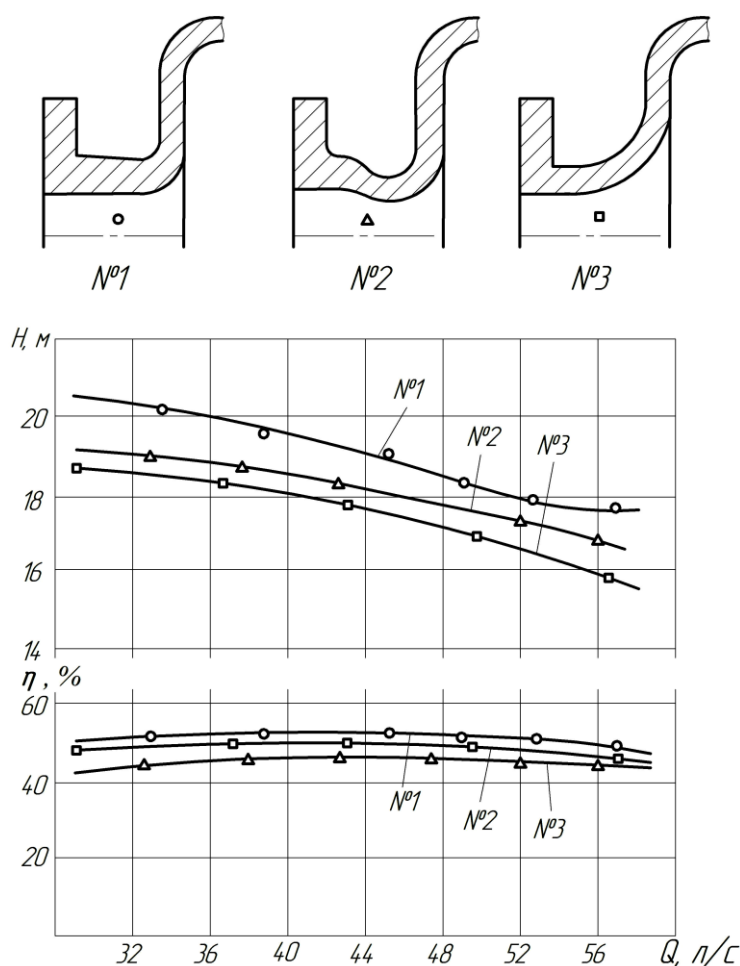


Рисунок 1.21 – Влияние формы подводящего устройства на характеристики СВН [42]

Рекомендации по выбору радиуса скругления цилиндрического подводящего устройства приведены в работе [77]. Скругление области входа из подводящего устройства в вихревую камеру необходимо выполнять радиусом $(0,12 - 0,13) D_0$.

Опыты Е. Рокиты [43; 44] по исследованию влияния диаметра всасывающего патрубка D_0 показали, что его величина практически не оказывает влияния на оптимальные параметры насоса. Выбор диаметра всасывающего патрубка наиболее целесообразно выполнять из условия равнопроходимости проточной части насоса.

Однако исследования Е. Рокита проводились в узком диапазоне изменения диаметров $\bar{D}_0 = 0,4 - 0,48$. Поэтому для проверки сделанного вывода

были выполнены дополнительные эксперименты [78], в которых диаметр всасывающего патрубка изменялся в более широких пределах $\bar{D}_0 = 0,135 - 0,473$. Результаты показали, что с уменьшением диаметра всасывающего патрубка от некоторого оптимального значения напор СВН уменьшается, а режимы, соответствующие максимальному значению КПД, смещаются в сторону меньших подач. Перерасширенный диаметр входа также ухудшает параметры СВН. Оптимальное значение \bar{D}_0 для узких камер необходимо принимать в пределах $0,36 - 0,42$. В широких свободных камерах степень влияния \bar{D}_0 на характеристики насоса аналогична, однако оптимальное значение \bar{D}_0 в этом случае следует принимать в пределах $0,44 - 0,48$.

Изменение диаметра входа D_0 подводящего устройства СВН в исследуемом диапазоне не оказывает заметного влияния на подачу насоса.

1.3.4 Влияние площади выходного сечения

Согласно [31] режим, соответствующий максимальному значению КПД насоса, определяется площадью проходного сечения (пропускной способностью) и конструкцией отводящего устройства. Пропускная способность представляет собой размерную характеристику горловины (участка сопряжения с диффузором) или спирали, от которой зависят потери в колесе (центробежный насос) или в свободной камере (свободновихревой насос). В отличие от центробежного насоса, в котором его работа зависит от ширины колеса на выходе, режим работы СВН, при правильном проектировании РК, зависит лишь от площади выходного сечения отводящего устройства. Поэтому, изучая вопрос проектирования высокорасходных СВН, пропускной способности отводящего устройства необходимо уделить особое внимание.

В работе [50] Л. Пресманом экспериментально установлено, что величина площади выходного сечения $F_{\text{вых}}$ отводящего устройства существенно влияет на

рабочие параметры СВН, а при оптимальной геометрии РК почти однозначно определяет быстроходность и КПД насоса. Зависимости $n_s(F_{\text{вых}})$ и $\eta(F_{\text{вых}})$ имеют важное практическое значение для расчета насосов. Однако, эти исследования были выполнены в узком диапазоне быстроходностей ($n_s = 45 - 75$) для СВН конструктивной схемы «Wemco».

А. Корбутовский [33] расширил диапазон исследований по влиянию величины площади выходного сечения на оптимальные параметры СВН до $n_s = 70 - 160$ на насосе конструктивной схемы «Туго». При этом ширина свободной камеры B была постоянной, неизменным оставался и радиус расположения языка. Анализ результатов (рис. 1.22) показывает, что с увеличением площади выходного сечения $F_{\text{вых}}$ оптимальный режим насоса смещается в сторону более высоких подач, напор насоса снижается, напорная характеристика и характеристика КПД имеют более пологий характер, КПД при этом уменьшается на 5%.

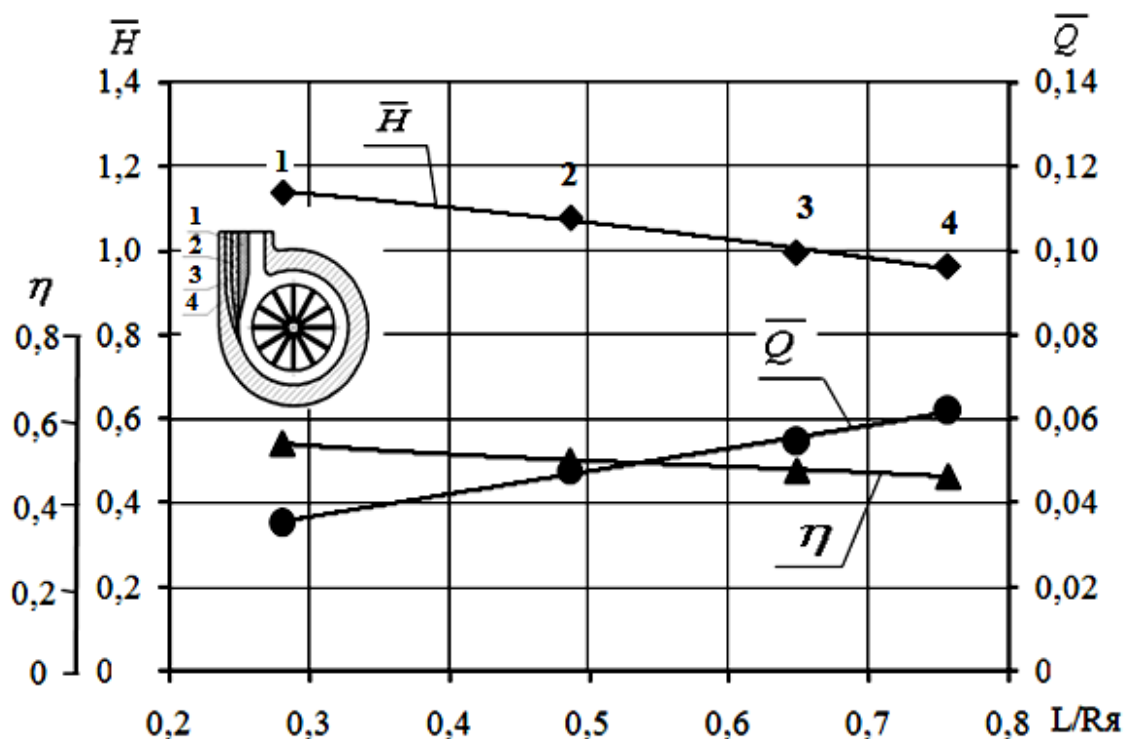


Рисунок 1.22 - Зависимость оптимальных параметров СВН от площади выходного сечения $F_{\text{вых}}$ отводящего устройства [33]

1.3.5 Влияние ширины свободной камеры

Наибольший интерес представляют исследования по влиянию ширины свободной камеры на параметры СВН, приведенные в работах [36; 43; 46; 56; 79].

Е. Рокита [43] отмечает, что подача насоса главным образом зависит от изменения ширины отводящего устройства насоса $\bar{Q} = f(\bar{B})$. Так, при увеличении ширины камеры \bar{B} от 0,305 до 0,477 оптимальная подача насоса возрастает на 41,2 %. КПД насоса с увеличением ширины первоначально возрастает ($\eta_{\max} = 0,525$ при $\bar{B} = 0,38$), а затем резко падает (рис. 1.23). Существование оптимального значения ширины свободной камеры \bar{B} объясняется увеличением гидравлических потерь. При увеличенной ширине \bar{B} происходит уменьшение скорости жидкости в свободной камере, что ведет к росту количества циклов вращения жидкости в ней и увеличению гидравлических потерь в насосе. В исследованном диапазоне ширин оптимальная величина $\bar{B} = 0,38$.

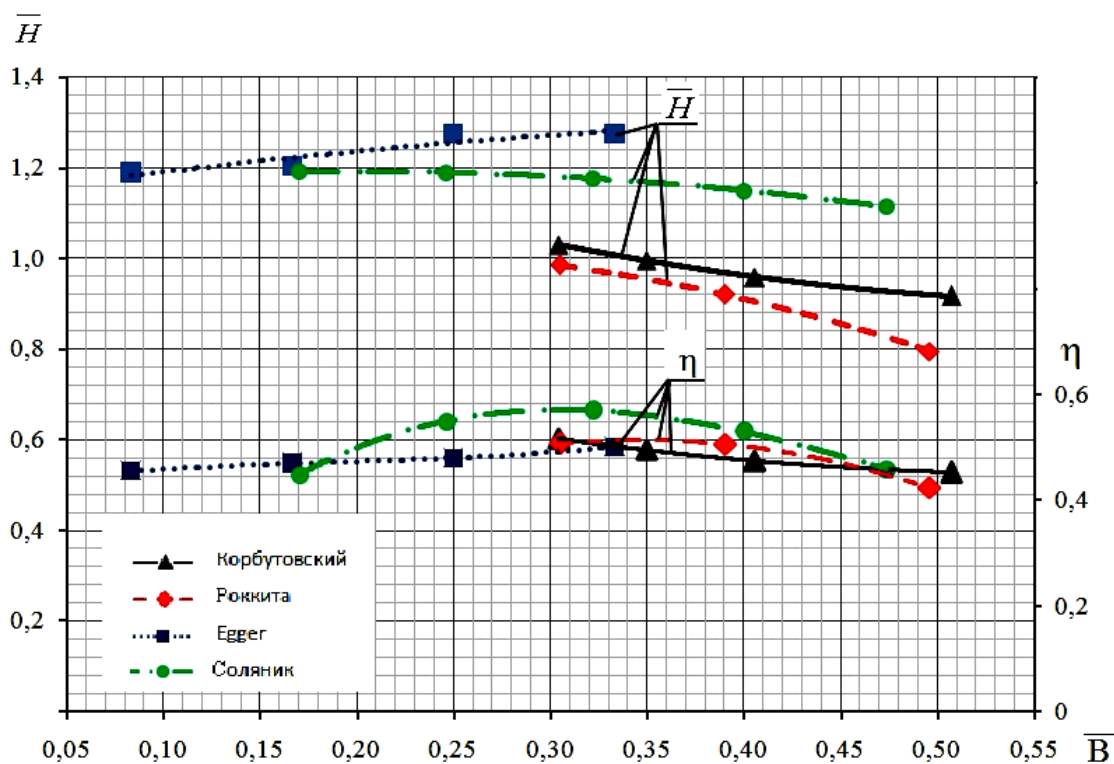


Рисунок 1.23 – Зависимость напора и КПД СВН типа «Туго» от ширины свободной камеры

В исследованиях ширины камеры, проведенных Э. Эггером [46], оптимальная ее величина сдвинута до значения $\bar{B} = 0,33$. Автор также отмечает, что ширина лопастей колеса не оказывает существенного влияния на оптимальную подачу насоса. Подача насоса главным образом зависит от изменения ширины свободной камеры $\bar{Q} = f(\bar{B})$ (рис 1.24).

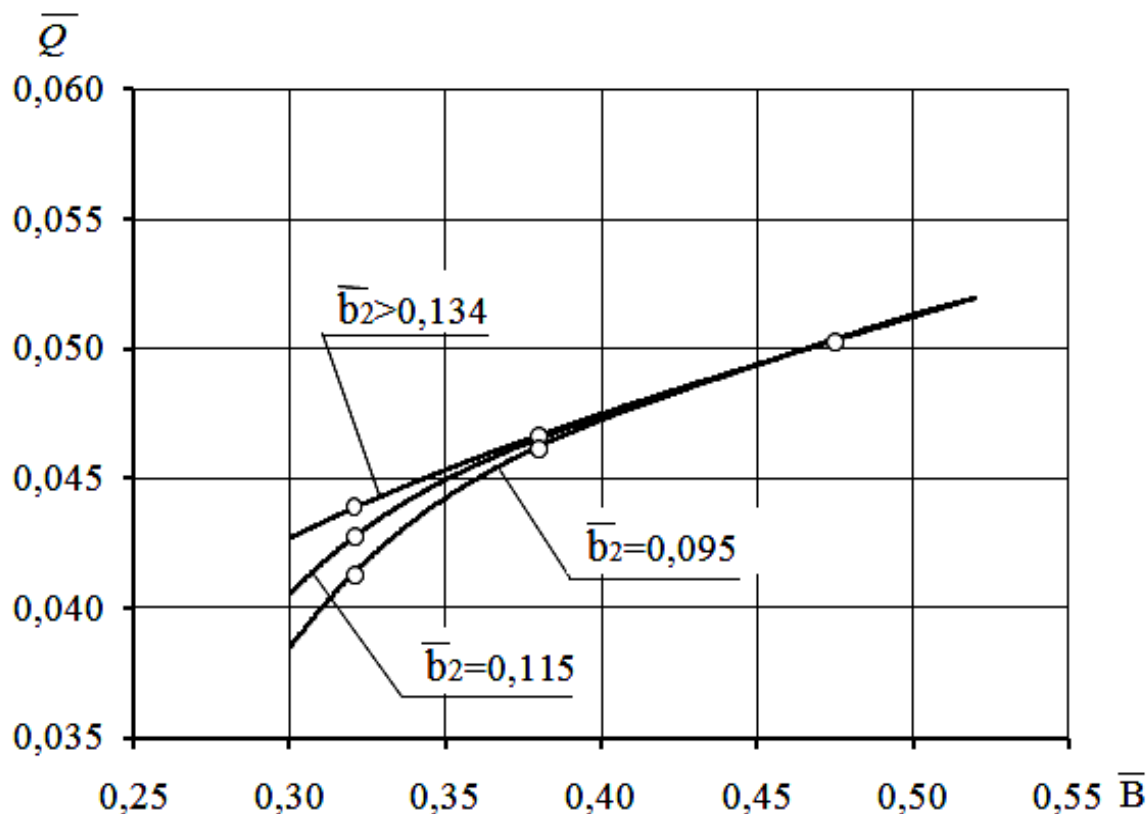


Рисунок 1.24 – Зависимость критерия подачи от критерия ширины отводящего устройства [43]

А. Корбутовский указывает, что в большинстве ранее приведенных работ исследовано влияние двух факторов отводящего устройства: ширины камеры B и площади выходного сечения $F_{вых}$. В своей работе [33] он приводит исследования по влиянию ширины камеры отводящего устройства при неизменной площади выходного сечения $F_{вых}$ в диапазоне ширин $\bar{B} = 0,304 - 0,507$ (см. рис. 1.23). Полученные результаты показывают, что двукратное расширение отвода приводит к снижению напора только на 10%. При увеличении относительной

ширины свободной камеры \bar{B} в исследованном диапазоне быстроходность насоса возрастает с $n_s = 98$ до $n_s = 148$, а КПД снижается примерно на 5%.

В исследованиях В. Соляника [78] ширина камеры \bar{B} изменялась в диапазоне 0,153 – 0,382, причем каждая серия экспериментов проводилась с различным диаметром всасывающего патрубка. Эксперименты подтвердили существование оптимального значения ширины свободной камеры, которое находится в пределах $\bar{B} = 0,22 – 0,27$. Наличие оптимума связано с перераспределением потерь в камере. В узких камерах эти потери вызваны высокими скоростями жидкости, в широких – скорости уменьшаются, но появляются зоны дополнительного вихреобразования.

Для расчетов ширины свободной камеры В. Соляник рекомендует использовать формулу [56]:

$$B = \left[K_B \left(\frac{2\bar{b}_2}{1 + \bar{D}_0} - \bar{\delta} \right) \right] D_2, \quad (1.6)$$

где D_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м;

$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$ – относительная ширина лопасти РК;

$\bar{D}_0 = \frac{D_0}{D_2}$ – относительный диаметр входа;

$\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$ – относительная толщина лопасти РК;

K_B – коэффициент, учитывающий быстроходность насоса.

Величина K_B может быть определена по зависимости:

$$K_B = 16,4 \cdot 10^{-3} n_s - 0,422. \quad (1.7)$$

Полученные в проанализированных работах результаты различаются между собой, поскольку существует различие в условиях проведенных экспериментов. Однако сохраняется общий характер зависимости рабочих параметров СВН от ширины свободной камеры B и площади выходного сечения $F_{вых}$. С увеличением любого из этих параметров оптимальная подача Q возрастает, а оптимальный напор и КПД уменьшаются.

Проведенный анализ результатов всех исследований также указывает на нецелесообразность повышения напора и КПД СВН заужением свободной камеры при неизменном выходном сечении. Незначительное повышение параметров не оправдывает существенного уменьшения проходного сечения насоса. При этом ухудшается проходимость проточного тракта и уменьшается крупность перекачиваемого продукта.

1.4 Выводы

Выполненный информационно-аналитический обзор современного состояния проблем, связанных с работой СВН, позволяет сделать следующие выводы:

- существует принципиальное различие в физической сущности рабочих процессов свободновихревых и центробежных насосов, которое по мнению С. Руднева заключается в том, что рабочий процесс вихревой гидромашины (СВН) не может происходить без гидравлических потерь энергии в ее проточной части;

- даже значительное изменение конструктивных параметров СВН вызывает сравнительно небольшое изменение его коэффициента быстроходности, поэтому достижение высокого КПД в данном насосе возможно лишь в ограниченном диапазоне n_s ;

– при оптимальной геометрии рабочего колеса быстроходность и КПД СВН однозначно определяются площадью выходного сечения отводящего устройства (относительным выходным диаметром);

– при проектировании СВН в диапазоне коэффициентов быстроходности $n_s = 60 - 140$ наиболее целесообразным является применение кольцевого отводящего устройства, с использованием которого КПД насоса превышает 50%;

– ширину свободной камеры кольцевого отводящего устройства целесообразно принимать равной выходному диаметру насоса;

– проведенный анализ также показал, что область применения СВН с высоким коэффициентом быстроходности может быть расширена путем изменения геометрии отводящего устройства.

Несмотря на столь долгую историю развития СВН, на протяжении которой было выполнено большое количество экспериментов и проведен анализ их работы, многие функциональные аспекты работы этих насосов еще остаются не исследованными.

РАЗДЕЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ. МЕТОДЫ ЕГО ПРОВЕДЕНИЯ

2.1 Объект, цель и задачи проведения исследования

В первом разделе была доказана актуальность применения СВН в различных отраслях промышленности и указаны их недостатки, а именно более низкий КПД по сравнению с центробежными насосами. Однако способность перекачивать жидкости с большими твердыми включениями, что является невозможным для центробежных насосов, позволяет насосам свободновихревого типа занимать передовые позиции в технологических процессах определенных видов производства.

Таким образом можно утверждать, что задача по улучшению показателей свободновихревого насоса и расширению области его применения является актуальной. Диапазон оптимальных коэффициентов быстроходности СВН типа «Туго» известен, и выход за его границы приводит к снижению КПД насоса. Однако, на сегодняшний день существует потребность в незасоряемых свободновихревых насосах, работающих на режимах высокой быстроходности.

Опыт насосостроения показывает, что данная задача обычно решается путем использования уже имеющихся конструктивных аналогов, наиболее подходящих по своим характеристикам.

Проведенный анализ литературы позволил сформулировать цель данной работы – повышение энергоэффективности свободновихревого насоса типа “Туго” высокой быстроходности $n_s > 140$, а также разработка рекомендаций по проектированию его проточной части.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд задач.

Во-первых, в результате выполненного литературного обзора установлено, что в качестве одного из способов повышения быстроходности СВН является увеличение пропускной способности отводящего устройства насоса. При этом эффективность его работы будет обусловлена правильным выбором геометрии и ширины свободной камеры СВН.

Увеличение пропускной способности проточной части отводящего устройства с целью смещения местоположения его оптимума исследовалась в работах [42; 33]. В насосах с кольцевым отводящим устройством диаметр напорного патрубка обычно принимают равным его ширине. Поэтому с увеличением пропускной способности насоса будет расти и ширина его свободной камеры, что приводит к снижению эффективности работы насоса.

Таким образом, можно сформулировать первую задачу. На основании анализа способов изменения характеристик насоса необходимо определить основные критерии повышения эффективности работы СВН типа “Turgo” высокой быстроходности.

Во-вторых, решение вопроса создания СВН высокой быстроходности необходимо рассматривать с учетом реальной структуры потока в проточной части насоса как на расчетных, так и нерасчетных режимах.

Как упоминалось выше, поток протекающий в проточной части СВН, имеет сложную пространственную структуру течения. Расположенное в нише корпуса РК создает меридианный вихревой поток по всей площади колеса и передает часть энергии потоку, протекающему в свободной камере СВН. Выходящий под углом из РК поток жидкости создает на входе в отводящее устройство вихревое течение, которое в обычном кольцевом отводящем устройстве приводит к увеличению гидравлических потерь и, соответственно, к падению КПД СВН. Искажение картины течения в проточной части СВН также приводит к образованию вихревых застойных зон [52], которые отрицательно влияют на рабочий процесс в целом.

Следовательно, второй задачей, основанной на результатах ранее проведенных исследований структуры течения в проточной части СВН, является разработка конструкции корпуса, геометрия которого учитывает условия пространственного течения жидкости на входе в отводящее устройство.

В-третьих, литературный анализ показал, что в настоящее время отсутствует достоверная методика, позволяющая выполнять расчет конструкции отводящего устройства с учетом свойств реальной жидкости.

Процессы, происходящие при течении жидкости в проточной части насоса, а особенно их математическое описание, является довольно сложной задачей. Современный подход к проектированию конструкции отводящего устройства [80; 81] требует тщательно отработанной методики расчета отдельных его элементов, которая в большинстве случаев базируется на ряде допущений и не учитывает свойств реальной жидкости.

Третья задача – описание движения жидкости в отводящем устройстве СВН с учетом потерь, возникающих при течении вязких жидкостей. При проектировании проточной части отводящего устройства необходимо решать обратную задачу: по заданным параметрам (подаче Q , напору H) определить геометрические размеры отводящего устройства.

В-четвертых, сложный процесс передачи энергии в СВН и турбулентный характер течения жидкости не позволяют с достаточной точностью применять аналитический метод исследования. Достоверно этим методом можно определить только интегральные и осредненные параметры течения в контрольных сечениях отводящего устройства путем проведения физического эксперимента. Для проведения измерений можно использовать датчики. При этом измерение локальных и мгновенных параметров течения достаточно затруднено, особенно в относительном движении. Это объясняется влиянием внедренной в поток части датчика, который тем или иным образом искажает структуру течения жидкости, создавая дополнительные вихревые возмущения. Влияние оказывает и сложность конструкции деталей, которые в некоторых случаях делают невозможным установку датчиков. Применение бесконтактных устройств (например лазерного доплеровского измерителя скорости ЛДИС) не только усложняют конструкцию экспериментального насоса, но и схему стенда в целом.

Поэтому, сложное течение жидкости в проточной части СВН можно изучить методом численного исследования.

Однако, хорошо работающие программные продукты, применяемые для описания течения в турбомашинах, широко апробированы на гидродинамических задачах расчета центробежных и осевых гидромашин. Относительно

свободновихревых насосов, в которых рабочий процесс отличен от центробежных, и имеет сложный механизм передачи энергии, используемые программные комплексы должны пройти дополнительную проверку на примере тестовой задачи, которая всесторонне изучена и отработана на экспериментальном стенде.

Четвертая задача сводится к апробации выбранного программного продукта и последующего проведения с его помощью численного исследования течения жидкости в проточной части СВН типа “Turo” для получения качественных и количественных зависимостей, характеризующих гидравлические потери в отводящем устройстве.

Для достаточно качественного решения основной задачи с минимальными затратами времени и финансов дальнейшие исследования СВН целесообразно проводить с использованием численного метода, подтверждая его результаты физическим экспериментом.

В качестве объекта исследования рассматривается рабочий процесс СВН типа “Turo”. На рис. 2.1 представлен общий вид СВН типа “Turo”.

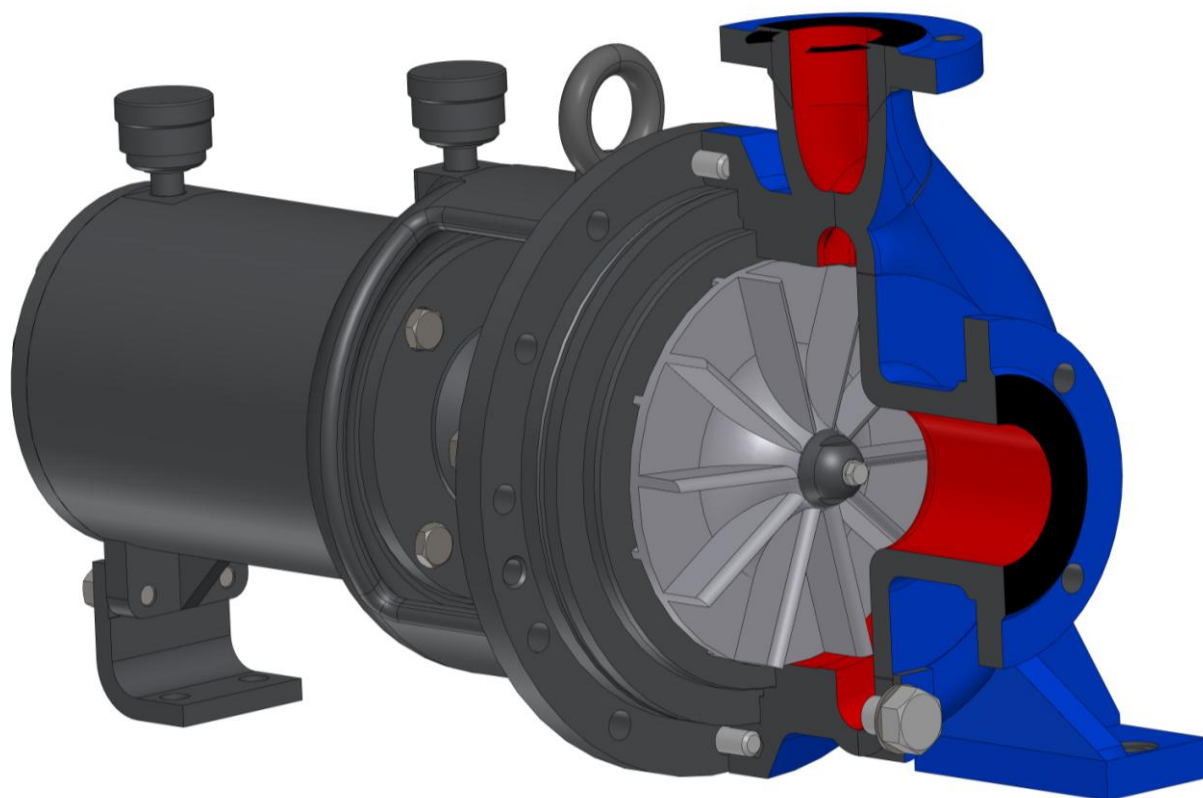


Рисунок 2.1 – Общий вид свободновихревого насоса типа “Turo”

На основании проведенного анализа существующих на сегодняшний день методов исследования ПЧ насосов, для решения поставленных задач были выбраны: расчетно-аналитический и численный методы исследования, а также метод физического эксперимента по испытанию опытных образцов СВН с различными типами отводящих устройств.

Расчетно-аналитическая часть исследования основана на анализе материалов теоретических исследований и экспериментальных работ по проектированию СВН, которые позволили обосновать актуальность темы, сформулировать ее цели и задачи. Аналитическое исследование структуры потерь в отводящем устройстве насоса позволило уточнить существующую модель течения в нем.

Численное исследование выполнено на основе решения системы уравнений, описывающих фундаментальные законы гидромеханики: уравнений движения вязкой жидкости вместе с уравнением неразрывности потока. Это позволило определить границы использования СВН с пространственным отводящим устройством и рациональный диапазон его основных геометрических параметров, а также их влияние на напорные и энергетические показатели насоса.

Физический эксперимент включал в себя испытания натуральных проточных частей отводящих устройств СВН, и был выполнен с целью проверки эффективности работы пространственного спирального отводящего устройства, а также подтверждения результатов его численных расчетов.

По результатам выполненной работы была предложена новая конструкция отводящего устройства СВН [10], которая имеет пространственный отводящий канал. Для определения геометрических параметров отводящего устройства данного типа необходимо изучить физическую природу потерь в его проточной части.

В рамках данной работы были разработаны методические рекомендации по расчету и проектированию пространственного спирального отводящего устройства с учетом течения реальной жидкости, а также изучены особенности структуры потока в нем.

2.2 Физический эксперимент

Экспериментальная часть исследований проводилась на стенде кафедры ПГМ СумГУ, который позволял выполнять энергетические испытания СВН с различными типами отводящих устройств.

2.2.1 Описание экспериментального стенда

Для проведения испытаний специально был создан испытательный стенд, работающий по схеме с замкнутым контуром циркуляции воды. Внешний вид стенда представлен на рис. 2.2. Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда приведена на рис. 2.3. В его основное оборудование входили: экспериментальный насос Н, балансирная машина постоянного тока М мощностью до 24,5 кВт и частотой вращения 0 – 4500 об/мин, герметичный бак Б емкостью 20 м³, расходомерное сужающее устройство Р с дифференциальным манометром МД. Расходомерное устройство состояло из диафрагмы и участков трубопровода определенной длины согласно [82]. Также в состав экспериментального стенда входили: пульта управления, основные и вспомогательные трубопроводы, измерительная (манометры МН1, МН2; вакуумметр В; тахометр ТХ, термометр Т) и управляющая (задвижки 31-35; вентили ВН1, ВН2) аппаратура.

Измерительная аппаратура обеспечивала возможность снятия напорной, энергетической и кавитационной характеристик модельного насоса в соответствии с [83].

При экспериментальных исследованиях в качестве рабочей среды использовалась вода с характеристиками согласно [3].

В состав измерительной аппаратуры экспериментального стенда входили:

– дифференциальный манометр типа ДМП класса точности 0,4 с пределом измерения 0 - 0,6 МПа (ГОСТ 6521-72) – для определения перепада давления на расходомерной диафрагме;

– манометр образцовый МО класса точности 0,4 с пределом измерений 0 - 0,1 МПа (ГОСТ 6521-60) - для контроля давления на входе в насос;

– манометр образцовый МО класса точности 0,15 с пределом измерений 0 - 0,4 МПа (ТУ 07-206-67) – для контроля давления на выходе из насоса;

– тахометр электронный модели ТЕСА (ГОСТ 21339-75) класса точности 0,02 с диапазоном измерений от 50 до 9999 об/мин;

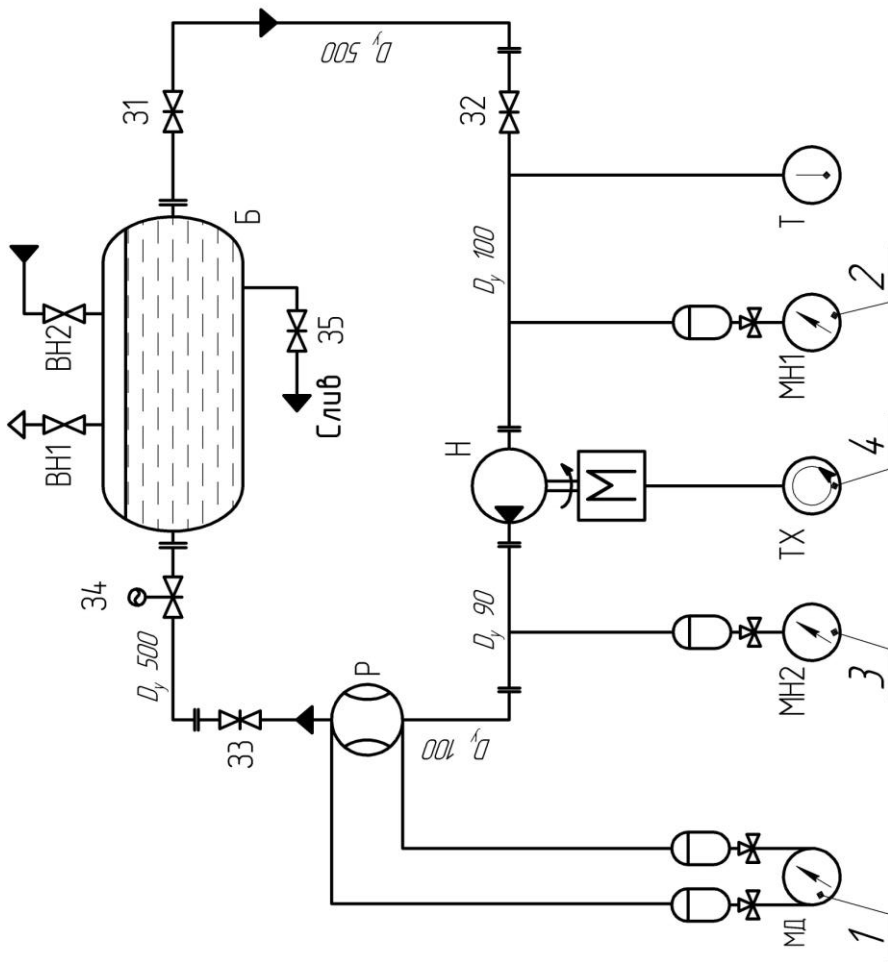
– гири общего назначения класса Г-4-1111.10 (ГОСТ 7328-82) – для измерения усилия на плече рычага мотор-весов;

– термометр ртутный с ценой деления 0,1⁰ С – для измерения температуры воды в системе.

Порядок проведения исследований, а также выполнение всех необходимых замеров проводились в соответствии с [3].



Рисунок 2.2 - Экспериментальный гидравлический стенд



Поз.	Измеряемый параметр	Диапазон измерений	Измерительный прибор
1	Подача, м ³ /ч	0...180	Дифманометр №11202
2	Давление на входе, кгс/см ²	0...1	Манометр МО №57405
3	Давление на выходе, кгс/см ²	0...4	Манометр МО №4476
4	Частота вращения, об/мин	0...3000	Тахометр ТЭСА 3740

Поз.обознач	Наименование	Кол	Примечание
Б	Бак	1	
ВН1-ВН2	Вентиль	2	
31-35	Задвижка	5	
МН1-МН2	Манометр	2	
МД	Манометр дифференциальный	1	
Н	Насос	1	
Р	Расходомер	1	
ТХ	Тахометр	1	
Т	Термометр	1	
М	Электродвигатель	1	МПБ 24,5/14 №27774

Рисунок 2.3 - Гидравлическая схема стенда

2.2.2 Экспериментальный насос

Экспериментальный насос (рис. 2.4) консольного типа с осевым подводом рабочей жидкости. Все сменные корпуса насоса имели тангенциальные выходные патрубки. Корпус крепился к кронштейну поворотным фланцем с закладными кольцами, которые стягивались между собой шпильками, что позволило частично компенсировать несоосность напорного патрубка насоса с трубопроводом.

Рабочее колесо СВН расположено в цилиндрической составной обечайке таким образом, что оно оказывалось в углублении корпуса. Вал насоса уплотнен сальником. Опорами вала служили подшипники качения с кольцевой смазкой.

Экспериментальные модели корпусов СВН изготавливались с применением композитных материалов. Корпусные детали изготавливались последовательным нанесением слоев стекломата, пропитанных полиэфирной смолой, на заранее подготовленную матрицу проточной части корпуса насоса. Для получения матриц моделей корпуса использовался экструдированный пенополистирол (ГОСТ 32310-2012) с плотностью 35 кг/м^3 . Геометрия матрицы была получена обработкой на фрезерном станке с числовым программным управлением. Отклонение геометрических размеров матриц составило 0,5 - 2%. Для крепления трубопроводной арматуры к корпусу были предусмотрены сменные фланцы.

В качестве армирующего вещества при формировании стенки корпуса использовался стекломат – ЕМ 1002. При формировании первого слоя применялся стекломат с плотностью 150 г/м^2 , для последующих - 450 г/м^2 . Стекломат состоит из прядей рубленого стекловолокна с диаметром элементарных волокон 9 мкр, готовые детали из этого материала обладают хорошими механическими свойствами. В качестве связующего вещества применялась полиэфирная смола POLYLITE® 440-M888. Для получения защитного гидрофобного слоя с хорошим качеством поверхности и необходимым значением шероховатости, использовался гелькоут NORPOL GELCOAT GS,

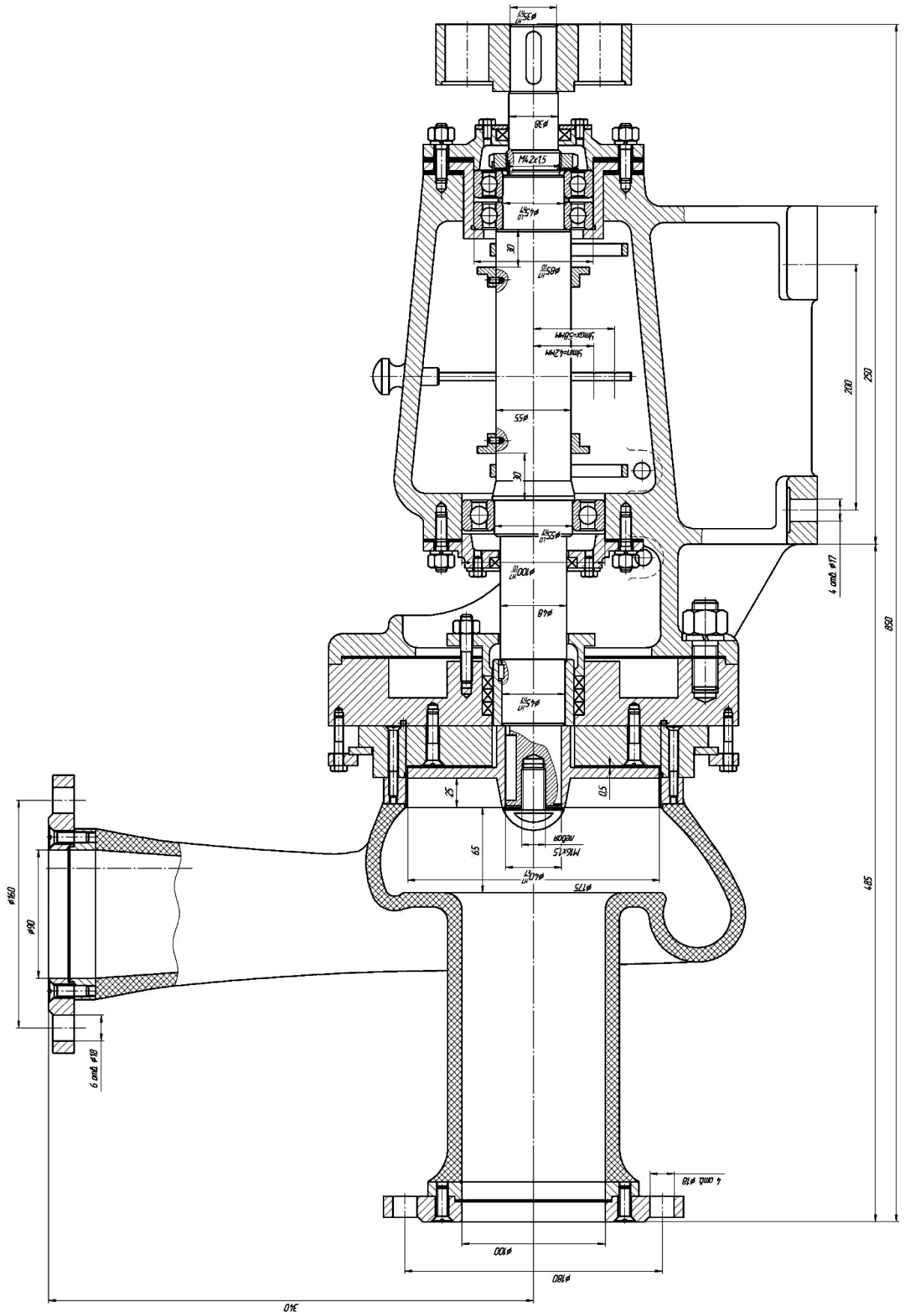


Рисунок 2.4 - Схема экспериментального свободновихревого насоса

основой которого является модифицированная изофталевая полиэфирная смола. Данный материал разработан для стандартных производственных процессов и используется при производстве изделий из стеклопластика, хорошо выдерживает воздействие климатических факторов и воды.

Испытание модельных рабочих органов, состоящих из композитных материалов, на кафедре ПГМ СумГУ проводилось впервые.

2.2.3 Методика проведения эксперимента и обработки результатов исследования

Методика испытаний и получения напорных ($H = f(Q)$) и энергетических ($N = f(Q), \eta = f(Q)$) характеристик СВН аналогична методике проведения испытаний центробежных насосов [3; 84]. Подача насоса определялась, исходя из получаемого перепада давления на стандартном сужающем устройстве (диафрагме), установленном на напорном трубопроводе, и рассчитывалась по формуле

$$Q = K\sqrt{\Delta p}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.1)$$

где K – коэффициент расхода сужающего устройства (сопла); $K = 1,1078602$ (труба DN100);

Δp – перепад давления на диафрагме, который измерялся дифференциальным манометром, кгс/см².

Коэффициент расхода сопла K определялся методом проливки измерительного участка в сборе на тарировочном стенде предприятия ПАО «ВНИИАЭН» (г. Сумы). Предельная относительная погрешность тарировочного стенда - 0,3.

Напор насоса при испытаниях определялся как разность удельных энергий жидкости на выходе и входе насоса по формуле

$$H = 0,102 \cdot \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{в}}}{\rho} + 0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{d_{\text{вых}}^4} - \frac{1}{d_{\text{в}}^4} \right), \text{ м}, \quad (2.2)$$

где $P_{\text{в}}, P_{\text{вых}}$ - показания манометров на входе и выходе насоса, кгс/см²;

$d_{\text{в}}, d_{\text{вых}}$ - внутренние диаметры входного и выходного трубопроводов в местах измерения давления, м.

Мощность на валу насоса определялась при помощи балансирной машины и рассчитывалась по формуле

$$N = M_{\text{кр}} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{3000}, \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент на валу двигателя, Н·м;

l – длина рычага балансирной машины, м;

F – усилие, измеряемое на плече рычага, Н;

F_0 – начальное усилие на плече рычага, включая усилия, вызванные вентиляционными потерями и потерями на трение в уплотнении и подшипниках балансирной машины, Н;

n – частота вращения вала, об/мин.

Длину рычага $l = 1,160$ м было определено по методике ПАО «ВНИИАСН» (г. Сумы).

КПД насоса при испытаниях определялся по формуле

$$\eta = 0,981 \cdot \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}, \%. \quad (2.4)$$

Испытания проводились при частотах вращения вала 1500 об/мин и 2250 об/мин, которые затем приводились к частоте вращения 3000 об/мин по формулам подобия:

– подача

$$Q = Q_m \cdot \frac{n}{n_m}; \quad (2.5)$$

– напор

$$H = H_m \cdot \left(\frac{n}{n_m} \right)^2; \quad (2.6)$$

– мощность

$$N = N_m \cdot \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_m}; \quad (2.7)$$

– КПД

$$\eta = \eta_m. \quad (2.8)$$

Сравнительные характеристики насоса, полученные при частотах вращения 1500 об/мин, 2250 об/мин и приведенные к частоте вращения 3000 об/мин (рис. 2.5) показали, что совпадение напорных и энергетических

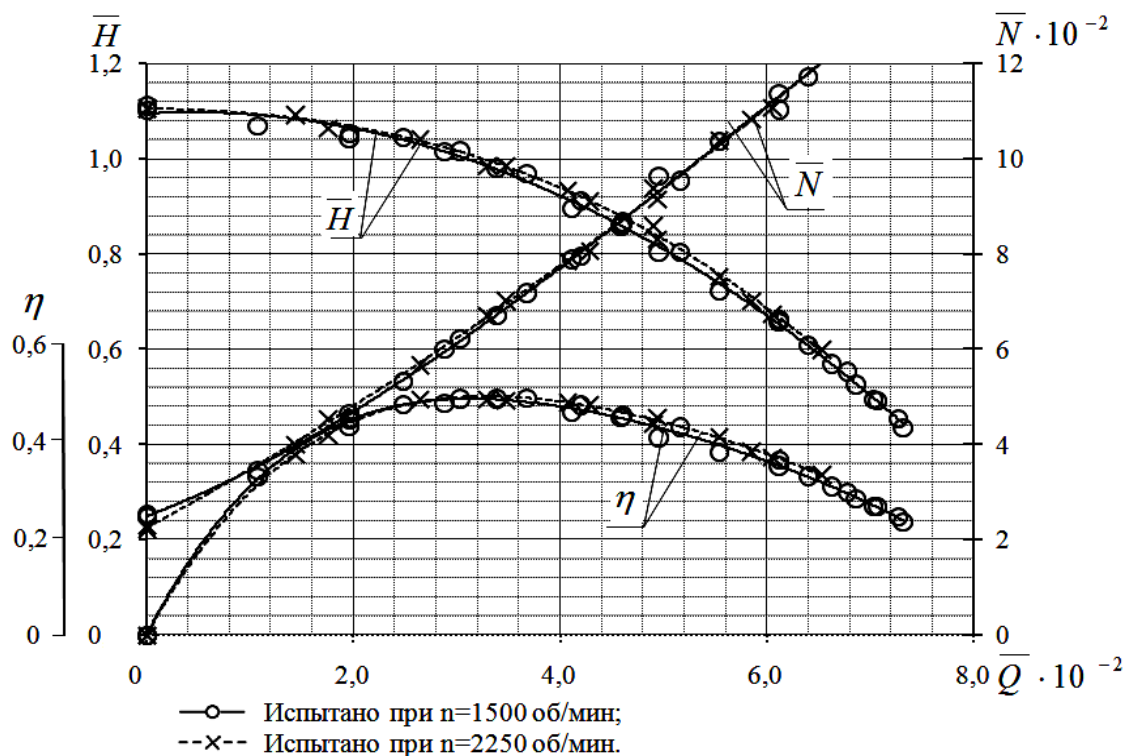


Рисунок 2.5 - Характеристики СВН при разной частоте вращения ротора

кривых находится в пределах допустимой погрешности измерений и его можно считать удовлетворительным. Поэтому, с целью уменьшения нагрузки на корпус насоса, который был выполнен из композитных материалов, все варианты отводящих устройств испытывались при частоте вращения $n = 2250$ об/мин.

2.2.4 Оценка погрешностей проведения эксперимента

Результат любого измерения содержит в себе погрешности различного происхождения. Оценка отклонения измеряемого значения от её истинной величины должна входить в задачу каждого измерения [85].

Расчет погрешности измерений проводился с учетом случайной и систематической погрешностей:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \%, \quad (2.9)$$

где σ_S - систематическая погрешность измерений, %;

σ_R - случайная погрешность измерений, %.

Систематическая погрешность прибора σ_S вычислялась на основе теоремы малых выборок:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2}, \%, \quad (2.10)$$

где σ_A - погрешность прибора, %;

σ_O - погрешность считывания, %.

2.2.4.1 Случайные погрешности измерений

Случайная погрешность рассчитывается по теории малых выборок [86]. С целью исключения случайных погрешностей выполнялось не одно, а несколько измерений. Необходимое количество измерений на каждом этапе исследований

определялось согласно рекомендаций [85]. Для достижения относительной погрешности результатов 5 - 10% при доверительной вероятности $\alpha = 0,9 - 0,95$ с учетом погрешности Стьюдента на конечное число опытов, необходимо выполнить не менее 5, но не более 18 измерений на одном уровне факторов, которые контролируются.

Для одного и того же значения фактора наиболее вероятное значение измеряемой величины \bar{y} с n измерениями, которое является среднеарифметическим значением для принятого “нормального” закона распределения погрешности вычислялось по формуле

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (2.11)$$

где \bar{y} - наиболее вероятное значение измеряемого параметра;

y_i - значение i -го измерения;

n - количество измерений.

Погрешность измерений оценивалась его среднеквадратической погрешностью (дисперсией воспроизводимости):

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (2.12)$$

По критерию Граббса $t = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S}$ определялись грубые измерения, для которых расчетное значение критерия превышало табличное $t_{\alpha,n}$. После этого грубые измерения исключались, заново определялись значение \bar{y} и оценивалась его дисперсия воспроизводимости [86]:

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n}}. \quad (2.13)$$

Доверительный интервал для всех измеряемых величин измерялся, исходя из уровня доверительной вероятности [85]:

$$\Delta \bar{y} = t_{\alpha, n} \cdot \sigma_R^2, \quad (2.14)$$

$t_{\alpha, n}$ - коэффициент Стьюдента.

Для доверительной вероятности $\alpha = 0,95$, с числом измерений $n = 5$ коэффициент $t_{\alpha, n} = 2,8$.

Конечный результат приводился к следующему виду:

$$y = \bar{y} \pm \Delta \bar{y}. \quad (2.15)$$

Оценка случайных погрешностей измеряемых параметров приведена в табл.2.1.

2.2.4.2 Систематические погрешности измерений

Определение погрешностей измерений и расчетов основных параметров испытываемых СВН (напора, подачи, мощности и КПД) проводилось по общепринятым рекомендациям [3; 4; 83].

При определении погрешностей косвенных измерений закон распределения ошибок принимался нормальным, поскольку эти измерения являются функциями целого ряда величин.

Таблица 2.1 - Случайные погрешности измерений

Измеряемый параметр, размерность	Избыточное давление на входе, $p_{мл}$, кПа	Избыточное давление на выходе $p_{мз}$, кПа	Разность статического напора на диафрагме Δp_d , кПа	Частота вращения n , об/мин
Измеряемая величина	24,7	242	34,3	2256
	24,5	240	35,0	2260
	24,6	239	34,1	2257
	24,4	240	34,5	2258
	24,2	241	35,2	2260
Математическое ожидание	24,48	240,40	34,62	2258,20
Среднеквадратическая погрешность, S	0,192	1,140	0,466	1,789
Дисперсия воспроизводимости, σ_R	0,086	0,510	0,208	0,800
Доверительный интервал, Δu	0,241	1,428	0,583	2,240

1. Погрешность определения подачи насоса.

Относительная предельная погрешность определения подачи рассчитывалась по формуле

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \%, \quad (2.16)$$

где δn – относительная предельная погрешность измерения частоты вращения, %;

δQ – относительная предельная погрешность измерения подачи, %.

Относительная погрешность измерения частоты вращения определялась по формуле [4]:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \%, \quad (2.17)$$

где Δn – абсолютная предельная погрешность измерения частоты вращения, об/мин.

Относительная предельная погрешность измерения подачи при использовании диафрагмы определялась по зависимости [3]:

$$\delta Q = (2\sigma_Q + \delta L), \%, \quad (2.18)$$

где σ_Q – среднеквадратическая относительная погрешность измерения подачи, %;

δL – погрешность, вызванная влиянием уменьшения длины прямого участка трубопровода перед сужающим устройством (в нашем случае $\delta L = 0$).

Значение среднеквадратической относительной погрешности измерения подачи σ_Q определялось по формуле [83]:

$$\delta Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{KRe}^2 + 0,25 \cdot (\sigma_{\Delta P}^2 + \sigma_\rho^2)}, \%, \quad (2.19)$$

где σ_a – среднеквадратическая относительная погрешность определения коэффициента сужающего устройства, %;

σ_{KRe} – среднеквадратическая относительная погрешность определения коэффициента корреляции расхода на число Рейнольдса, %;

$\sigma_{\Delta P}$ – среднеквадратическая относительная погрешность измерения перепада давления на сужающем устройстве, %;

σ_ρ – среднеквадратическая относительная погрешность измерения плотности жидкости, %.

2. Погрешность определения напора насоса.

Относительная предельная погрешность определения напора насоса определялась по формуле [4]:

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4 \cdot \delta n^2}, \%, \quad (2.20)$$

где δH – относительная предельная погрешность измерения напора.

Относительная предельная погрешность измерения напора вычислялась по формуле

$$\delta H = \frac{1}{H} \cdot \left[\left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot [(\delta_{PM2} \cdot p_{M2})^2 + (\delta_{PM1} \cdot p_{M1})^2] + \left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot (p_{M2} - p_{M1})^2 \cdot \right. \\ \left. \cdot \delta \rho^2 + 0,1654^2 \cdot \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \cdot Q^4 \cdot \delta Q^2 \right]^{1/2}, \%, \quad (2.21)$$

где Q – измеряемая подача, м³/с;

H – напор насоса, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

δ_{PM1} и δ_{PM2} – относительные предельные погрешности приборов для измерения соответственно давлений на входе и выходе насоса, %;

p_{M1} и p_{M2} – показания приборов, измеряющих давление на входе и на выходе насоса, Па;

d_1 и d_2 – диаметры трубопроводов на входе и на выходе в местах отбора давления, м;

$\delta\rho$ – относительная предельная погрешность определения плотности жидкости, %;

δQ – относительная предельная погрешность определения подачи насоса, %.

3. Погрешность определения потребляемой мощности на валу насоса.

Относительная предельная погрешность определения мощности на валу насоса при использовании балансирного двигателя определялась по формуле [4]:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100\psi_F}{F}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \%, \quad (2.22)$$

где ψ_F – порог чувствительности балансирной машины, Н;

F – значение измеряемого усилия, Н;

δF – относительная предельная погрешность измерения усилия с помощью взвешивающего устройства, %;

δl – относительная предельная погрешность измерения плеча рычага балансирной машины, %.

4. Погрешность определения КПД насоса.

Относительная погрешность определения КПД насоса рассчитывалась по формуле [29]:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}, \%. \quad (2.23)$$

Среднеквадратическая относительная погрешность прямых и косвенных измерений определялась по формуле [4]:

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{2}, \%, \quad (2.24)$$

где ε – относительная предельная погрешность измеряемого параметра.

Погрешности прямых и косвенных измерений, которые проводились в исследованиях, приведены в табл.2.2 и 2.3. Проведенные расчеты погрешностей результатов испытаний показывают, что контрольно-измерительные средства и методика испытаний обеспечивали необходимую точность проведения экспериментов.

Таблица 2.2 - Погрешности косвенных измерений

№ п/п	Определяемая величина, размерность	Средний уровень значения параметра	Относительная предельная погрешность, %	Допустимая предельная погрешность, %
1	Подача Q , м ³ /с	0,0182	0,98	3,0
2	Напор H , м	21	1,09	3,0
3	Мощность N , кВт	7,5	0,46	3,0
4	КПД η , %	50	1,54	5,0

Таблица 2.3 - Погрешности прямых измерений

№ п/п	Измеряемый параметр, размерность	Средний уровень значения параметра	Абсолютная предельная погрешность	Относительная предельная погрешность	Среднеквадратическая относительная погрешность
1	Избыточное давление на входе p_{M1} , кПа	24	0,4	1,67	0,83
2	Избыточное давление на выходе p_{M2} , кПа	240	0,15	0,062	0,031
3	Разность статического напора на диафрагме ΔH , кПа	34,3	0,4	1,16	0,58
4	Частота вращения n , об/мин	2250	2,0	0,089	0,044
5	Масса уравновешивающего груза F , Н	27,5	0,1	0,36	0,18
6	Длина рычага l , м	1,16	0,001	0,086	0,043
7	Температура воды, град (С)	20	0,2	1,0	0,5

2.3 Численное моделирование. Методика проведения численного исследования

Процессы, происходящие при течении рабочей жидкости в любой проточной части насоса, а особенно математическое их описание с учетом всех свойств перекачиваемой жидкости, является довольно сложной задачей. Математическая модель рабочего процесса может быть описана с той или иной степенью точности дифференциальными уравнениями или простыми математическими выражениями, содержащими эмпирические коэффициенты.

В настоящее время за рубежом широкое распространение получили методы расчета пространственного вязкого течения жидкости в проточной части насосов при помощи современных CFD-кодов, которые используются для решения многих задач насосостроения: J. F. Gulish [87], Van den Braembussche [88].

Что касается отечественного насосостроения, методы расчета пространственного течения жидкости реализованы в работах А. Косторного [89] и А. Жарковского [90].

Для проведения численного моделирования течения жидкости в ПЧ исследованных вариантов СВН использовался программный продукт (ПП) ANSYS CFX университетской версии.

В основе данного программного продукта лежит метод численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий случай движения жидкой среды [91]: уравнения движения вязкой жидкости – уравнения Навье-Стокса и уравнения неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2.26)$$

где $i, j = 1, 2, 3$;

x_1, x_2, x_3 – оси координат;

u_1, u_2, u_3 – компоненты скорости;

p – давление;

t – время;

Течения во вращающихся рабочих органах гидромашин рассматриваются в относительной системе отсчета, при этом член f_i в уравнении (2.25) выражает взаимодействие центробежных и кориолисовых сил:

$$f_i = -\rho \left[2\vec{\omega} \cdot \vec{u} + \vec{\omega} \cdot (\vec{\omega} \cdot \vec{r}) \right], \quad (2.27)$$

где $\vec{\omega}$ – вектор угловой скорости вращения;

\vec{r} – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Для моделирования турбулентных течений в уравнении Навье-Стокса мгновенную скорость заменяют на сумму осредненной скорости по Рейнольдсу и пульсационной составляющей скорости. Таким образом, уравнение 2.25 принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i' u_j'}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.28)$$

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

$\overline{u_i'}, \overline{u_j'}, \overline{u_k'}$ – осредненные пульсационные составляющие скорости.

При этом появляются дополнительные уравнения, для замыкания системы которых используют модели турбулентности, позволяющие определить пульсационную составляющую скорости. Основная идея моделей турбулентности

сводится к определению существования средней скорости потока и среднего отклонения от него (пульсационной составляющей): $u = \bar{u} + \overline{u'}$. После упрощения уравнений Навье-Стокса в них дополнительно появляются произведения средних отклонений скорости $\overline{u'_i u'_j}$.

Как известно, основным подходом к дискретизации уравнений математической модели в ANSYS CFX является МКО (метод конечных объемов), важным достоинством которого является обеспечение закона сохранения интегральных величин (расхода и количества движения) на каждой из ячеек расчетной сетки не только в ее пределах, но и по мере достаточно сильного ее сгущения.

Пространственная дискретизация задачи в МКО осуществляется путем разбиения расчетной области на небольшие соприкасающиеся объемы, для каждого из которых записывается уравнение Навье – Стокса. Внутри каждого контрольного объема находится одна точка «привязки» искомого сеточного решения. В качестве контрольного объема используются ячейки расчетной сетки: узлы сетки располагаются в вершинах многогранника (для структурированных сеток – гексаэдра, рис. 2.6), сеточные линии идут вдоль его ребер, а значения искомых величин приписываются геометрическому центру ячейки.

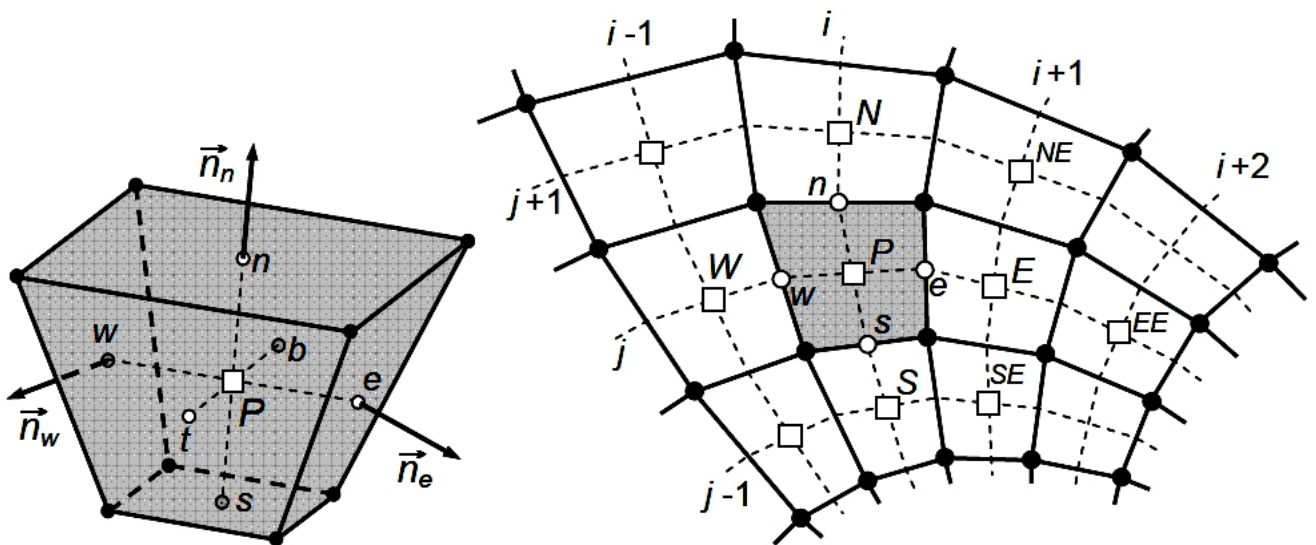


Рисунок 2.6 – Структурирована сетка контрольных объемов с привязкой к центру ячейки [92]

2.3.1 Проверка адекватности численного расчета СВН на примере тестовой задачи

Обзор работ [93 - 95] указывает на хорошее совпадение результатов расчета СВН при помощи используемого программного продукта с физическим экспериментом. Однако, применяемые в CFD-кодах модели турбулентности и задаваемые начальные условия, которые используются в центробежных насосах, не дают адекватной картины течения в вихревых машинах, ввиду отличия структуры потока последних. Как было сказано в работах [70; 94], рабочий процесс СВН нельзя рассматривать аналогично лопастным насосам. Поэтому необходимо провести анализ и выбор моделей турбулентности с учетом особенностей картины течения в СВН.

В конечном счете, исследованные на адекватность модели турбулентности и варианты задания граничных условий в обязательном порядке должны подлежать экспериментальной проверке на примере конкретного насоса.

В качестве тестовой задачи для проверки адекватности расчетных исследований СВН был взят эксперимент, ранее проведенный на кафедре ПГМ СумГУ. Исследования проводились для конструкции СВН 60/20 [55]. Конструкция экспериментального насоса позволяла проводить зондирование потока в его проточной части. Зондирование проводилось 5-ти точечным шаровым зондом $\varnothing 5$ мм в 3-х сечениях по всей ширине свободной камеры. Кроме этого была исследована картина течения жидкости в каналах РК с помощью лакокрасочных покрытий.

Для верификации применимости расчетов были поставлены следующие задачи:

- установить влияние постановки расчетного метода на параметры насоса;
- исследовать влияние положения интерфейса на расчет насоса;
- исследовать влияние моделей турбулентности на расчет СВН.

2.3.1.1 Влияние вида постановки расчетного метода на параметры насоса

Рассмотрим влияние нестационарной постановки расчетного метода на параметры насоса при переходе от центробежной конструкции насоса с полуоткрытым РК к свободновихревой. Расчеты были проведены для трех положений РК в свободной камере насоса. При этом изменялась величина зазора между РК и корпусом (рис. 2.7). Задача решалась для трех оборотов колеса.

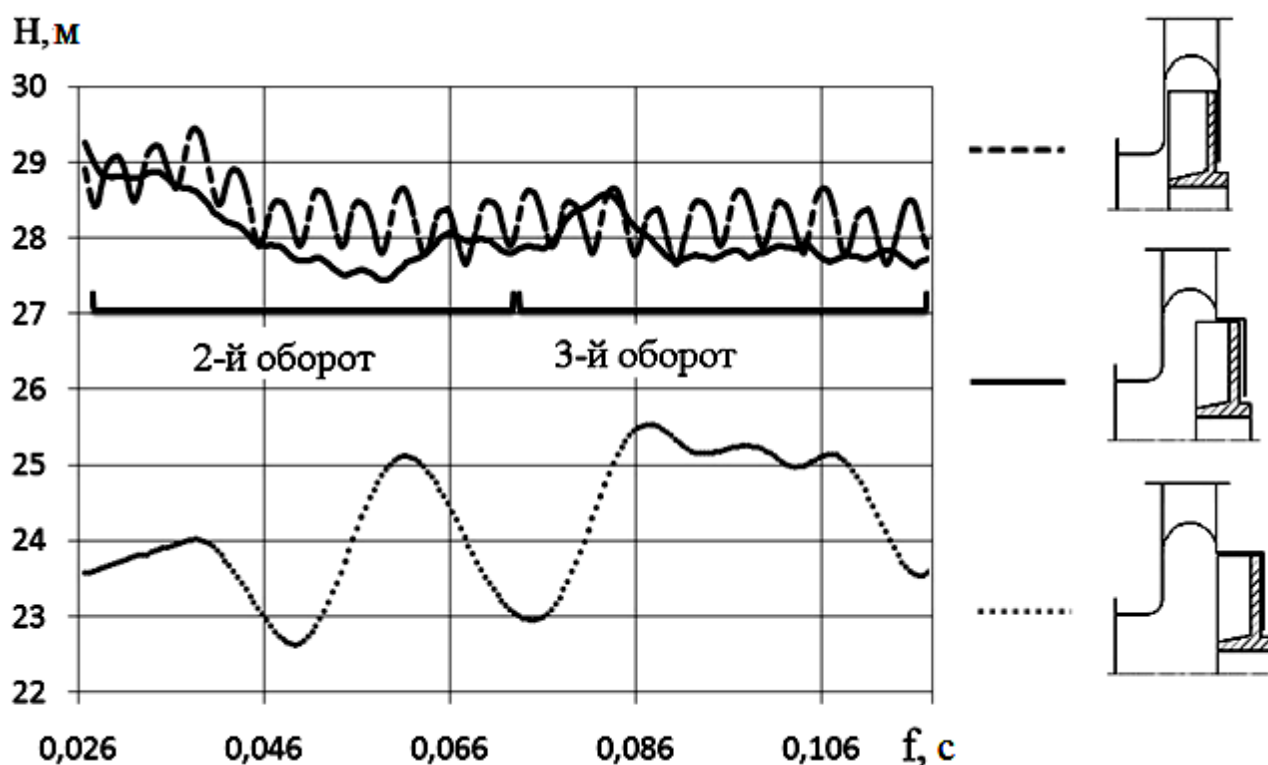


Рисунок 2.7 – Пульсации напора в зависимости от времени вращения рабочего колеса

Исследования показали, что при малом зазоре между РК и корпусом (вариант центробежного насоса) на выходе из насоса наблюдаются пульсации давления жидкости, вызванные влиянием языка, поскольку лопасти РК находятся в области отвода, что характерно для центробежных насосов [96].

В случае увеличения зазора между РК и стенкой корпуса (СВН типа “Seka”) происходит изменение структуры потока в свободной камере СВН. При этом увеличивается доля вихревого рабочего процесса. Возникают дополнительные

влияющие на напор пульсации давления, которые вызваны интенсивным вихреобразованием и разрушением первоначальной структуры потока.

При РК, утопленном в расточку корпуса (СВН типа «Туго»), язык отводящего устройства находится вне зоны действия лопастей колеса. Кривая напора носит хаотический характер, величина пульсаций давления увеличивается, а периодичность их уменьшается и не зависит от числа лопастей колеса. Это можно пояснить возникновением в свободной камере насоса интенсивного вихреобразования (непериодичного с течением времени).

Исходя из полученного пульсационного характера изменения кривых напора, можно сделать вывод, что в отличие от центробежных насосов, расчет СВН с использованием стационарной постановки задачи с условием «Frozen Rotor» приводит к неудовлетворительным результатам. Проведение численного эксперимента для таких насосов необходимо выполнять в нестационарной постановке. Точность результатов будет зависеть от количества оборотов РК.

2.3.1.2 Влияние положения интерфейса на расчет СВН

Конструкция СВН характеризуется наличием подвижных и неподвижных элементов проточной части, которым при проведении численного расчета задается значение интерфейса.

Под интерфейсом понимается граница соединения двух областей. В центробежных насосах положение интерфейса рекомендуется выбирать по середине между лопастной решеткой РК и неподвижной решеткой корпуса. В СВН типа «Туго» поверхность интерфейса можно выдвигать в свободную камеру.

При наличии вращающихся и неподвижных элементов в проточной части насоса поверхность интерфейса рекомендуется располагать как можно дальше от подвижной решетки [97]. Для исследования влияния положения интерфейса в свободной камере на рабочий процесс СВН были рассчитаны три модели проточной части насоса с разным расположением интерфейса (рис. 2.8).

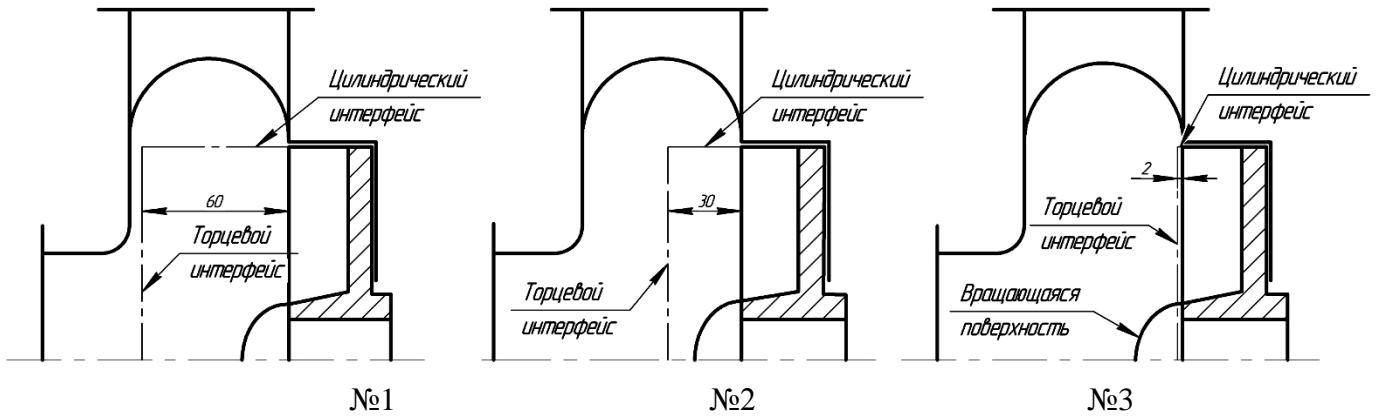


Рисунок 2.8 – Модели проточной части СВН с различным расположением интерфейса

Результаты численного исследования сравнивались с зондированием потока. Характер распределения расчетных и экспериментальных скоростей представлен на рис. 2.9.

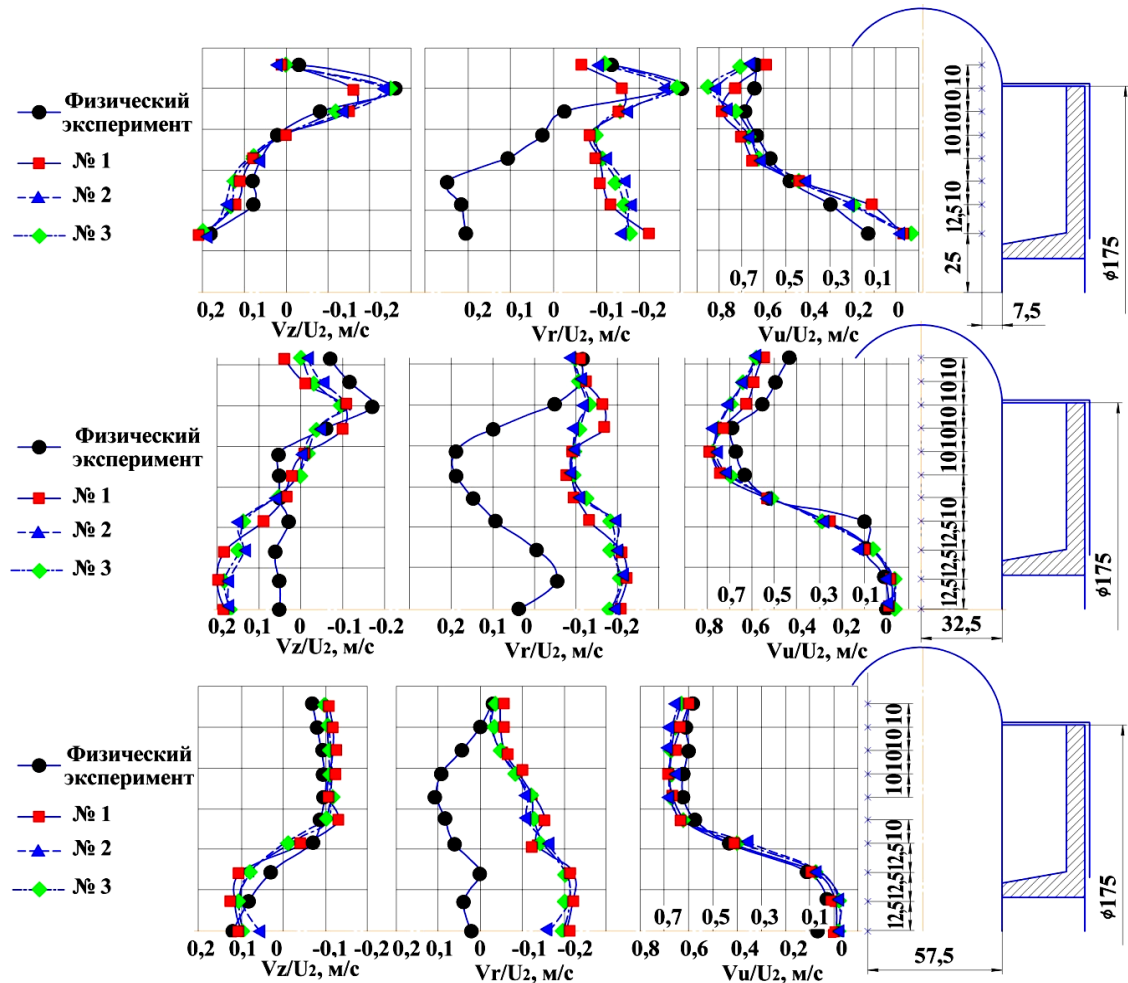


Рисунок 2.9 – Распределение скоростей в различных сечениях свободной камеры СВН

Результаты расчета указывают на достаточно хорошую сходимость вариантов расположения интерфейсов №2 и №3 с зондированием потока. Для интерфейса №1, расположенного вблизи колеса, результаты расчета расходятся с зондированием. Исходя из полученных результатов, интерфейс рекомендуется вытягивать за вращающиеся элементы проточной части ближе к середине свободной камеры или к стенке корпуса насоса.

При исследованиях предположение о влиянии угла наклона цилиндрической поверхности интерфейса на структуру потока не подтвердилось.

2.3.1.3 Влияние моделей турбулентности на расчет СВН

Все модели турбулентности, которые используются при моделировании течений, имеют эмпирическую природу, каждая из которых имеет свои константы, полученные при исследовании определенных течений. Рабочий процесс СВН достаточно сложен и передача энергии в нем осуществляется за счет вихревого обмена жидкостью. Стандартные двухпараметрические модели, такие как k - ϵ модель, обеспечивают хорошие результаты моделирования течения жидкости в центробежных насосах [98 - 100]. Существуют течения, для которых эти модели не подходят. Среди них и течение во вращающихся жидкостях.

С целью проверки адекватности различных моделей турбулентности для СВН был выполнен расчет насоса с применением следующих моделей: k - ϵ , k - ω , RNG k - ϵ , SST и BSL-RS.

На рис. 2.10 представлены результаты расчета течения жидкости в СВН для некоторых моделей турбулентности. Картина течения жидкости представлена изолиниями скорости в меридианном сечении проточной части насоса. Сечение расположено параллельно к оси напорного патрубка.

Как видно из рисунков, для всех моделей турбулентности в свободной камере насоса наблюдается меридианный поток жидкости, выходящий из РК, который является базовым в процессе передачи энергии в СВН. Для k - ϵ модели локальные вихревые зоны в проточной части насоса не наблюдаются. Причиной этого является характерное для этих моделей завышенное значение турбулентной

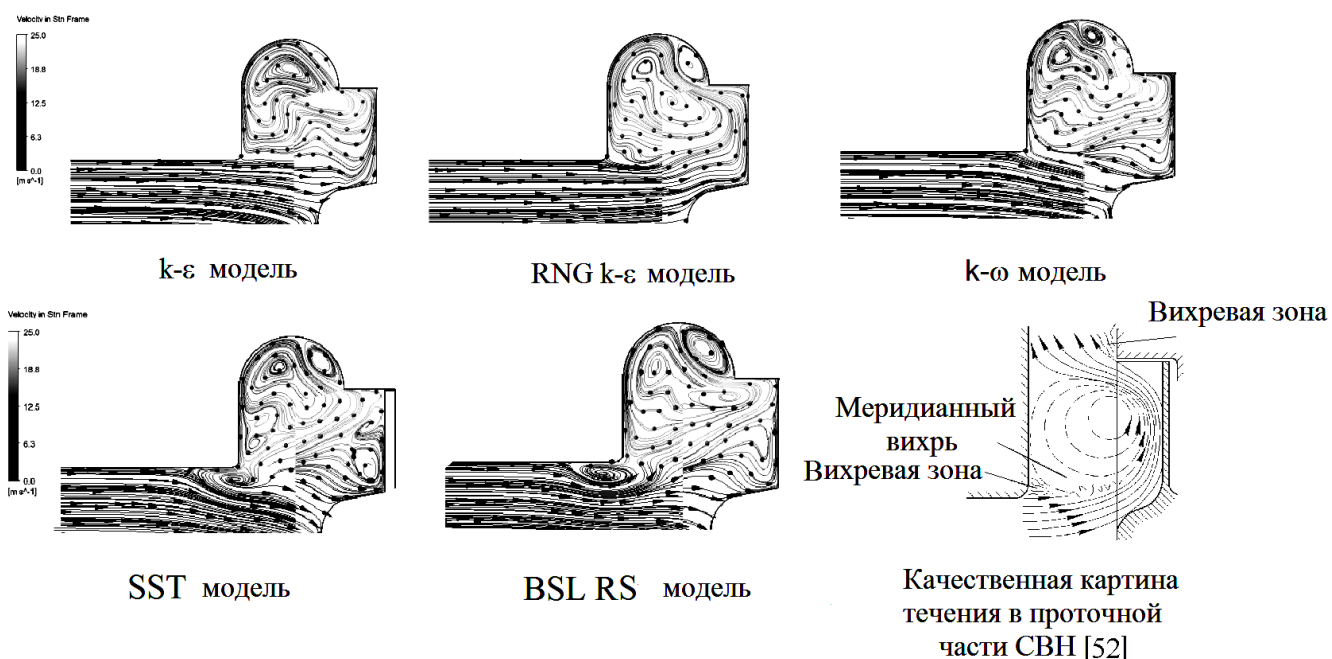


Рисунок 2.10 – Картины течения жидкости в СВН для различных моделей турбулентности

вязкости в зоне отрыва потока. k-ε модель хорошо зарекомендовала себя при расчете внутренних течений, но дает плохой результат при расчете потоков с большими градиентами давлений и отрывом потока.

При использовании RNG k-ε модели в свободной камере насоса после выхода потока из РК появляется вихревая зона. Полученная по этой модели картина течения более близка к модели [52], построенной по результатам зондирования потока. k-ω модель дает картину течения, аналогичную модели RNG k-ε.

Поскольку модели турбулентности типа k-ε с высокой степенью точности описывают только сдвиговые течения на удалении от стенки, а модели типа k-ω имеют преимущество при моделировании пристеночных течений, то была разработана комплексная модель SST, учитывающая оба эти фактора. С применением двухпараметрической SST модели картина течения жидкости получилась более полной с учетом дискретных вихрей, возникающих на входе в свободную камеру и РК. Картина течения, полученная при использовании BSL модели турбулентности, сопоставима с моделью SST.

При расчетах насоса с различными моделями турбулентности были получены напорные и энергетические характеристики, которые сравнивались с экспериментальными исследованиями насоса СВН 60/20 [66] (рис. 2.11). Сравнение результатов показало, что наилучшая сходимость характеристик была получена при использовании SST и BSL моделей турбулентности. Максимальное расхождение напора для этих моделей составило 5,4%, а КПД - 3,5%. В случае применения k-ε модели разница по напору - 11%, КПД - 5%. Немного лучший результат получен для моделей RNG k-ε и k-ω, для которых разница по напору составила 8,5%.

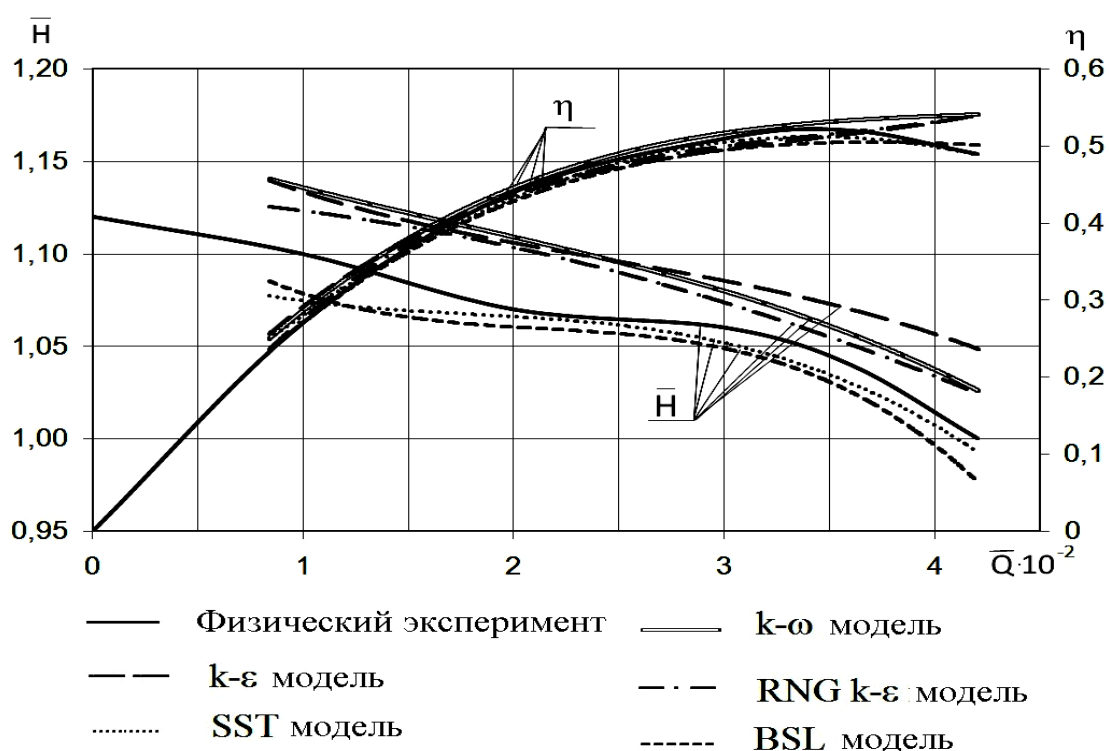


Рисунок 2.11 – Характеристики СВН для различных моделей турбулентности

Для окончательного выбора модели турбулентности было проведено сравнение результатов расчета скоростей в свободной камере с зондированием потока. Для моделей RNG k-ε, k-ω и k-ε результаты были сопоставимы, поэтому при дальнейшем сравнении учитывались только данные модели RNG k-ε. На рис. 2.12 приведены результаты расчета для моделей RNG k-ε, SST и BSL RS.

Анализ результатов показал, что для RNG k-ε модели расхождение расчетных значений осевых скоростей V_z от экспериментальных для всех сечений свободной камеры является достаточно большим. Наиболее заметное отличие имеется в сечении, наиболее близком к РК. Это можно пояснить наличием вихрей, сходящихся с кромок лопастей колеса, и влияющих на точность зондирования потока.

Расчет осевой V_z и радиальной V_r скоростей по SST модели турбулентности показал, что значения этих скоростей более близки к экспериментальным, чем рассчитанные при использовании модели BSL.

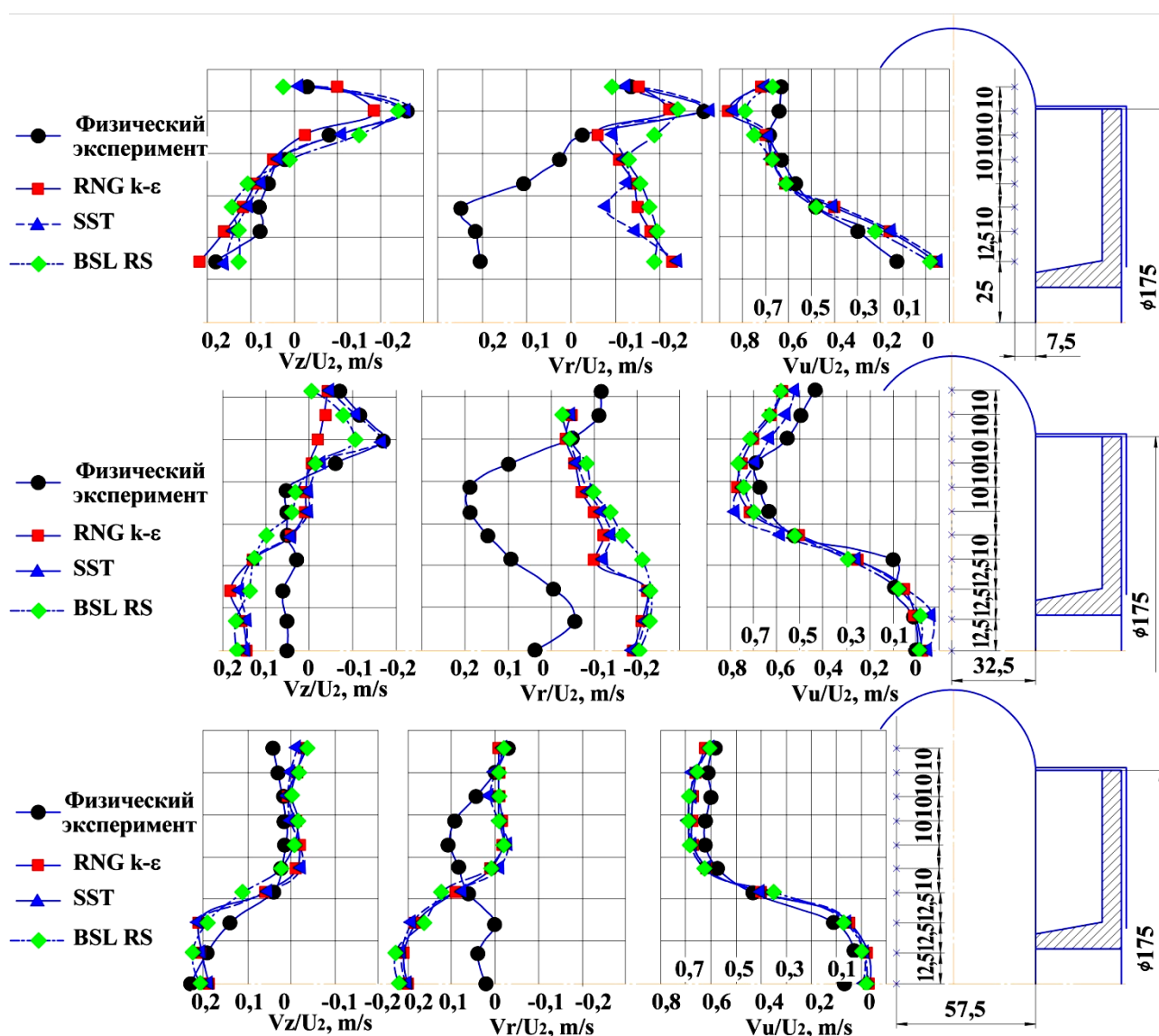


Рисунок 2.12 – Распределение скоростей в сечениях свободной камеры при использовании различных моделей турбулентности

Расчетные значения окружных скоростей V_u совпадают с экспериментальными данными для всех моделей турбулентности. Распределение радиальной V_r составляющей скорости наиболее близко к экспериментальному в области выхода потока из РК, а ближе к оси колеса расходится. Отличие результатов можно объяснить нарушением структуры течения жидкости при вводе зонда в поток.

Результаты расчетов показали, что при использовании моделей турбулентности k - ϵ , k - ω и RNG k - ϵ не учитывается наличие в потоке отрывных и дискретных вихрей. Это искажает распределение скоростей в камере насоса и приводит к большим погрешностям при определении напорных и энергетических характеристик насоса.

Структуру течения в свободной камере СВН наиболее полно отображают модели типа SST и BSL. Полученные при их использовании напорные и энергетические характеристики имеют хорошую сходимость с физическим экспериментом, а сравнение распределения скоростей в свободной камере насоса окончательно определило преимущества SST модели турбулентности.

2.3.2 Методика проведения численного исследования

Согласно проведенной проверке адекватности программного продукта на примере тестовой задачи для дальнейших расчетов было принято следующее:

- численный расчет СВН необходимо выполнять в нестационарной постановке. При этом расчет насоса необходимо проводить не менее чем для трех оборотов РК, а вывод полученных результатов осуществлять путем их осреднения по времени;
- расположение интерфейса выполнять по среднему сечению свободной камеры или близко к противоположной стенке корпуса;
- для замыкания уравнения Рейнольдса необходимо использовать SST модель турбулентности.

Модель турбулентности SST-Modell (Schear-Stress-Transport) [101] объединяет в себя лучшие стороны k - ω модели, имеющей преимущество при описании пристеночных течений, и k - ϵ модели, которая лучше описывает свойства свободных сдвиговых течений. При расчете потока данная модель дает хорошие результаты как при отрыве потока, так и при больших градиентах давления.

Базовыми для SST модели являются k - ω и k - ϵ модели, которые записываются путем суперпозиции, помноженной соответственно на весовые функции F_1 и $(1-F_1)$ [102]:

$$\frac{D\rho k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \sigma_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j} \right); \quad (2.29)$$

$$\frac{D\rho \omega}{Dt} = \frac{\gamma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta_2 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \sigma_\omega \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2(1-F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \quad (2.30)$$

В уравнениях (2.29) и (2.30) используются следующие системы констант [102; 103]:

- стандартная k - ω : $\sigma_{k1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\beta_1 = 0,075$; $\beta^* = 0,09$; $k = 0,41$;
 $\gamma_1 = \beta_1 / \beta^* - \sigma_{\omega 1} k^2 / \sqrt{\beta^*}$;
- стандартная k - ϵ : $\sigma_{k2} = 1,0$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\beta_2 = 0,0828$; $\beta^* = 0,09$; $k = 0,41$;
 $\gamma_1 = \beta_2 / \beta^* - \sigma_{\omega 2} k^2 / \sqrt{\beta^*}$.

SST модель турбулентности замыкается выражениями для вихревой вязкости:

$$v_t = \mu_t / \rho = k / \omega. \quad (2.31)$$

При проведении численных исследований были приняты следующие допущения:

- течение на входе в расчетную область осесимметричное;
- отсутствие утечек в заднем уплотнении насоса.

Для проведения численного исследования при помощи программного продукта SolidWorks 2014 были созданы трехмерные жидкотельные модели ПЧ СВН. Вариант жидкотельной модели СВН с несоосной спиралью представлен на рис. 2.13.

Методика построения моделей корпуса СВН позволяла с минимальными потерями времени вносить изменения в элементы корпуса, оставляя при этом неизменными входную зону и свободную камеру насоса.

Расчетная область состояла из РК с выдвинутым в корпус насоса интерфейсом и проточной части самого корпуса. В связи с принятыми допущениями, в расчетную область не включались задняя пазуха и утечки через сальниковое уплотнение насоса.

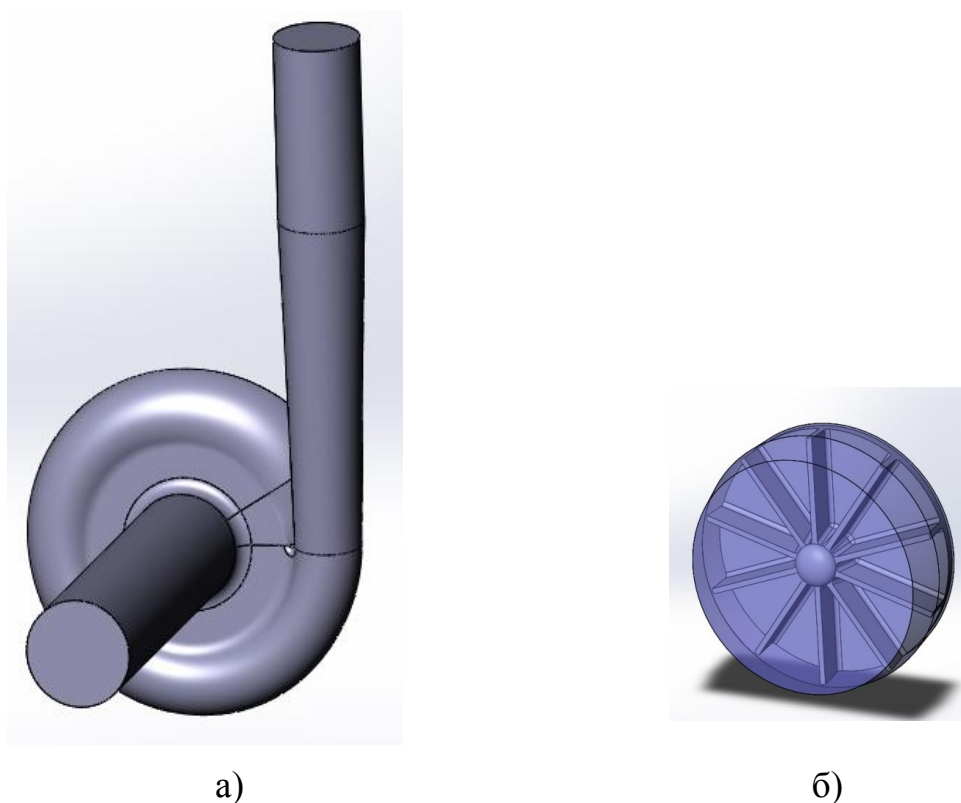


Рисунок 2.13 – Пример жидкотельных моделей:

а) – корпус СВН; б) - РК

При решении поставленной задачи использовалась неструктурированная сетка в области корпуса и структурированная для РК насоса.

На рисунке 2.14 представлена топология сеток, используемых при численном исследовании. Сетка была неравномерной, со сгущениями около стенок и переменной плотностью по длине.

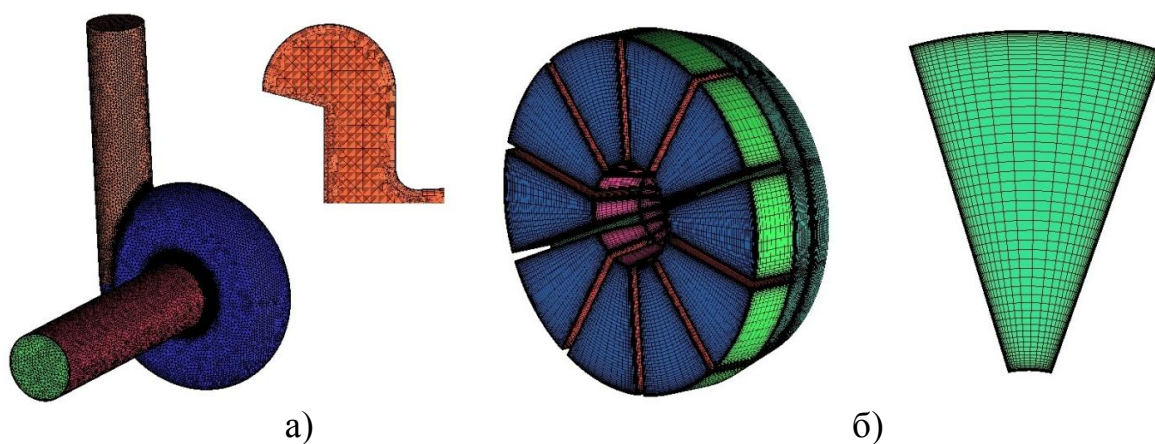


Рисунок 2.14 – Топология расчетных сеток для расчетных областей:

а) – корпуса СВН; б) – РК

Перед проведением исследований была проведена проверка сеточной независимости. Для этой цели строились сетки с различной густотой. Анализ интегральных характеристик, полученных в результате расчета показал (рис. 2.15), что при общем количестве расчетных ячеек 3,5 млн. и более различие результатов по напору и КПД составляет не более 1%, что свидетельствует о достижении сеточной независимости.

Величина переменной Y^+ находилась в области от 1 до 5, что соответствует рекомендациям, приведенным в руководстве пользователя [104]. В таблице 2.4 приведены основные параметры сеток РК и корпуса СВН

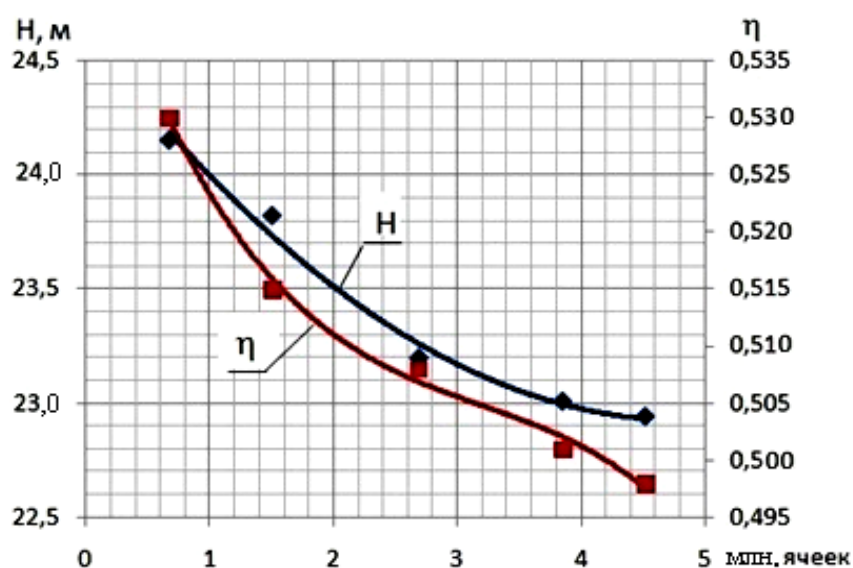


Рисунок 2.15 – Зависимость интегральных характеристик исследуемого насоса от густоты расчетных сеток

Таблица 2.4 – Параметры сеток исследованного РК и корпуса СВН

Показатель	РК	Корпус
Количество ячеек, млн. шт.	1,63	1,89
Толщина первой ячейки, мм	0,005	0,005
Общее качество сеток Quality (параметр, который характеризует скос ячеек)	0,4	0,28

После генерации сеток в Пре-Процессоре создавалась двухсвязная расчетная область (РО) (рис 2.16).

Расчеты проводились в нестационарной постановке задачи. Построение интегральных характеристик выполнялось для шести режимов работы насоса: $0,5 Q_{\text{опт}}$; $0,75 Q_{\text{опт}}$; $Q_{\text{опт}}$; $1,15 Q_{\text{опт}}$; $1,25 Q_{\text{опт}}$.

Расположение границы входа в РО было выбрано на расстоянии 5-ти диаметров от границы входа в камеру.

Граница выхода из РО располагалась на расстоянии 6-ти диаметров от границы входа в диффузор отводящего устройства. В качестве граничного условия на выходе из РО задавалось статическое давление. Так как предполагалось наличие обратных течений на выходе из РО, то тип граничного условия был задан как «opening».

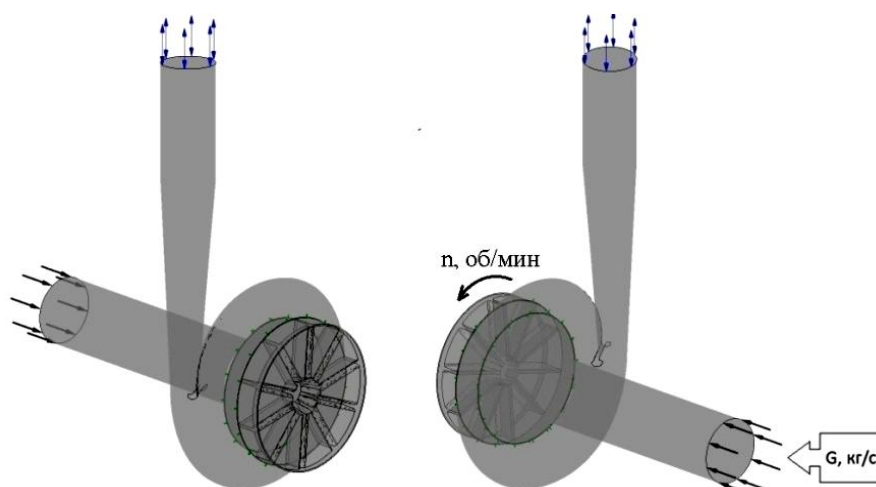


Рисунок 2.16 – Расчетная область СВН при выполнении численного эксперимента

По результатам численного исследования были получены интегральные характеристики СВН. Напор насоса определялся как разница удельных давлений на выходе (пов. 5) и входе (пов. 1) насоса (рис. 2.17). Потери в отводящем устройстве разбивались на потери в его канале (участок 2-3) и диффузоре (участок 3-4). Интегральные величины на входе в отводящее устройство определялись по поверхности 2.

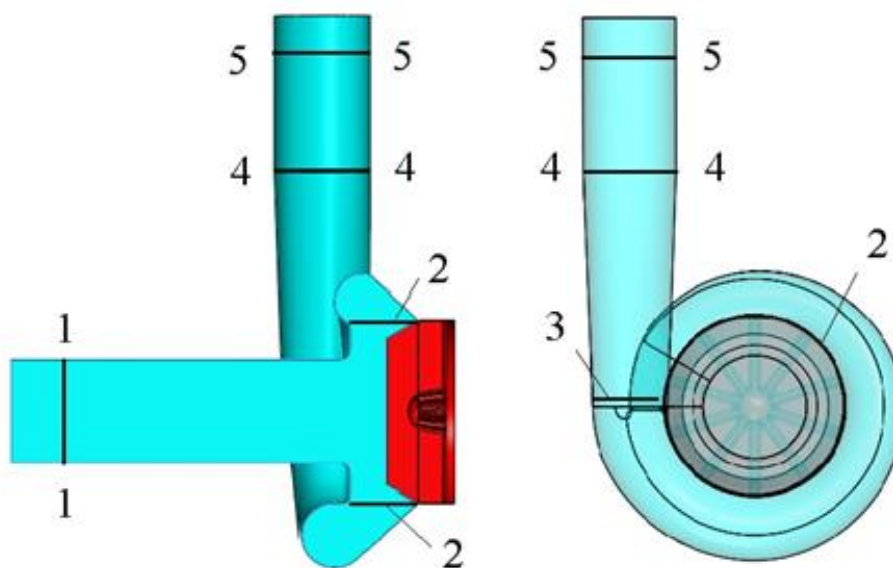


Рисунок 2.17 – Поверхности для определения интегральных характеристик

2.4 Выводы

1. По результатам выполненного информационно-аналитического обзора для достижения поставленной цели были сформулированы основные задачи исследования данной работы:

- оценка соответствия геометрии отводящего устройства параметрам насоса в целом;
- разработка конструкции отводящего устройства, геометрия которого учитывает пространственный характер течение жидкости;
- уточнение модели течения жидкости в канале отводящего устройства с учетом ее вязкости;

– разработка рекомендаций по проектированию пространственного отводящего устройства СВН типа “Turo” высокой быстроходности.

2. В качестве объекта исследования рассматривается рабочий процесс в СВН типа “Turo”.

3. Для выполнения работы принято несколько методов исследования: аналитический метод, численное исследование течения жидкости в проточной части СВН типа “Turo” с различными вариантами отводящих устройств и физический эксперимент. Аналитическое исследование позволит определить геометрические и гидравлические параметры СВН, влияющие на его быстроходность. Численное исследование даст наиболее детальную информацию о структуре потока в различных конструкциях отводящих устройств и позволит определить их количественные и качественные показатели, а также влияние на быстроходность СВН. С целью подтверждения достоверности полученных результатов необходимо провести испытания опытных корпусов с различными вариантами отводящих устройств СВН на экспериментальном стенде.

4. При проведении физического эксперимента измерительная аппаратура, установленная на стенде, обеспечивала необходимую точность исследования. Погрешность определения требуемых параметров находится в пределах, допускаемых ГОСТ 6134-2007.

5. Для проведения численного исследования выполнена проверка выбранного программного продукта ANSYS CFX на примере тестовой задачи.

РАЗДЕЛ 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОТВОДА СВН

Современные тенденции в развитии СВН связаны с повышением эффективности их работы при высоких коэффициентах быстроходности. В общем балансе энергии насоса часть гидравлических потерь относится к отводящему устройству. Снижение этих потерь требует усовершенствованной конструкции отводящего устройства, которая обеспечивается методикой его расчета и проектирования, особенно в рамках модели вязкой жидкости.

Правильно спроектированное отводящее устройство обеспечивает равномерность отвода жидкости из РК вдоль окружности входа в устройство, которая позволяет повысить энергоэффективность насоса. Одним из эффективных, с точки зрения минимальных гидравлических потерь энергии, является спиральное отводящее устройство.

Проектирование спирального отводящего устройства обычно проводится для расчетного режима работы насоса. Поэтому, относительно малая окружная неравномерность потока наблюдается только в сравнительно узком рабочем диапазоне, близком к оптимальному режиму. За пределами выше указанного диапазона неравномерность потока по окружности РК существенно возрастает. При этом возрастают гидравлические потери энергии в отводящем устройстве и РК, а также пульсации давления и радиальные усилия. Эксплуатация насоса наиболее экономична только на расчетных режимах.

3.1 Модель течения идеальной жидкости в отводящем устройстве насоса

Методика расчета отводящего устройства спирального типа базируется на законах движения свободного цилиндрического вихря [105], который представляет

собой движение жидкости в сосуде с распределением линий тока по концентрическим окружностям. Этот вихрь также называют потенциальным [106].

Закон распределения скорости вращения потенциального вихря можно получить из основного уравнения Бернулли:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V_u^2}{2g} = const. \quad (3.1)$$

Продифференцировав уравнение (3.1), определим градиент давления в потоке:

$$dp = -\rho V_u dV_u. \quad (3.2)$$

Подставляя в уравнение (3.2) вместо значения dp зависимость между распределением скорости V_u и давлением p в циркуляционном потоке, можно записать:

$$-\rho V_u dV_u = \frac{\rho V_u^2}{r} dr. \quad (3.3)$$

Упрощая данное дифференциальное уравнение, получим

$$\frac{dV_u}{V_u} = \frac{dr}{r}. \quad (3.4)$$

Интегрируем уравнение (3.4) и получаем зависимость момента скорости для потока, описываемого потенциальным вихрем:

$$V_u r = const. \quad (3.5)$$

Таким образом, в спиральных каналах с наружной стенкой, изменяющейся по закону $V_u r = const$, окружная скорость течения жидкости на расчетном режиме будет пропорциональна радиусу сечения. При этом средняя скорость в сечениях отводящего устройства с увеличением центрального угла φ будет уменьшаться, а движение жидкости будет диффузорным.

Рассмотрим особенности проектирования спиральных отводящих устройств.

Потоку жидкости, выходящему из РК и движущемуся по отводящему устройству СВН, необходимо обеспечить свободное движение жидкости по инерции. Это возможно в том случае, если форма отводящего устройства будет спиральной, а его поверхность соответствовать граничной линии тока движущегося потока.

В условиях свободного потока момент взаимодействия жидкости со стенками спирального отводящего устройства должен быть равен нулю [73].

Изменение полной удельной энергии частицы жидкости в лопастном колесе, т. е. теоретический напор, будет равен:

$$H_m = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g}. \quad (3.6)$$

Как правило, при проектировании насосов для увеличения напора колеса момент скорости на входе принимают равным нулю: $V_{u1} = 0$.

Тогда:

$$H_m = \frac{U_2 V_{u2}}{g}. \quad (3.7)$$

Таким образом, уравнение потенциального циркуляционного потока, которое характеризует движение жидкости в отводящем устройстве насоса, с учетом удельной энергии частицы жидкости принимает вид:

$$V_u r = V_{u2} r_2 = \frac{gH_m}{\omega} = \frac{1}{2\pi} K, \quad (3.8)$$

где K - постоянная спирального отводящего устройства.

Уравнение (3.8) устанавливает закон распределения окружной скорости по сечению отводящего устройства. Из данного уравнения следует, что давление возрастает с увеличением радиуса. Таким образом, преобразование кинетической энергии движения жидкости в потенциальную начинается в спиральном канале.

Структура потока в отводе имеет пространственный характер и преобразование энергии в нем является очень сложным процессом. Однако существуют методы расчета, которые базируются на ряде допущений и упрощают физическую картину течения. К таким допущениям следует отнести [107]:

- поток жидкости на входе в отводящее устройство имеет осевую симметрию, т. е. расход жидкости через любое его поперечное сечение пропорционален центральному углу φ ;

- преобразование кинетической энергии в потенциальную происходит только в результате изменения окружной скорости V_u (радиальной скоростью V_r , можно пренебречь, т. к. её значение невелико по сравнению с окружной);

- плотность жидкости по длине канала отводящего устройства считается постоянной.

С учетом принятых допущений через любое поперечное сечение отводящего устройства, которое располагается под углом Φ относительно геометрического начала спирали $\varphi_{яз} = 0$, проходит количество жидкости, накопленное в его канале от угла $\varphi_{яз}$ до Φ :

$$Q_\varphi = Q \frac{\varphi}{360^\circ}, \quad (3.9)$$

где Q – подача насоса.

Движение жидкости в спиральном канале определяется условиями постоянства момента скорости (3.5) и пропорциональности расхода углу сечения (3.9).

Подача жидкости через сечения спирального канала с углом φ при заданном значении K будет равна:

$$dQ = \frac{1}{2\pi} \cdot K \cdot \frac{b}{r} dr, \quad (3.10)$$

где b – ширина отвода в рассматриваемом сечении.

После интегрирования:

$$Q = \int_{r_3}^r dQ = K \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \cdot \int_{r_3}^r \frac{b}{r} dr. \quad (3.11)$$

Из формул (3.11) и (3.9) следует

$$\frac{Q}{K} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} = \int_{r_3}^r \frac{b}{r} dr. \quad (3.12)$$

Уравнение (3.12) называют пропускной способностью спирали.

Данное соотношение устанавливает зависимость геометрических размеров сечения спирали для выбранного угла $\frac{\varphi}{2\pi}$ от энергетических параметров насоса на расчетном режиме.

В случае, когда ширина отводящего устройства b остается постоянной с изменением радиуса от r_3 до r , линия тока имеет вид логарифмической спирали:

$$\frac{Q}{K} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} = b \cdot \ln \frac{r}{r_3}. \quad (3.13)$$

А в случае, когда ширина корпуса b прямо пропорциональна радиусу $b = a \cdot r$, линия тока принимает вид Архимедовой спирали:

$$\frac{Q}{K} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} = a \cdot (r - r_3). \quad (3.14)$$

При расчетах отводящего устройства зачастую не учитывают влияние вязкости среды, принимая жидкость в его канале идеальной. При течении реальной жидкости, полученные в ходе расчета проходные сечения отводящего устройства, будут иными.

Из-за отсутствия методики расчета проектирование спирального отводящего устройства СВН зачастую проводилось аналогично расчету кольцевого. При графическом проектировании спирального отводящего устройства за основу бралась расчетная площадь кольцевого отвода. Поэтому для решения вопроса о переносе методики проектирования спиральных отводящих устройств центробежных насосов на свободновихревые был проведен статистический анализ экспериментальных данных ряда испытанных ранее СВН с кольцевым отводящим устройством.

Для определения расчетной пропускной способности отводящих устройств этих СВН использовались параметры, полученные из характеристик насоса при максимальном значении КПД, которые зачастую не соответствовали расчетным параметрам. Расчеты выполнялись по следующей формуле [73]:

$$A_{\text{сп.расч.}} = \frac{\pi \cdot \eta_c \cdot n \cdot Q}{30 \cdot g \cdot H}. \quad (3.15)$$

Графическая пропускная способность спирали отводящего устройства представляет собой отношение приведенной площади $F_{\text{расч}}$ расчетного (восьмого) сечения к полюсному расстоянию ρ :

$$A_{сп.граф} = \frac{F_{расч}}{\rho}. \quad (3.16)$$

Условием правильности расчета спиральных отводящих устройств центробежных насосов является равенство их расчетной и графической пропускных способностей.

В результате проведенного аналитического исследования для кольцевых отводящих устройств СВН было установлено несоответствие графической и расчетной пропускных способностей для этих насосов, причем эта разница возрастает с увеличением быстроходности насоса (рис. 3.1).

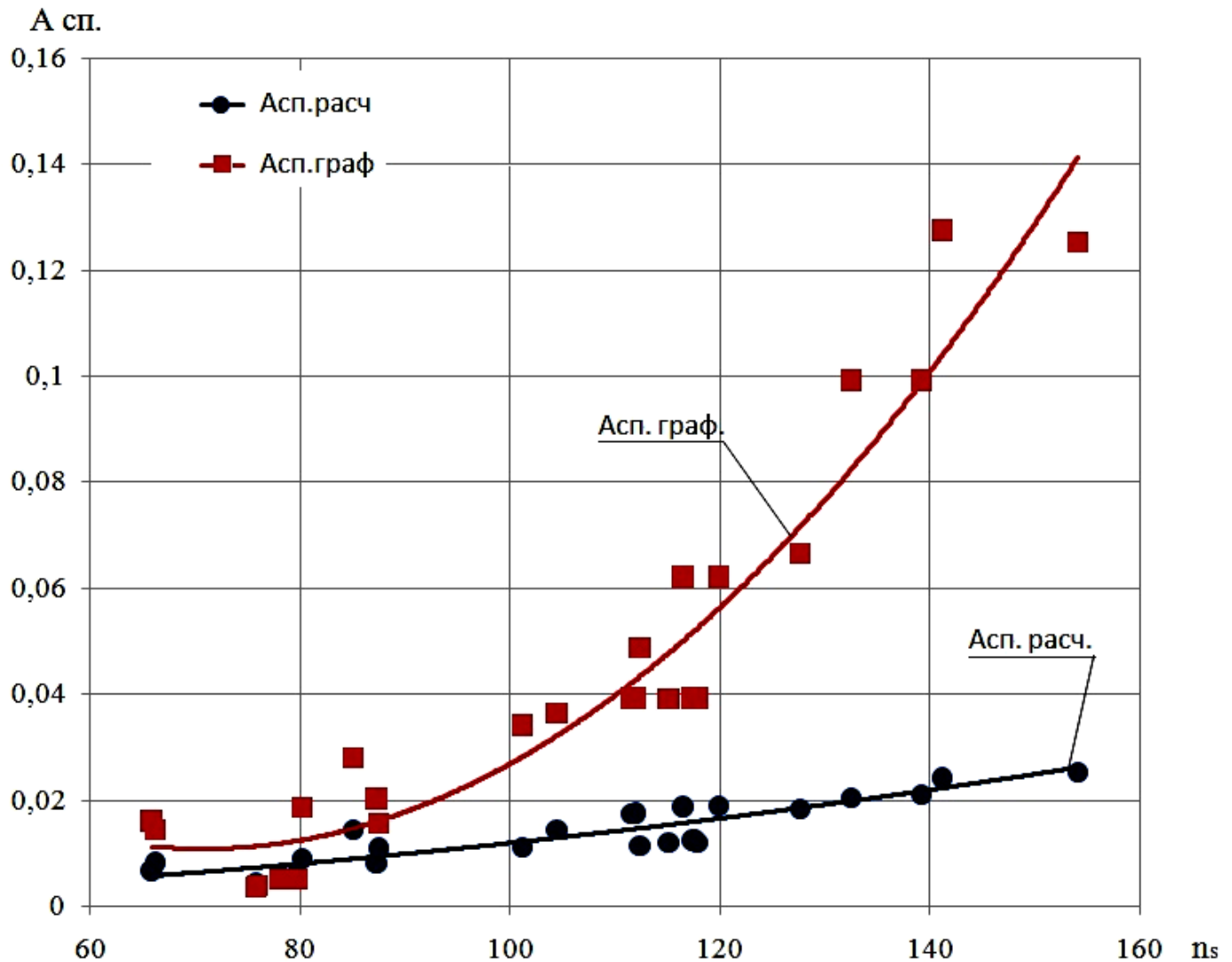


Рисунок 3.1 – Сравнение расчетной и графической пропускных способностей кольцевых отводящих устройств СВН

Поэтому, для получения равенства расчетной и графической пропускных способностей отводящих устройств, а также использования методики проектирования спиральных отводящих устройств центробежных насосов применительно к СВН, необходимо ввести коэффициент пропускной способности m , который зависит от быстроходности насоса (рис. 3.2).

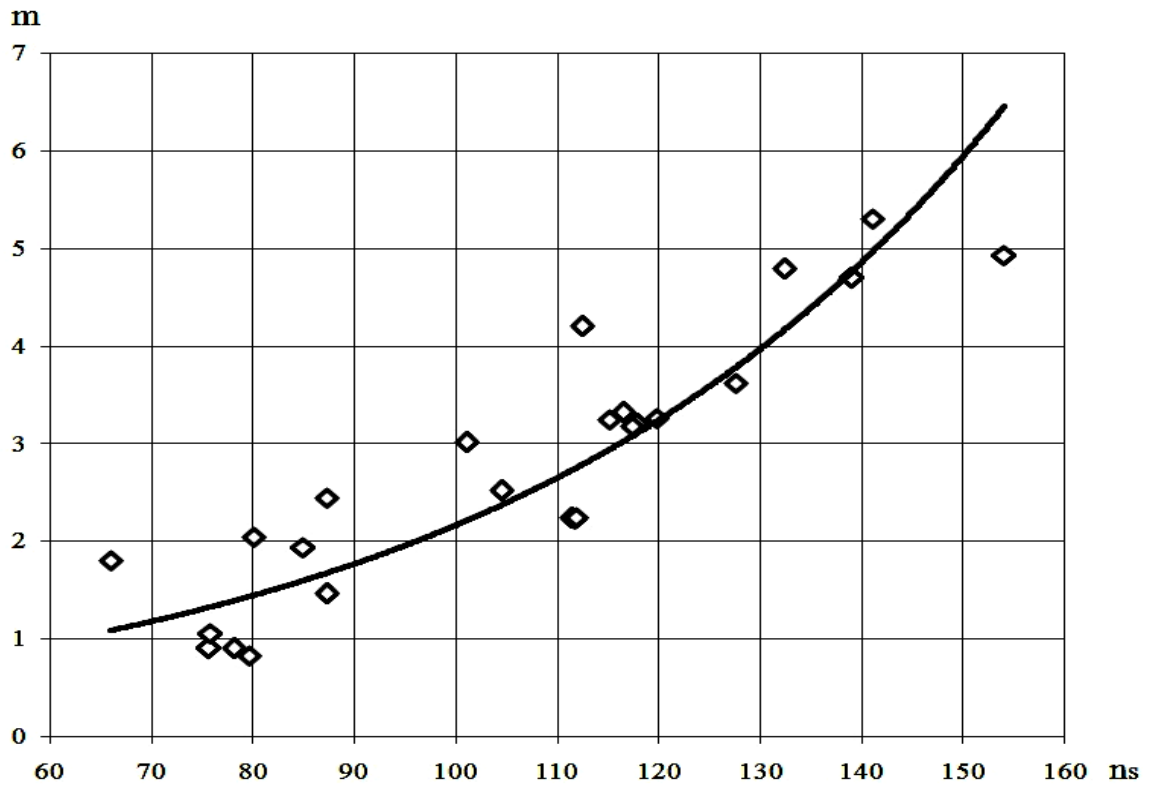


Рисунок 3.2 – Отношение графической и расчетной пропускных способностей СВН с кольцевым отводящим устройством

Для осреднения значения коэффициента m , исходя из полученных результатов, был принят экспоненциальный закон распределения:

$$A_{\text{сп.граф.}} = m \cdot A_{\text{сп.розр.}}, \quad (3.17)$$

где $m = 0,287e^{0,02n_s}$ - коэффициент пропускной способности.

Максимальное значение погрешности определения поправочного коэффициента составляет не более 5%.

3.2 Кинематика течения жидкости в отводящем устройстве СВН

Движение жидкости в отводящем устройстве можно рассматривать как свободный спиральный вихрь, состоящий из радиального и окружного потоков. Радиальная V_r и окружная V_u скорости являются слагаемыми абсолютной скорости V потока (рис. 3.3):

$$V = \sqrt{V_u^2 + V_r^2}. \quad (3.18)$$

Течение жидкости в отводящем устройстве определяется величиной и характером распределения абсолютной скорости на его входе.

Выходя из РК, жидкость движется в радиальном и окружном направлениях. В случае равномерного распределения потока за РК, его кинематика характеризуется углом между радиальной V_r и окружной V_u составляющими абсолютной скорости:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{V_r}{V_u}. \quad (3.19)$$

Что касается СВН, то кинематика движения жидкости в его отводящем устройстве будет отличаться, ввиду наличия бокового течения на выходе из РК. В этом случае абсолютная скорость будет иметь дополнительную осевую составляющую V_z :

$$V = \sqrt{V_u^2 + V_r^2 + V_z^2}. \quad (3.20)$$

Хотя результаты исследований пространственной структуры потока в РК СВН нам не известны, однако ранее проведенное зондирование потока в свободной камере СВН [52; 53; 54; 55] позволяет представить картину течения в насосе с реальным распределением скоростей в нем. Как показывают результаты, выходящий из РК СВН поток жидкости оказывает непосредственное влияние на распределение скоростей в свободной камере насоса, причем количественно этот поток превышает подачу насоса и его соотношение изменяется в зависимости от режима его работы. С увеличением быстроходности насоса увеличивается и скорость течения жидкости в нем.

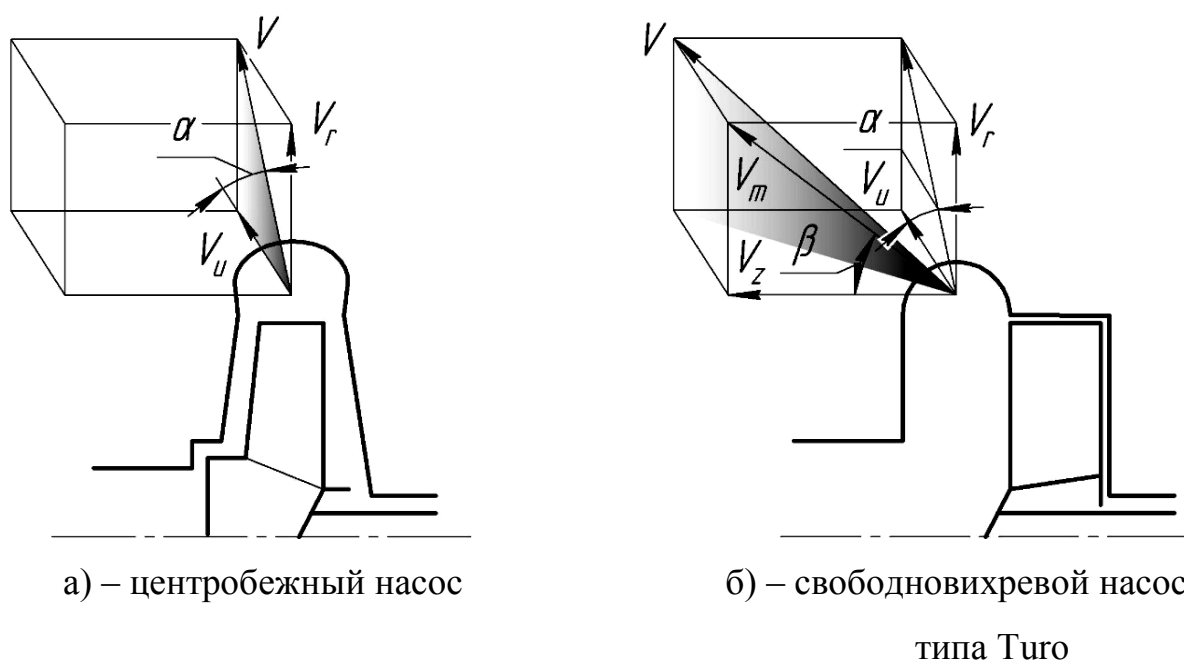


Рисунок 3.3 – Кинематика движения жидкости в отводящем устройстве динамических насосов

Выходящий из РК поток частично устремляется обратно ко входу в насос, а часть его направляется в отводящее устройство. При этом меридианная скорость в насосе будет иметь максимальное значение у колеса, снижаясь при приближении к противоположной от РК стенке отвода (рис. 3.4 а).

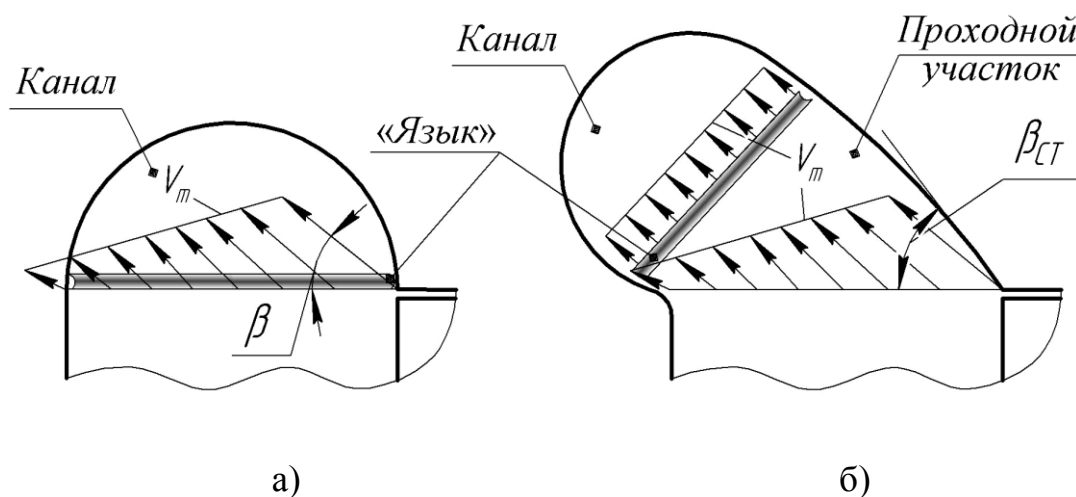


Рисунок 3.4 – Распределение меридианной составляющей скорости в свободной камере СВН: а) – кольцевое отводящее устройство; б) – пространственное спиральное отводящее устройство

Такое распределение меридианной скорости из-за несогласованности угла натекания потока с углом установки стенки отводящего устройства приводит к увеличению гидравлических потерь на удар, особенно в СВН высокой быстроходности. Для уменьшения этих потерь необходимо выполнить конфигурацию стенки отводящего устройства таким образом, чтобы она обеспечивала беспрепятственное движение жидкости. Поэтому меридианную скорость V_m на входе отводящего устройства необходимо «выровнять». При этом геометрия отводящего устройства должна быть спрофилирована из условия обеспечения равномерной эпюры распределения скорости на входе.

Для достижения поставленной цели было предложено отводящий канал размещать под углом, близким к среднему углу меридианной скорости потока на выходе из РК. При этом из-за разного расстояния проходных участков, ведущих к языку отводящего устройства, будет выравниваться меридианная скорость V_m на входе в отводящее устройство (рис 3.4 б). Для исключения появления на проходном участке отвода застойных вихревых зон угол наклона его стенки, сопряженной с нишей корпуса $\beta_{СТ}$, должен быть близким к углу меридианной скорости потока β . Равномерное распределение скоростей жидкости на входе в отводящее устройство обеспечивает минимальные потери и отсутствие отрывного течения в его канале.

Траектория движения частицы жидкости в отводящем устройстве будет описывать спираль, вытянутую в осевом направлении (рис. 3.5). Помимо угла α , его кинематика будет характеризоваться и углом наклона витка спирали β , который определяет её осевые размеры:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{V_r}{V_z}. \quad (3.21)$$

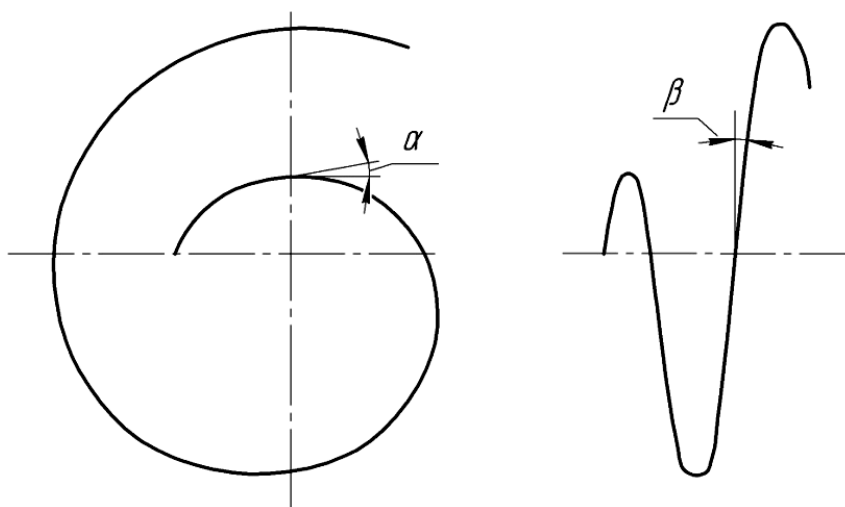


Рисунок 3.5 – Траектория пространственной спирали

Для определения геометрии спиральной камеры отойдем от традиционного подхода в построении конечного, а следовательно и промежуточных сечений, к определению линии контура спирали ABC, приняв её за линию тока частицы жидкости которая начинается у языка спирали. Для этого рассмотрим струйное течение идеальной жидкости в отводящем устройстве (рис. 3.6).

Условием безударного течения жидкости в отводящем устройстве является соответствие угла установки его стенки среднему углу между векторами абсолютной и окружной скоростей колеса на выходе. Указанное соотношение справедливо только для расчетной подачи насоса. При изменении подачи угол натекания потока не будет совпадать с углом установки стенки корпуса, что приводит к возникновению ударных потерь и снижению КПД насоса.

При установившемся течении жидкости траектория движения его частиц будет совпадать с линией тока. В этом случае жидкость за РК будет двигаться с наименьшим сопротивлением, а контур отводящего устройства соответствовать элементарной трубке тока. Таким образом, обратная задача по нахождению геометрии отводящего устройства сводится к описанию траектории движущейся в нем частицы жидкости.

Граничная линия спирали

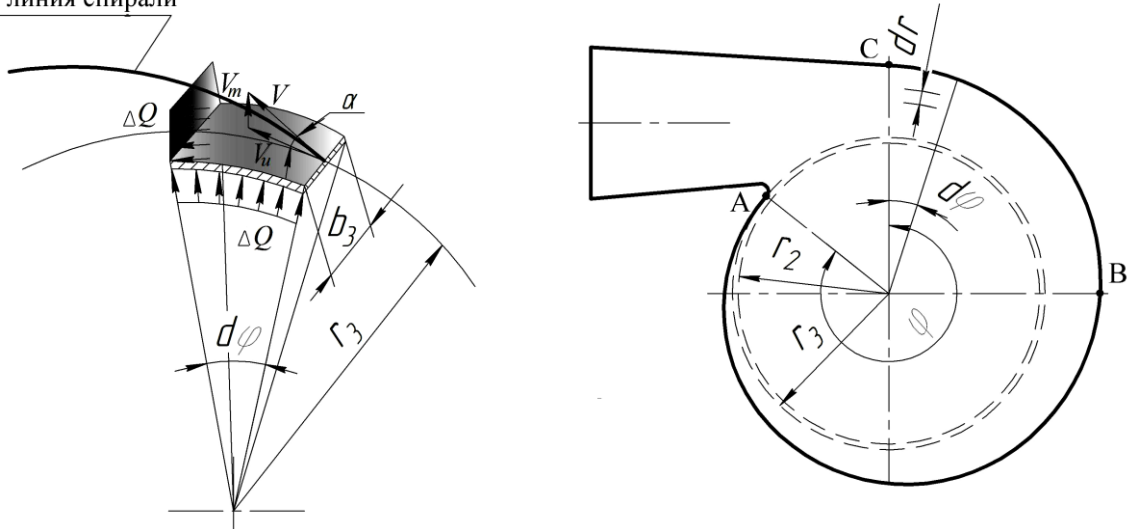


Рисунок 3.6 – Кинематические параметры потока жидкости на входе в отвод

Выделим элементарный участок в отводящем устройстве с центральным углом $d\varphi$. Траектория движения частицы жидкости описывается произведением вектора абсолютной скорости \vec{V} на перемещение $d\vec{r}$.

$$\vec{V} \times d\vec{r} = 0. \quad (3.22)$$

Отсюда запишем дифференциальное уравнение линии тока в отводящем устройстве:

$$\frac{dx}{V_x} = \frac{dy}{V_y} = \frac{dz}{V_z}. \quad (3.23)$$

Проинтегрировав уравнение (3.23), для цилиндрической системы координат запишем:

$$\frac{rd\varphi}{V_u} = \frac{dr}{V_m}. \quad (3.24)$$

В первом приближении жидкость принимаем идеальной. Для идеальной жидкости окружная скорость потока подчиняется закону потенциального вихря $V_u r = const$ [107]. Он устанавливает зависимость между изменением окружной скорости и радиусом меридианного сечения. При этом скорость по ширине сечения остается постоянной. Применительно к меридианному сечению отводящего устройства уравнение моментов количества движения можно записать в виде

$$V_{u2} \cdot r_2 = V_u \cdot r = K, \quad (3.25)$$

где K – постоянный момент скорости.

С другой стороны, расходная составляющая скорости V_r будет равна:

$$V_r = \frac{dQ}{brd\varphi}, \quad (3.26)$$

где dQ - расход жидкости через элементарный сектор $d\varphi$;

b - ширина отводящего устройства.

Подставив выражения (3.25) и (3.26) в (3.24), получим дифференциальное уравнение линии тока:

$$\frac{dr}{r} = \frac{dQ}{bK}. \quad (3.27)$$

Отсюда, приращение радиуса подъема спирали dr будет равно:

$$dr = \frac{r}{bK} dQ. \quad (3.28)$$

В отличие от классического расчета отводящего устройства, описанного в работах [108; 109], при использовании которого происходит равномерное снижение пропускной способности отводящего устройства от расчетного сечения к «нулевому» (сечение, проходящее через язык отводящего устройства) предложенный метод позволяет определять форму спирали, задаваясь элементарными значениями расхода dQ .

В случае построения спиральных отводящих устройств с несоосным меридианным сечением, уравнение (3.28) принимает вид

$$dl = \frac{r}{bK} dQ, \quad (3.29)$$

где dl – элемент длины линии тока меридианного сечения спирали.

Построение спирали с несоосным меридианным сечением выполняется относительно средней линии, которая расположена под углом β к оси насоса. Исходными данными для построения спирали являются радиус r_3 , который характеризует пересечение линия входа в отводящее устройство и оси его сечения, а также ширина b_3 , определяющая ширину входа (рис. 3.7 а).

Задаваясь значением dQ в сечении на угле $d\varphi$, находим смещение поверхности входа в отводящее устройство по оси сечения. Радиус расположения точки смещения поверхности входа в отводящее устройство, лежащей на его оси, зависит от угла её наклона и увеличивается в каждом сечении на величину $dr = dl \sin \beta$.

Для более точного профилирования отводящего устройства с несоосным меридианным сечением, построение выполняют не по осевой (средней) линии, а по среднерасходной линии (рис. 3.7 б). При этом построение проводят аналогично методике проектирования меридианного сечения центробежных рабочих колес [109],

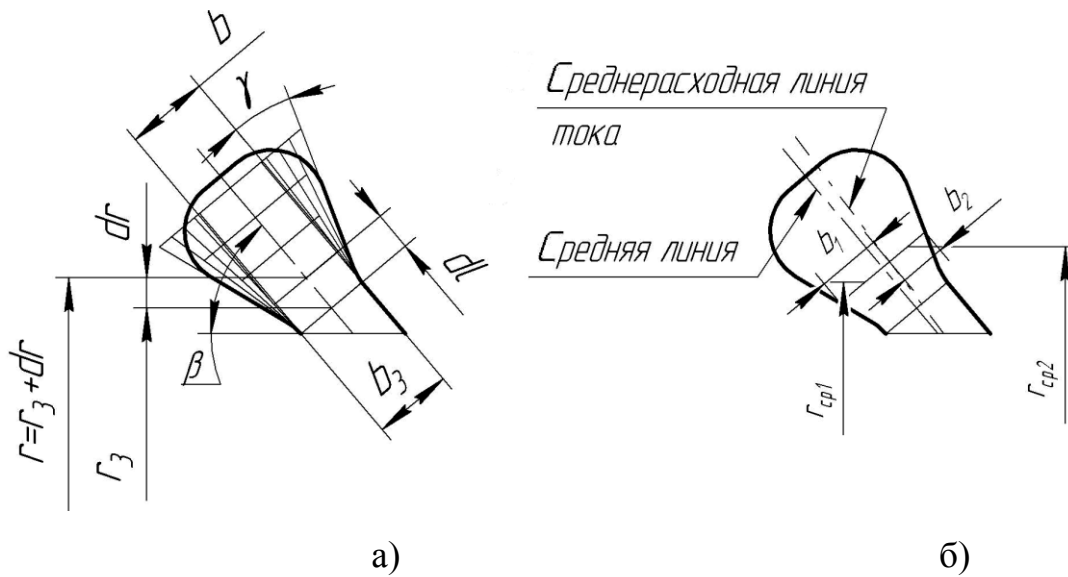


Рисунок 3.7 - Меридианное сечение отводящего устройства с пространственной спиралью

а) – расчетная схема; б) – построение среднерасходной линии

которая основывается на получении равноскоростного потока вдоль нормали. В этом случае расход жидкости для каждого потока определяется выражением:

$$q = \frac{Q}{k} = r_{cp} d\varphi \frac{b}{2} = const, \quad (3.30)$$

где q – расход жидкости каждого из потоков;

k – количество потоков;

r_{cp} – радиус центра тяжести отрезка $\frac{b}{2}$.

Среднерасходная линия делит меридианное сечение отводящего устройства на участки, через которые протекает одинаковое количество жидкости.

Погрешность расчета отводящего устройства по предложенной методике, в основном, зависит от величины элементарного сектора $d\varphi$, на котором определяется радиальный прирост спирали dr .

При достаточно простой форме отводящего устройства (круглой или трапециевидной) построение спирали по уравнению (3.28) удобно проводить аналитически.

Зададимся трапециевидной формой сечения отводящего устройства с постоянным углом наклона боковых стенок γ . Закон изменения ширины спирали b запишем в виде:

$$b = 2 \cdot (r_3 - r) \cdot \operatorname{tg} \gamma + b_3. \quad (3.31)$$

Подставляя уравнение (3.31) в (3.27), имеем:

$$2 \operatorname{tg} \gamma dr - \left(\frac{2r_3 \operatorname{tg} \gamma + b_3}{r} \right) dr = \frac{dQ}{K}. \quad (3.32)$$

Интегрируя уравнение (3.28), получаем аналитическое выражение для построения контура отводящего устройства в плане:

$$2 \operatorname{tg} \gamma \int_{r_3}^r dr - (2r_3 \operatorname{tg} \gamma + b_3) \int_{r_3}^r \frac{dr}{r} = \frac{Q}{K} \int_0^\phi \frac{d\varphi}{\varphi}. \quad (3.33)$$

3.3 Влияние течения реальной жидкости на геометрию отводящего устройства

При расчетах отводящих устройств зачастую не учитывается влияние вязкости среды – жидкость в его канале принимается идеальной. Принятое допущение приводит к искажению геометрии отводящего устройства, при которой оптимальный режим его работы не будет соответствовать расчетному. При течении реальной жидкости, полученные в ходе расчета проходные сечения отводящего устройства, будут отличаться от сечений для идеальной жидкости. Поэтому задача

расчета и проектирования спиральных отводящих устройств с учетом влияния вязкости и уменьшения величины потерь при переходе от идеальной жидкости к вязкой является актуальной.

Рассмотрим движение реальной жидкости в отводящем устройстве насоса. Течение жидкости представим в виде элементарных струек, входящих в отводящее устройство, и движущихся по спиральным траекториям (рис 3.8).

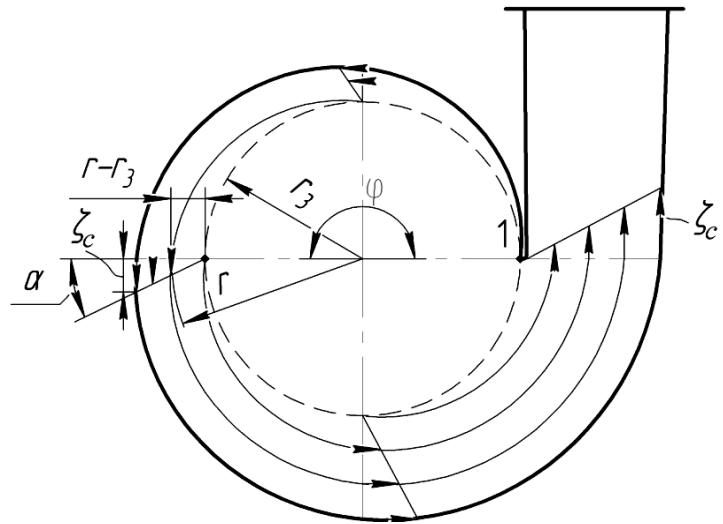


Рисунок 3.8 – Схема течение жидкости в отводящем устройстве

Запишем удельную энергию перемещения частицы жидкости от сечения 1, соответствующего началу спирали, к сечению с центральным углом φ :

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + h_{1-\varphi}, \quad (3.34)$$

где $h_{1-\varphi}$ – потери энергии вдоль элементарной струйки тока;

Пренебрегаем энергией положения частицы жидкости: $z_1 = z = 0$.

Величину потерь энергии $h_{1-\varphi}$ представим в виде суммы местных потерь h_M , которые учитывают поворот, расширение потока и другое, а также потери на трение по длине h_D :

$$h_{1-\varphi} = h_M + h_D = \frac{V^2}{2g} \cdot (\xi_M + \xi_D), \quad (3.35)$$

где h_M, h_D – потери энергии в местных сопротивлениях и по длине канала соответственно;

ξ_M, ξ_D и $\xi_c = \xi_M + \xi_D$ – коэффициенты сопротивления.

Элементарные струйки тока, представляющие спиральные линии, заменим элементарными струйками тока в виде концентричных окружностей. Для нахождения коэффициентов сопротивления воспользуемся формулой Вейсбаха [110], полученной опытным путем для закругленных труб:

$$\xi_c = \left[0,31 + 0,16 \left(\frac{d}{r} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\varphi^0}{90^0}, \quad (3.36)$$

где d – диаметр трубы;

r – радиус закругления трубы;

φ – угол закругления.

Из (3.36), для элементарной струйки с $d \ll r$ коэффициент сопротивления будет равен: $\xi_c = 0,31 \frac{\varphi^0}{90^0}$.

Коэффициент ξ_c включает в себя коэффициенты потерь в местных сопротивлениях и по длине.

Принимаем величину потерь в каждой точке входа струйки жидкости в отводящее устройство равной нулю. По мере приближения к стенке отводящего устройства в радиальном направлении потери будут увеличиваться. При этом максимальное их значение будет у его стенки. В первом приближении принимаем закон изменение коэффициента сопротивления по сечению спирали линейным (см. рис. 3.8):

$$\xi_c = \frac{\operatorname{tg} \alpha (r - r_3)}{r_0}. \quad (3.37)$$

где $r_0 = 1$ – единичный линейный размер.

Отсюда находим: $tg\alpha = \frac{r_0 \cdot \xi_c}{r - r_3}$ - угол наклона эпюры распределения потерь в

отводящем устройстве.

Перепишем уравнение Бернулли (3.34), обозначив $\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = C^* = const$:

$$\gamma C^* = p + \frac{\rho V^2}{2g} + tg\alpha(r - r_3) \frac{\rho V^2}{2g}. \quad (3.38)$$

Дифференцируя уравнение (3.38), получим

$$0 = dp + \rho V_u dV_u + tg\alpha(r - r_3) \rho V_u dV_u + tg\alpha dr \frac{\rho V_u^2}{2}. \quad (3.39)$$

Зависимость между распределением скорости V_u и давлением p в циркуляционном потоке определяется из условия уравнивания центробежных сил силами давления [106]:

$$\frac{dp}{dr} = -\rho \frac{V_u^2}{r}. \quad (3.40)$$

Выразив из (3.40) значение dp , подставим в уравнение (3.39):

$$0 = V_u \frac{dr}{r} + [1 + tg\alpha(r - r_3)] dV_u + \frac{tg\alpha}{2} V_u dr. \quad (3.41)$$

Введем коэффициенты $b = tg\alpha$; $a = 1 - b \cdot r_3$, тогда:

$$-\frac{dV_u}{V_u} = \frac{dr}{r(a+br)} + \frac{bdr}{2(a+br)}. \quad (3.42)$$

Проинтегрировав выражение (3.42), получим:

$$-\ln V_u = \ln \frac{(a+br)^{1/2} \cdot r^{1/a}}{(a+br)^{1/a}} + C. \quad (3.43)$$

Окончательно уравнение (3.43) принимает вид

$$V_u \cdot \left[(a+b \cdot r)^{\frac{a-2}{2a}} \cdot r^{\frac{1}{a}} \right] = const. \quad (3.44)$$

Из уравнения (3.44) следует, что в спиральной камере отводящего устройства при течении вязкой жидкости, вследствие потерь энергии, величина момента скорости будет меньшей, чем при течении идеальной жидкости. А это значит, что размеры сечений спиральной части отводящего устройства, рассчитанные для вязкой жидкости по (3.44), будут большими, чем рассчитанные для идеальной жидкости из условия $V_u r = const$.

В этом случае построение спирали необходимо проводить по уточненной формуле

$$dr = \frac{r}{b \cdot V_u \cdot \left[(a+b \cdot r)^{\frac{a-2}{2a}} \cdot r^{\frac{1}{a}} \right]} dQ. \quad (3.45)$$

3.4 Численное моделирование движения вязкой жидкости в отводящем устройстве СВН. Проверка предложенной математической модели

Проверка предложенной математической модели расчета и проектирования корпуса проводилась на экспериментальном насосе СВН 125-28 с

пространственным спиральным отводящим устройством [1]. Проточная часть насоса представлена на рис. 3.9.

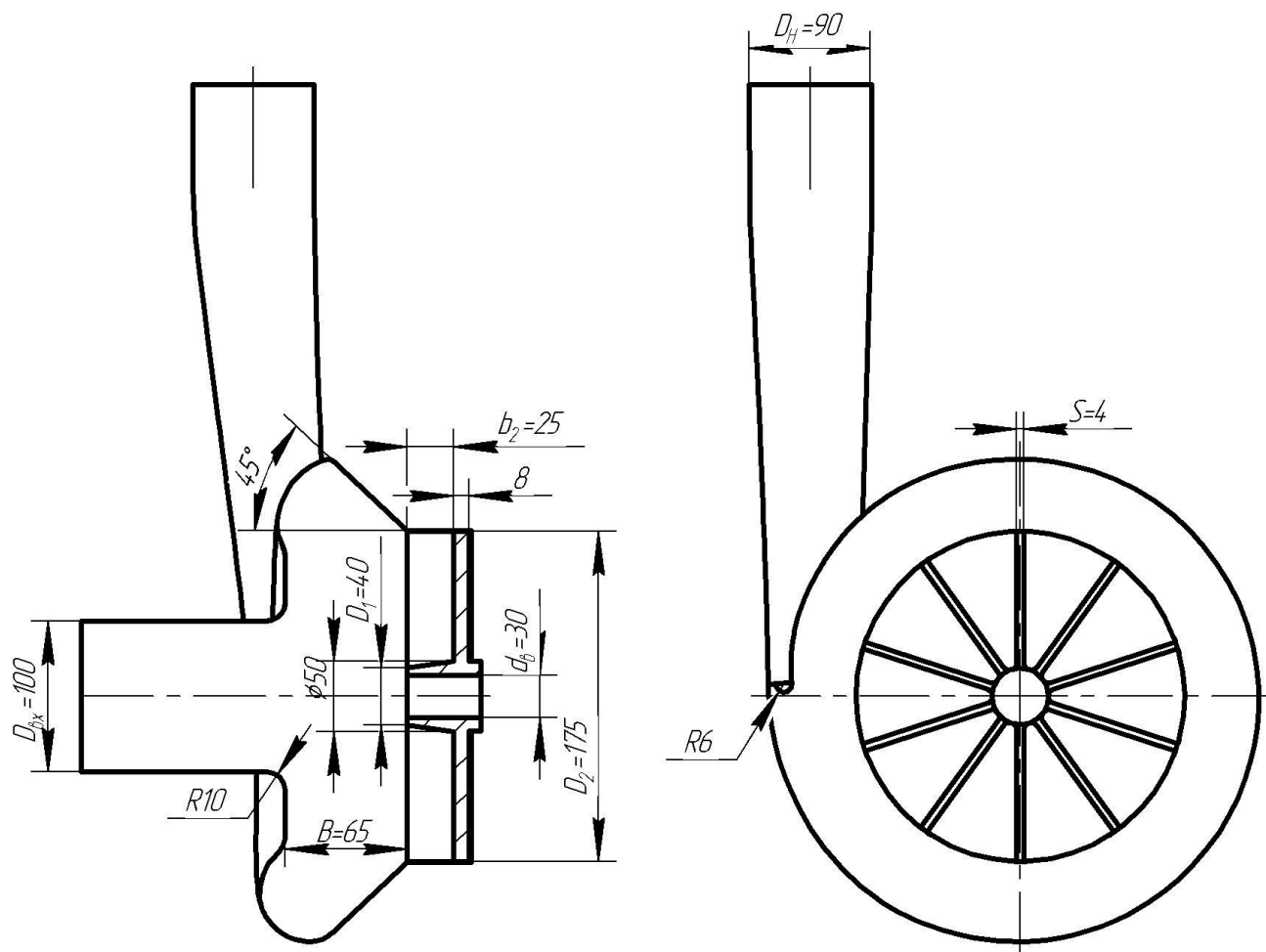


Рисунок 3.9 - Экспериментальный СВН 125-28

Исследования проводились как методом численного моделирования течения вязкой жидкости в ПЧ СВН, так и путем физического эксперимента на опытном образце.

Для проведения исследований было спроектировано два варианта корпуса СВН с пространственным отводящим устройством (рис. 3.10):

вариант №1 – при отсутствии потерь в отводящем устройстве, расчет согласно формулы (3.28);

вариант №2 – с учетом потерь в канале отводящего устройства, расчет согласно формулы (3.45).

По результатам расчетов было получено, что высота конечного сечения в корпусе № 2, вследствие учета вязкости, была больше высоты конечного сечения корпуса № 1 на $\Delta = 7-10\%$.

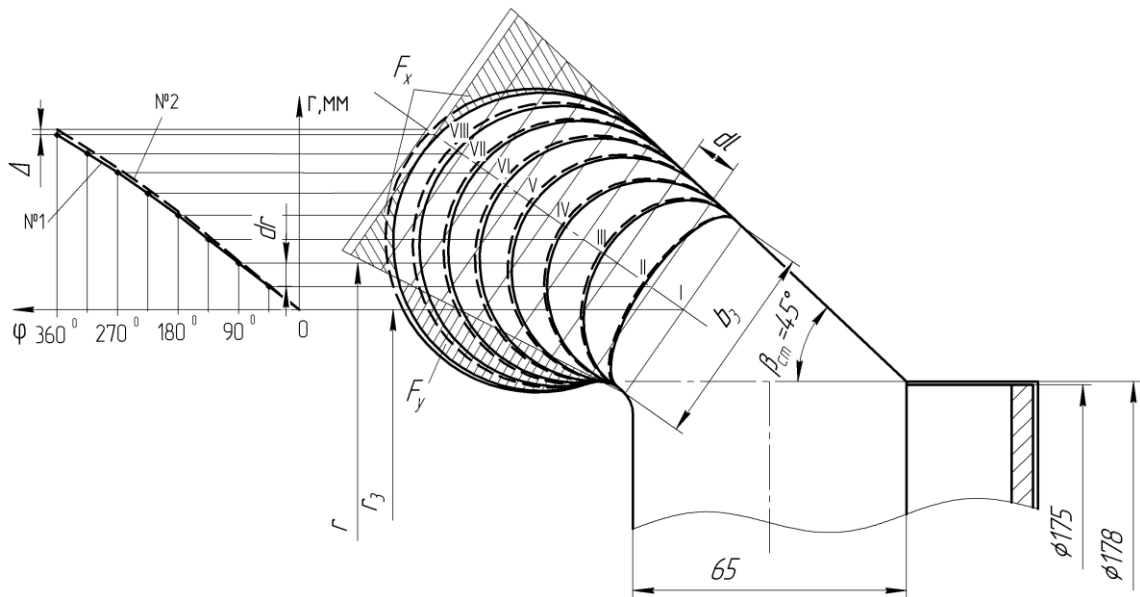


Рисунок 3.10 – Схема расчета корпуса СВН 125-28 с пространственным отводящим устройством

На базе численного исследования были получены напорные и энергетические характеристики СВН (рис. 3.11). Расчет характеристик модельных проточных частей проводился в диапазоне подач от $0,5 Q_{\text{опт}}$ до $1,25 Q_{\text{опт}}$.

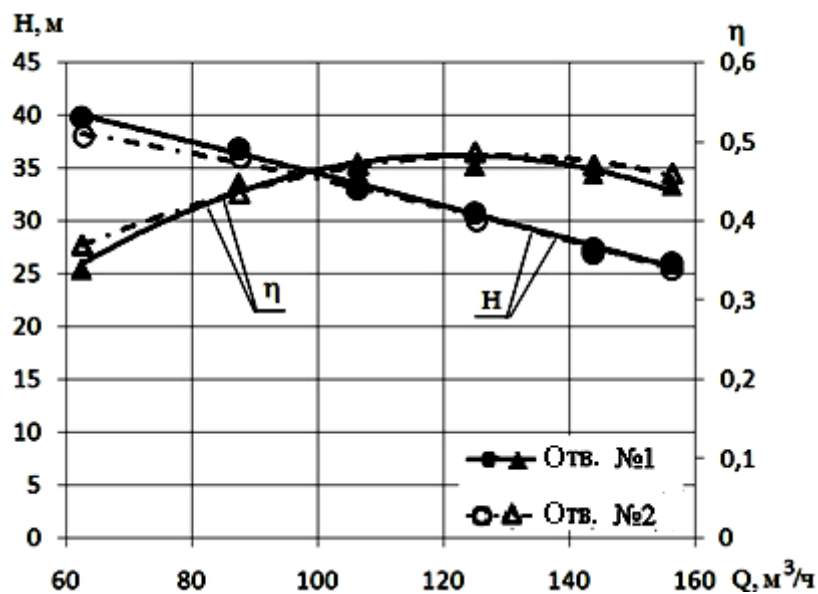


Рисунок 3.11 – Напорные и энергетические характеристики исследованных корпусов СВН с пространственным отводящим устройством

По результатам исследований оптимальный режим работы насоса с корпусом № 1 сместился от расчетного значения в область меньших подач до значения $Q = 120 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре $H = 31,1 \text{ м}$. Наибольший КПД был равен 46,4%. Для корпуса № 2 оптимальный режим работы насоса соответствовал расчетному (КПД 48,6%): $Q = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 30,9 \text{ м}$. Проходные сечения спирали в корпусе № 2 были больше проходных сечений спирали корпуса № 1. В корпусе № 2 оптимальный режим работы насоса совпадал с расчетным при меньших значениях потерь в отводящем устройстве, чем в устройстве № 1 (рис. 3.12).

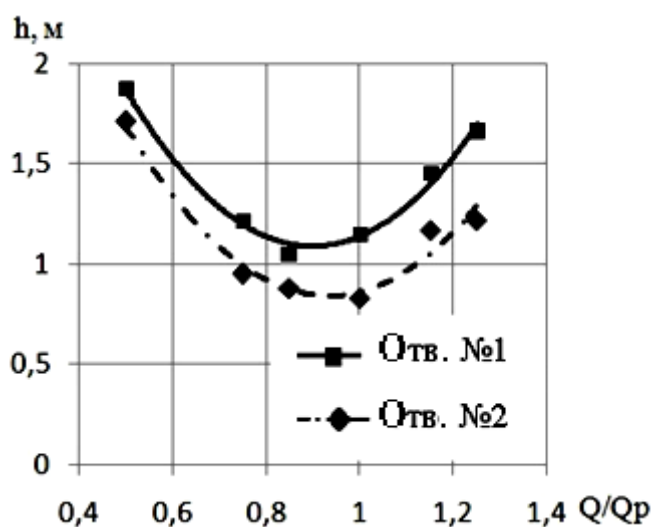


Рисунок 3.12 – Распределение потерь в исследуемых отводящих устройствах СВН

Смещение оптимума в корпусе №1, в котором уменьшенные проходные сечения и увеличенные потери, объясняется нарушением осесимметричности потока на входе в спиральную камеру. Корпус №2 имеет минимум потерь в расчетной точке. Таким образом, учет вязкости жидкости при проектировании пространственного отводящего устройства приводит к обеспечению осесимметричного течения жидкости на входе в спиральную камеру, тем самым создавая установившееся течение на входе в отводящее устройство и уменьшая гидравлические потери. Наглядным примером обеспечения осесимметричности течения жидкости на входе в пространственное отводящее устройство является

зависимость пропускной способности Q/K_2 спиральной камеры от угла охвата φ (рис. 3.13).

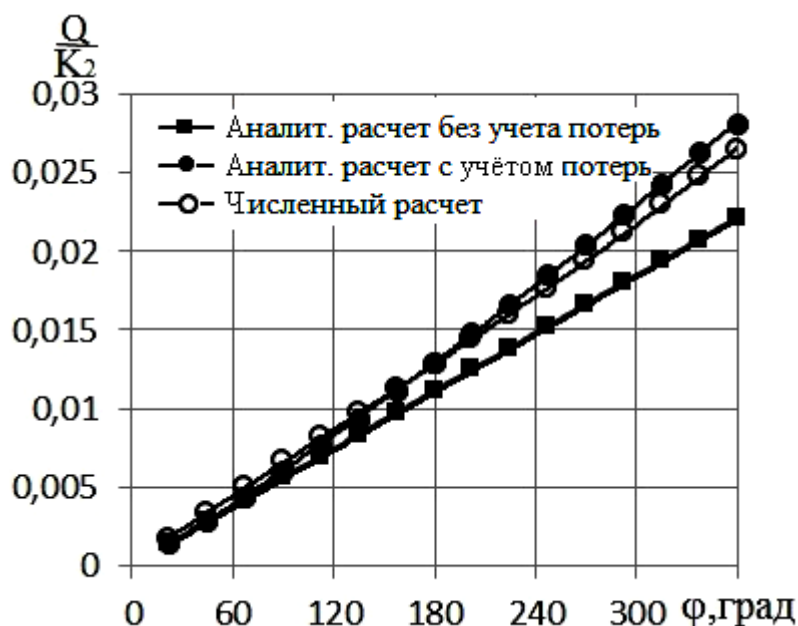


Рисунок 3.13 – Пропускная способность отводящего устройства СВН

Учет вязкости при расчете пространственного отводящего устройства приводит к линейной зависимости $Q/K_2(\varphi)$, а следовательно к обеспечению условий осесимметричного течения жидкости на входе в его спиральную камеру. Увеличение момента скорости K_2 в корпусе №1 ниже расчетного значения, приводит к смещению расчетного режима в область меньших подач. Для корпуса №1 относительная погрешность аналитического и расчетного значений момента скорости составила 11%, для корпуса №2 – 3,5%.

3.5 Выводы

1. Предложена методика расчета спиральной камеры отводящего устройства, основанная на дифференциальном уравнении линии тока.
2. Применение модели течения вязкой жидкости в отводящем устройстве позволило уточнить закон распределения окружной скорости, а следовательно и момент скорости по сечению спирали.

3. Отводящее устройство, рассчитанное из условия постоянства момента скорости $V_u r = const$ по сечению спиральной камеры, приводит к смещению оптимального режима работы насоса от расчетного в область меньших подач. Для такого отводящего устройства расхождение моментов скорости, полученных при численном решении задачи с условием движения идеальной и вязкой жидкостей составило 11%. Отводящее устройство, рассчитанное по уточненной методике при условии течения вязкой жидкости, обеспечивает совпадение оптимального режима работы насоса с расчетным. Расхождение моментов скорости, полученных при расчете с учетом движения вязкой жидкости, снизилось до 3,5 %.

РАЗДЕЛ 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СВОБОДНОВИХРЕВОГО НАСОСА ТИПА TURO

4.1 Уточнение физической модели рабочего процесса СВН. Численное исследование течения жидкости в кольцевом отводящем устройстве СВН

В ходе выполнения работы было решено несколько взаимосвязанных частных задач. Одной из них являлось уточнение физической модели рабочего процесса СВН типа «Туро» как гидромашины вихревого принципа действия. Известно [68; 70], что повышение давления в проточной части вихревых машин обусловлено, в основном, турбулентным обменом и образованием крупных вихревых структур. Теоретически и экспериментально [34; 52; 53] доказанным является факт существования циркуляционного (продольного) вихря и показана его роль при осуществлении рабочего процесса в СВН. О. Байбаков в работе [111] указывает, что в канале вихревого насоса энергия может передаваться жидкости не только продольным вихрем, но и поперечными вихрями, возникающими за входной частью кромки лопастей РК. Предположение о передаче энергии в СВН за счет поперечных вихрей было высказано и В. Германом [55], но проверка этого предположения не проводилась.

В связи с этим представилось возможным при выполнении данной работы расчетным и экспериментальным путем провести проверку влияния сходящих с кромок лопастей РК поперечных вихрей на характеристики СВН, а также оценить их роль в рабочем процессе этих насосов.

Отдавая себе отчет об уровне сложности механизма возникновения и взаимодействия поперечных вихрей в данном насосе, перед автором стояла задача уточнения существующих представлений о физической картине течения в свободной камере СВН типа «Туро», а не раскрытия полной сущности этого явления.

Передача энергии поперечными вихрями (рис. 4.1) в вихревом насосе впервые была обнаружена Г. Березнюком и в дальнейшем описана О. Байбаковым [111].

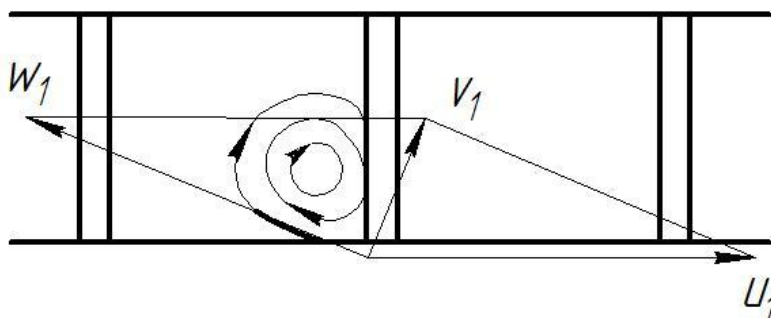


Рисунок 4.1 – Поперечный вихрь

Образовавшиеся поперечные вихри со временем отрываются от лопастей колеса и уносятся потоком. Дополнительная передача энергии возможна только в случае, если поперечный вихрь будет унесен потоком непосредственно в свободную камеру. При этом, имея скорость больше, чем скорость жидкости в камере, он передает часть своей энергии (количество движения) жидкости в свободной камере. Если вихрь будет унесен внутрь РК, дополнительной передачи энергии не произойдет.

Условия возникновения и отрыва поперечных вихрей, а также их влияние на характеристики насоса зависят от углов натекания потока, т.е. от формы входной кромки лопастей РК. С целью проверки этого предположения было выполнено численное и физическое исследование СВН со скругленными торцами лопастей РК с рабочей и тыльной стороны [6].

Размеры экспериментального насоса представлены на рис. 4.2.

Исследования проводились на рабочих колесах с 10-ю радиальными лопастями. Угол установки лопастей колеса на выходе равнялся $\beta = 90^\circ$. Рабочая частота вращения насоса – $n = 2250$ об/мин. Для данного РК поочередно выполнялись скругления с рабочей и тыльной стороны лопасти (рис. 4.3).

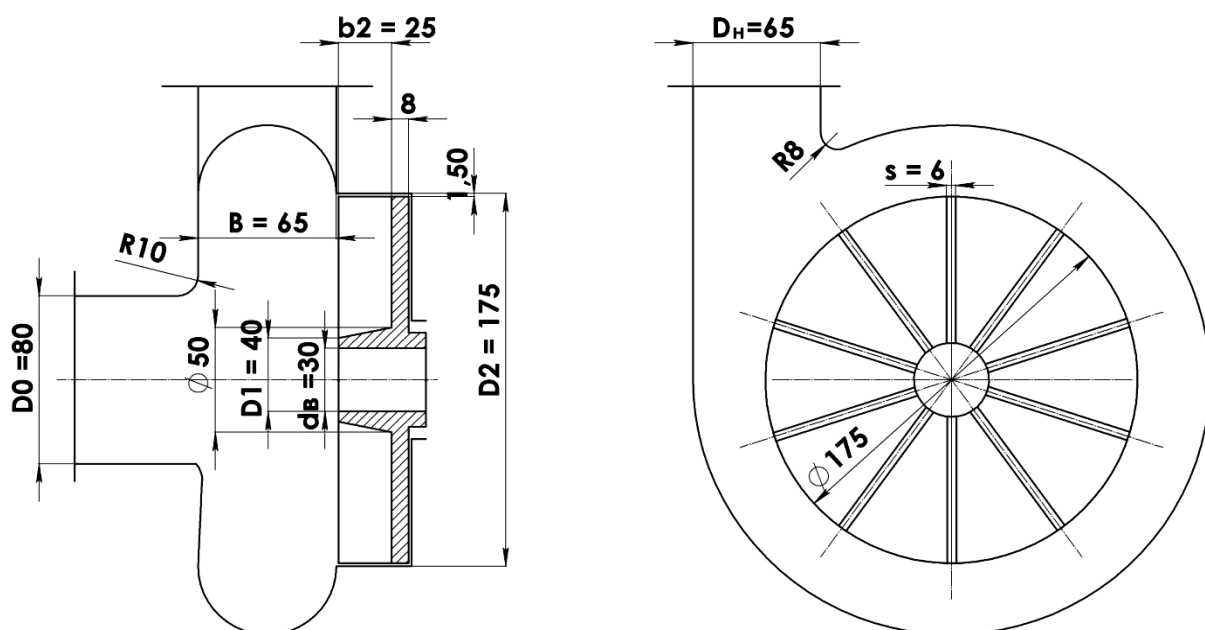


Рисунок 4.2 – Экспериментальный СВН 60-20

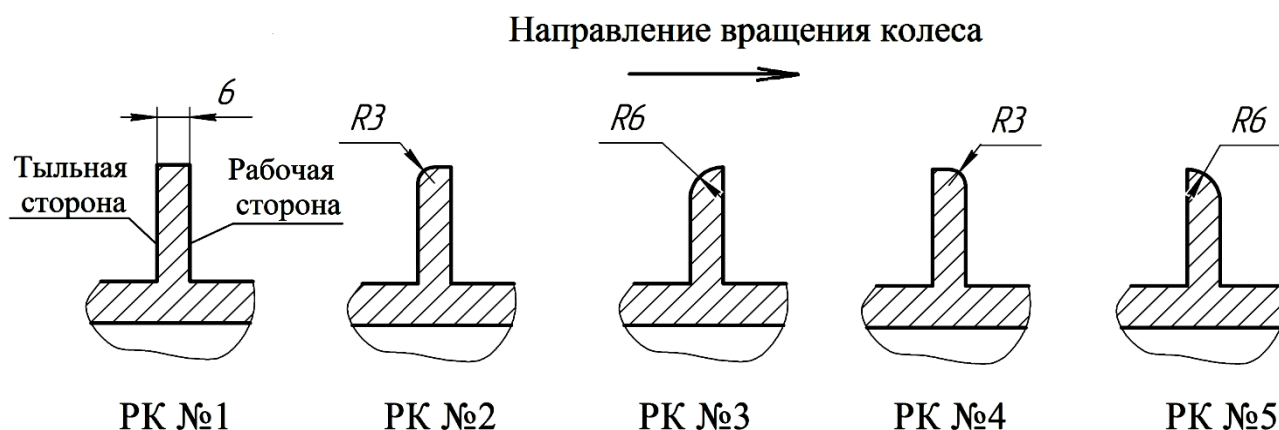


Рисунок 4.3 – Варианты испытываемых рабочих колес

Анализируя полученные в ходе проведения натуральных испытаний результаты (рис. 4.4), можно утверждать, что скругление торцов лопастей колеса влияет на напорную и энергетическую характеристики насоса. Скругление лопастей с тыльной стороны (варианты колес № 2 и 3) оказывает положительное влияние и приводит к увеличению напора по отношению к исходному варианту РК № 1 на 3,6%. При этом КПД для РК № 2 и 3 увеличился на 3%. В случае скругления острой кромки с рабочей стороны лопасти (РК № 4 и 5), напор насоса снизился на 3,4%. КПД для данных вариантов колес практически не изменился. При выполнении частичного

(РК № 2) или полного (РК № 3) скругления острой кромки кривая КПД на подачах, больших оптимальной, имеет меньшую крутизну, а это значит, что КПД насоса при работе на данных режимах будет выше. Это позволяет несколько расширить рабочую зону использования СВН. Скругление торцов лопастей полным или половинным радиусом их толщины не оказывает заметного влияния на напорную характеристику насоса.

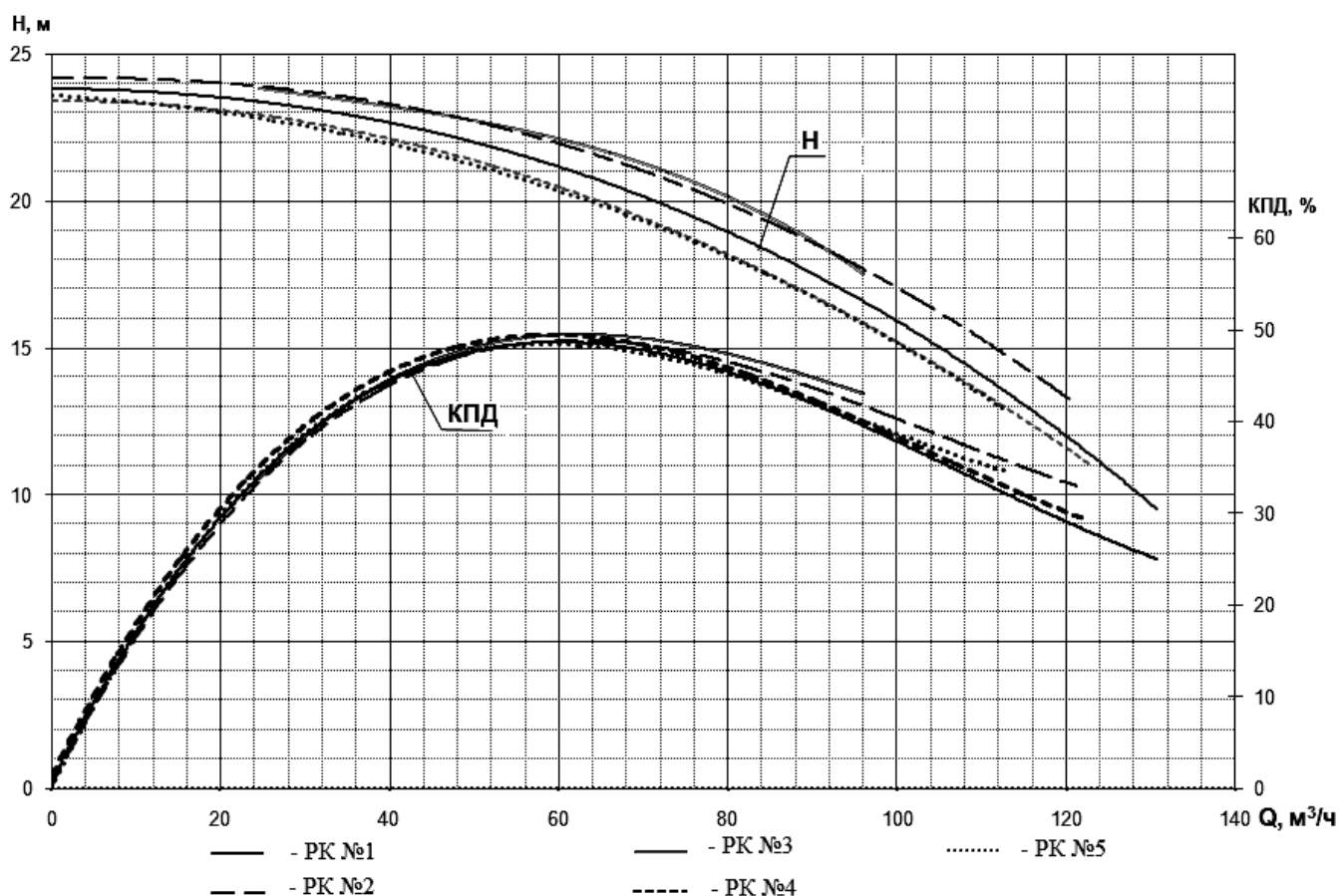


Рисунок 4.4 – Характеристики СВН 60-20 с различными вариантами скругления торцов лопастей РК

В ходе проведения численного исследования была получена развернутая картина течения жидкости в межлопастных каналах РК (рис. 4.5), которая представлена в трех плоскостях: на входной части колеса – $0,2R$, в середине – $0,5R$ и на выходе – $0,8R$. Полученные картины течения в межлопастных каналах РК СВН показывают, что для всех РК угол натекания потока на лопасти отличается от угла их установки, вследствие чего с тыльной стороны лопасти образуется поперечный

вихрь, который закручен в сторону, противоположную движению выходящего из РК меридианного вихря. В исходном варианте РК № 1 образовавшийся поперечный вихрь направлен вглубь канала РК и не передает энергию потоку жидкости в свободной камере, а вызывает только дополнительное вихреобразование и потери энергии.

РК № 3, имеющее скругления острой кромки с тыльной стороны лопасти, более благоприятно влияет на поток, входящий в межлопастные каналы РК. Образовавшийся при этом поперечный вихрь срывается с торцов лопастей колеса в свободную камеру. При этом в результате турбулентного обмена происходит дополнительная передача энергии потоку в свободной камере.

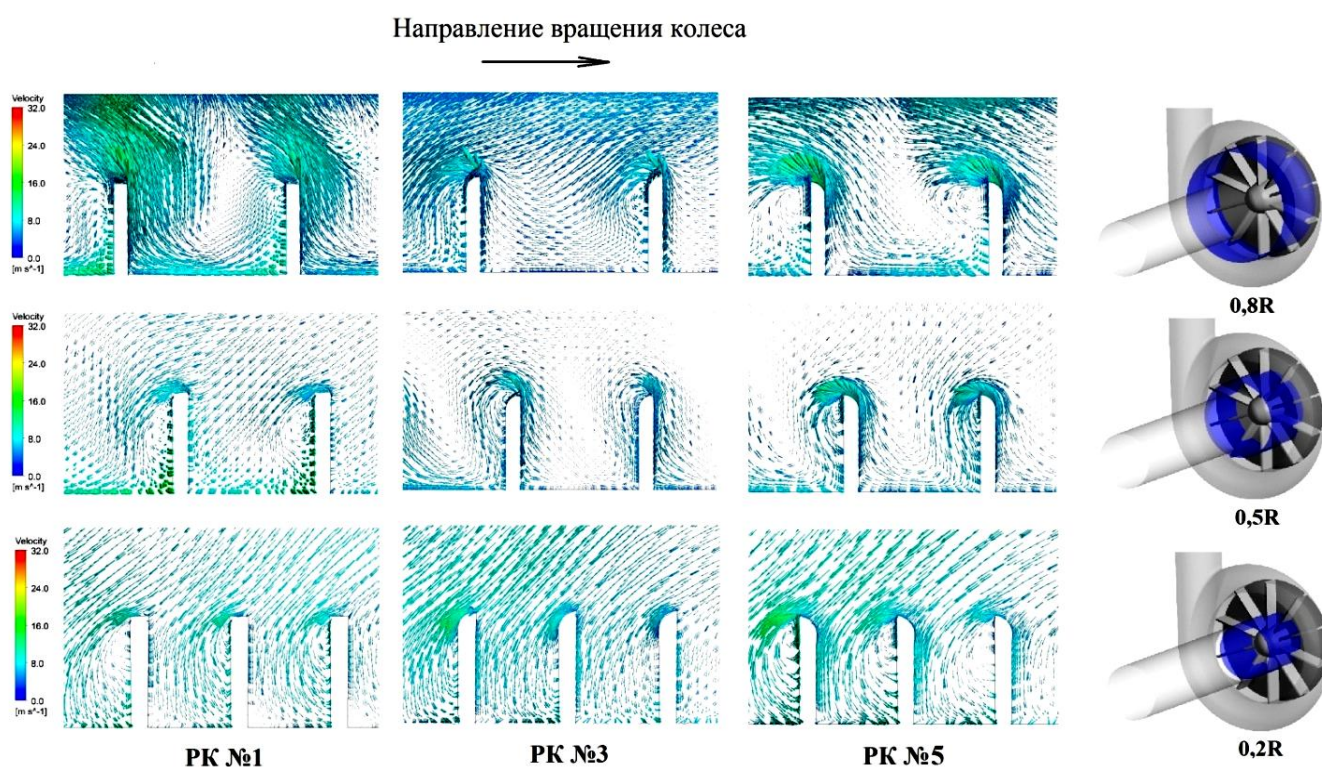


Рисунок 4.5 – Картины течения жидкости в межлопастных каналах РК

В случае скругления острой кромки лопастей с рабочей стороны (РК № 5), входящий в РК поток захватывает поперечный вихрь и направляет его вглубь межлопастного канала колеса. В этом случае поперечный вихрь не передает свою часть энергии, а приводит к дополнительным потерям.

Таким образом, полученные в результате численного исследования картины течения жидкости в межлопастных каналах РК подтверждают наличие поперечных вихрей, сходящих с лопастей колеса.

Исследования также показали, что сход поперечных вихрей с лопастей РК влияет на рабочий процесс и передачу энергии жидкости в свободной камере СВН. Но это влияние незначительно. Определяющим в процессе передачи энергии в СВН является меридианный поток, выходящий из РК.

По результатам проведенных исследований по влиянию поперечных вихрей на характеристики СВН был получен патент на полезную модель [11].

Еще одной частной задачей, нацеленной на понимание картины течения жидкости в СВН, стало исследование работы СВН типа «Туго» с кольцевым корпусом.

Как упоминалось выше, расход жидкости в кольцевом отводящем устройстве СВН можно рассматривать как сумму расходов потоков, выходящих из РК и свободной камеры. При этом часть выходящего из РК потока в виде меридианного вихря возвращается ко входу в колесо. Основной поток, включая имеющие существенную массу твердые частицы, вращается в свободной камере.

Для определения особенностей течения жидкости в кольцевом отводящем устройстве СВН были исследованы известные конструкции этих насосов [56; 55] при помощи ПП ANSYS CFX.

Известно, что условием работы центробежных насосов является равномерное распределение потока за колесом: $Q = dQ \frac{\varphi}{d\varphi}$.

Проведенные сравнительные расчеты расходов жидкости через окружное сечения отвода центробежного и свободновихревого насосов, имеющих одинаковый коэффициент быстроходности $n_s = 100$ (рис. 4.6), показали, что распределение потока в СВН по окружности входа неравномерно. Максимальное количество жидкости входит в области диффузора. Такое течение можно объяснить свободным движением жидкости в камере насоса, при котором она движется по пути наименьшего сопротивления.

Проведенное аналогичное исследование для СВН, имеющих различное значение n_s , указывает на разделение протекающего в отводящем устройстве потока на поток, вращающейся в кольцевом канале, и поток, поступающий непосредственно в отводящее устройство насоса (рис. 4.7).

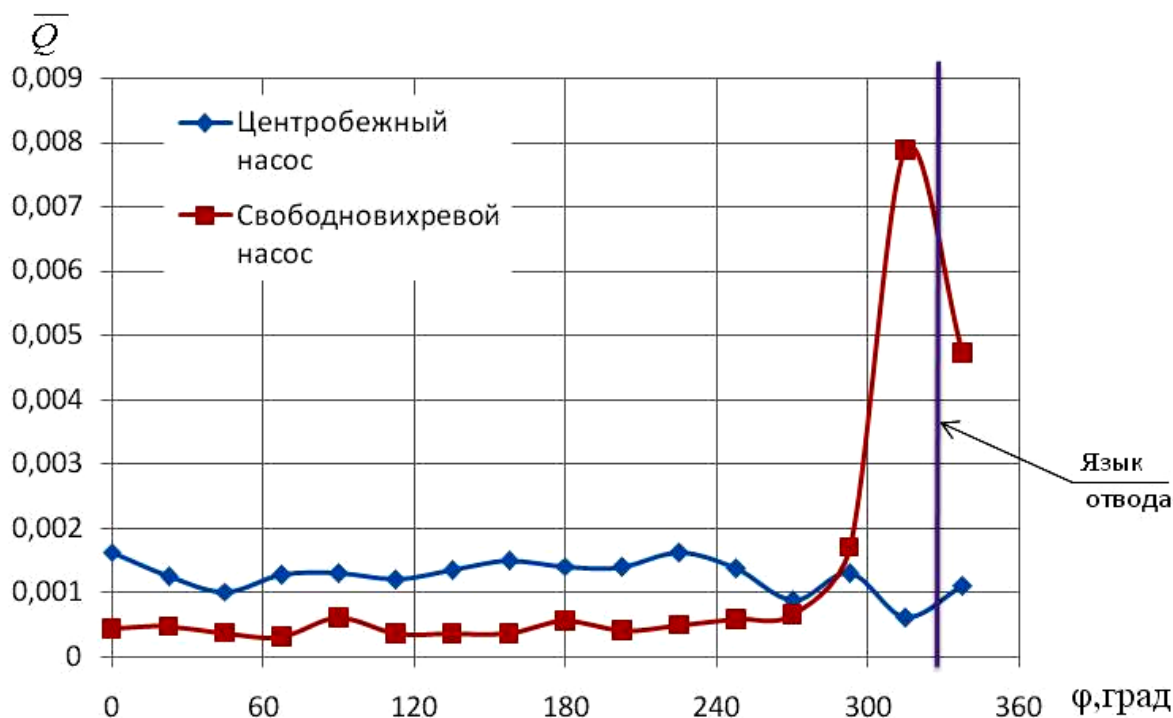


Рисунок 4.6 – Распределение потока на входе в отводящее устройство насоса в окружном направлении

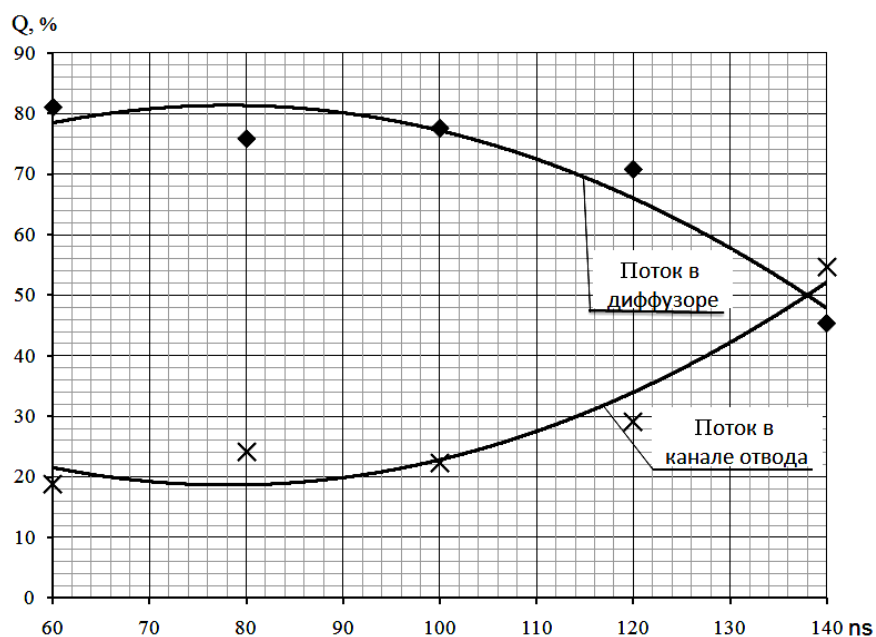


Рисунок 4.7 – Зависимость распределения потоков жидкости в корпусе СВН типа «Туро» от коэффициента быстроходности

В насосах с низкой быстроходностью ($n_s \leq 110$) основной объем жидкости – 70 - 80 % , не поступает в кольцевой канал, а выходит в горловину через диффузор насоса. В то же время, всего 20 - 30% жидкости двигается по кольцевому отводящему каналу.

Анализ кривых показывает, что для насосов высокой быстроходности ($n_s \geq 140$) происходит количественное перераспределение потоков, в результате которого основная часть жидкости вращается в кольцевом канале. Полученное соотношение потоков можно объяснить тем, что для насосов малых быстроходностей, вращающийся в свободной камере поток имеет большую скорость, поэтому он быстро выходит в диффузор отвода. В насосах с высоким n_s , имеющих расширенную камеру, весь поток жидкости не успевает выйти в диффузор, и часть его продолжает вращаться в кольцевом канале.

Анализируя полученные результаты, можно утверждать, что для СВН с высоким значением коэффициента быстроходности геометрия его отводящего устройства имеет определяющее значение, поскольку основная часть потока жидкости движется в канале отводящего устройства, не выходя кратчайшим путем в диффузор насоса.

Следует отметить, что область минимальных потерь $h_{омв}$ в отводящем устройстве отвечает максимальному значению КПД насоса (рис. 4.8). По аналогии с центробежным насосом, отводящее устройство СВН определяет и оптимальный режим работы насоса.

Потери в отводящем устройстве $h_{омв}$ определяются как сумма потерь в его канале (кольцевом или спиральном) h_c и диффузоре $h_{к.д.}$ [112; 113]:

$$h_{омв} = h_c + h_{к.д.} = \xi_c + \xi_{к.д.} (V_\Gamma / V_{u2})^2. \quad (4.1)$$

где ξ_c и $\xi_{к.д.}$ - коэффициенты потерь в сборнике и диффузоре насоса соответственно.

V_r - скорость потока на входе в диффузор.

Кривые потерь, на этих участках (рис. 4.8) показывают, что основная их часть приходится на сборник насоса. Потери в сборнике h_c незначительны на недогрузочных режимах и имеют свой минимум в рабочем диапазоне. Потери в диффузоре $h_{к.д.}$ насоса имеют небольшую тенденцию к росту на недогрузочных режимах, вызванную неоднородностью потока в диффузорном канале, ввиду больших углов натекания потока на язык отводящего устройства.

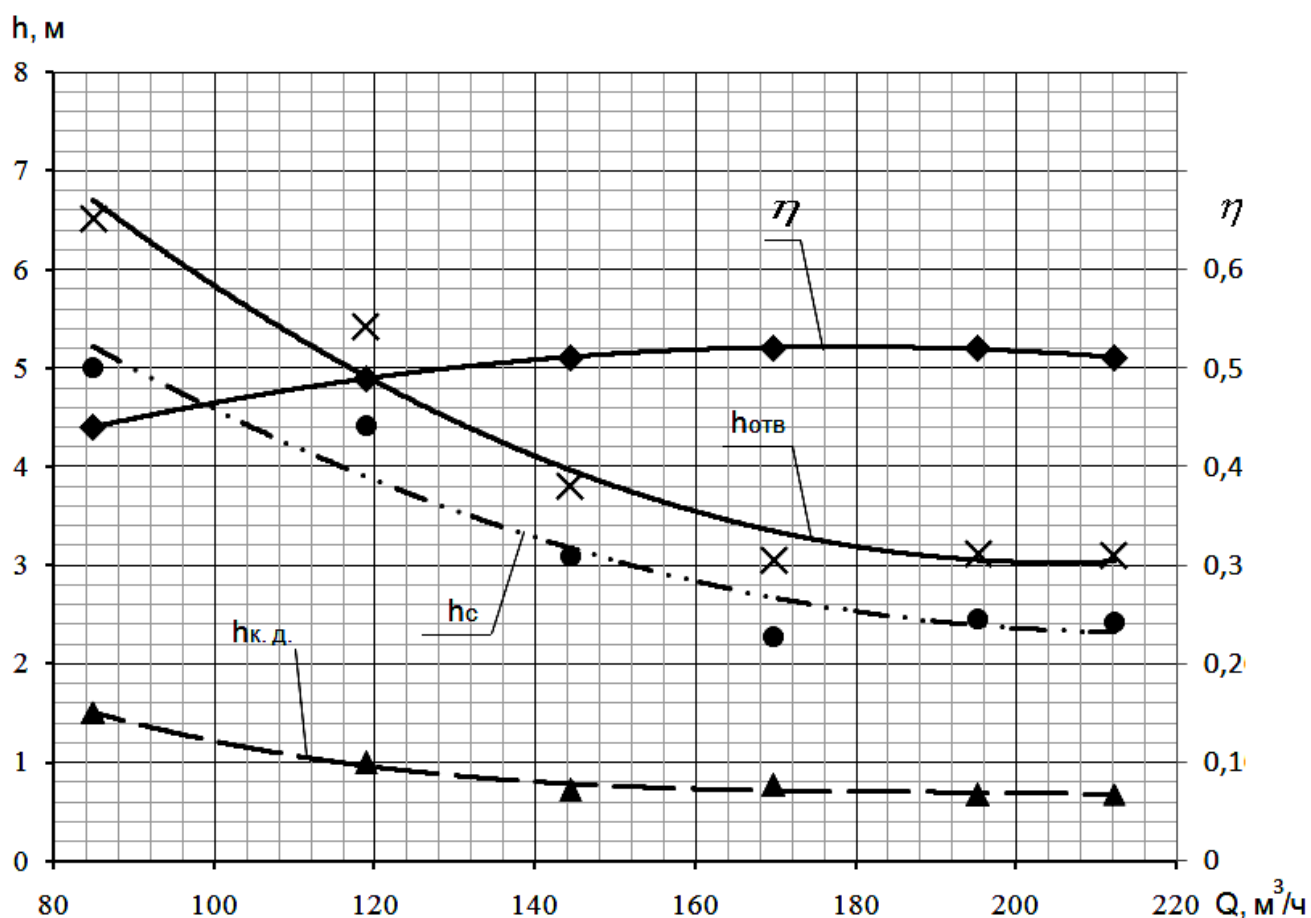


Рисунок 4.8 – Распределение потерь в отводе СВН ($n_s=100$)

Распределение потерь в кольцевом отводящем устройстве СВН указывает на существование оптимальной области n_s , в которой наблюдается их минимальное значение, соответствующее максимальному КПД насоса (рис. 4.9).

Обобщая проведенные исследования, можно сделать вывод, что гидравлические потери в отводящем устройстве СВН изменяются в зависимости от

подачи и имеют область минимальных значений, т. е. оптимальный режим работы этого насоса будет определяться параметрами отводящего устройства. Поэтому его проектированию необходимо уделять особое внимание.

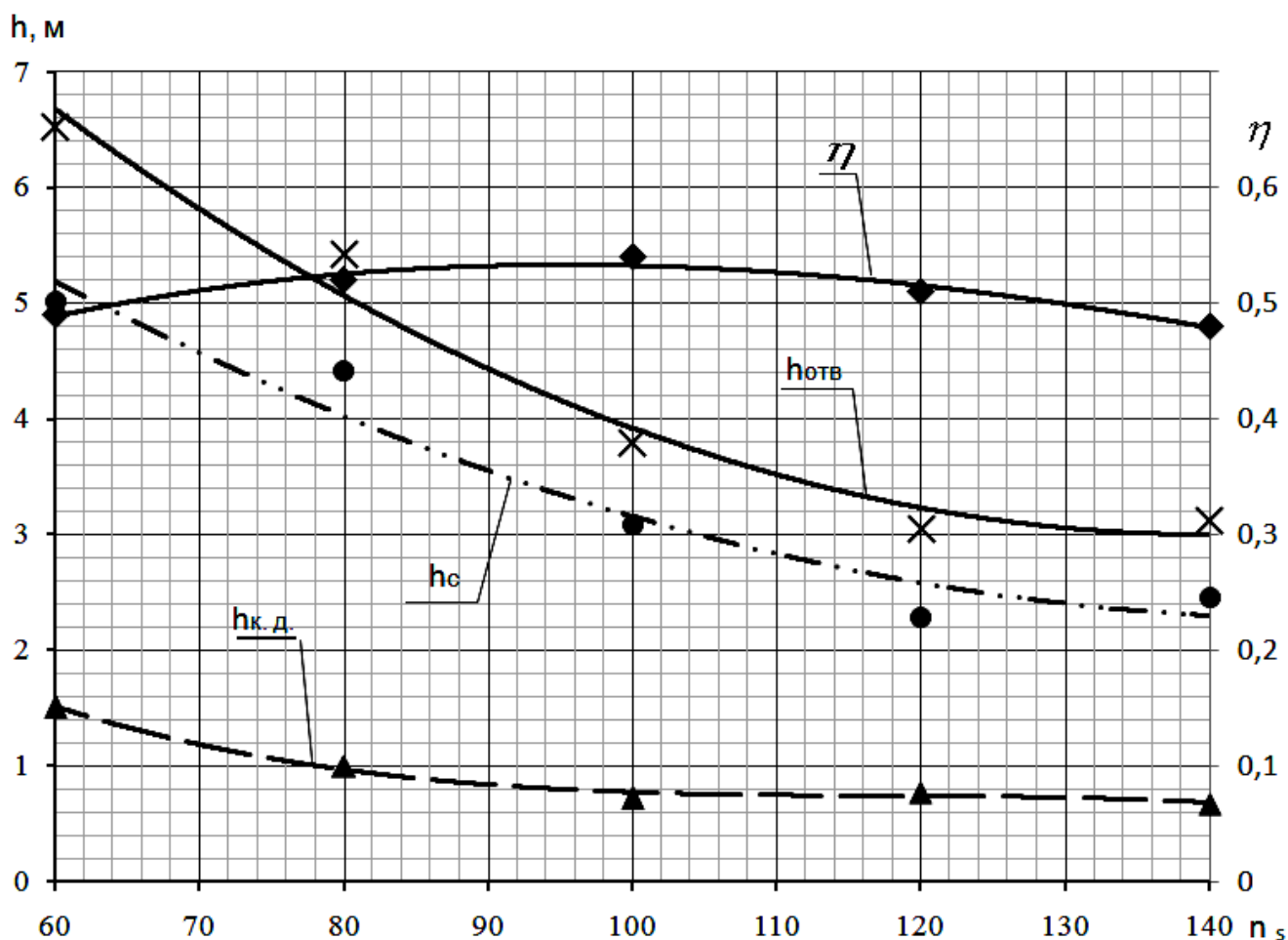


Рисунок 4.9 – Распределение потерь в отводе СВН ($n_s=60-140$)

4.2 Влияние геометрических размеров и формы отводящего устройства на формирования течения жидкости в проточной части СВН

Проточная часть центробежного насоса состоит из трех рабочих элементов, по которым протекает жидкость: рабочего колеса, подводящего и отводящего устройств. Конструкция СВН отличается более простым исполнением его ПЧ, однако ее можно разделить на четыре элемента, к трем предыдущим можно отнести свободную камеру насоса, которая главным образом и определяет как положительные, так и отрицательные его свойства.

Из-за открытого РК и свободной от вращающихся частей ПЧ, рабочая область СВН представляет собой односвязный объем (объем, который можно свести в одну точку без пересечения с твердым телом). В связи с этим, в формировании рабочем процессе принимают участия все элементы насоса. При правильном проектировании элементов проточной части обеспечивается установившееся абсолютное движение в области подводящего устройства, свободной камеры и отводящего устройства, и установившееся относительное движение в области рабочего колеса. Это обеспечивает максимальное КПД насоса.

При изучении отводящих устройств СВН необходимо знать и четко прослеживать процесс передачи энергии в ПЧ насоса и учитывать пространственную структуру течения в нем.

Накопленный в настоящее время опытный материал [114; 115] указывает на то, что преобразование энергии в отводящем устройстве сопряжено с их потерями. Отводящее устройство также влияет на течение жидкости в РК и свободной камере. Экспериментально [33] установлено, что отводящее устройство, которое располагается непосредственно за колесом, оказывает значительное влияние на структуру потока за ним, особенно на нерасчетных режимах, вызывая повышения неравномерности поля скоростей и давлений по окружности, прежде всего в области языка. В СВН отводящее устройство в большей степени будет влиять на структуру потока в свободной камере, чем РК. Это сказывается на параметрах насоса. В связи с этим, была поставлена задача исследовать влияние конструкций корпусов СВН типа «Turo» с различными вариантами отводящих устройств на его гидродинамические показатели.

Поскольку существующие методики расчета геометрии ПЧ СВН типа «Turo» апробированы в области быстроходностей $n_s = 60-140$ [37; 56], исследуемые конструкции корпусов были спроектированы для области n_s с их максимальной экономичностью – $n_s = 100$.

Для исследования были выбраны конструкции корпусов с различными вариантами отводящих устройств, встречающиеся ранее в СВН и предлагаемые

впервые. Основные геометрические соотношения исследуемых вариантов корпусов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Основные геометрические соотношения исследуемых конструкций корпусов с различными вариантами отводящих устройств

Обозначение	Наименование отводящего устройства	$d_{\text{экв}}$, м	D_2/D_4	B, м
№ А	Кольцевое	0,065	0,730	65
№ Б	Спиральное	0,040	0,800	65
№ В	Двухзаходная спираль [12]	0,065	0,680	65
№ Г	Пространственное [10]	0,040	0,665	65
№ Д	Безкамерное [76]	0,065	0,892	65
№ Е	Обратная пространственная спираль [32]	0,040	0,665	65

В качестве базовой модели была принята конструкция корпуса насоса с кольцевым отводящим устройством (№А), который имел ширину камеры, равную диаметру напорного патрубка (рис. 4.10).

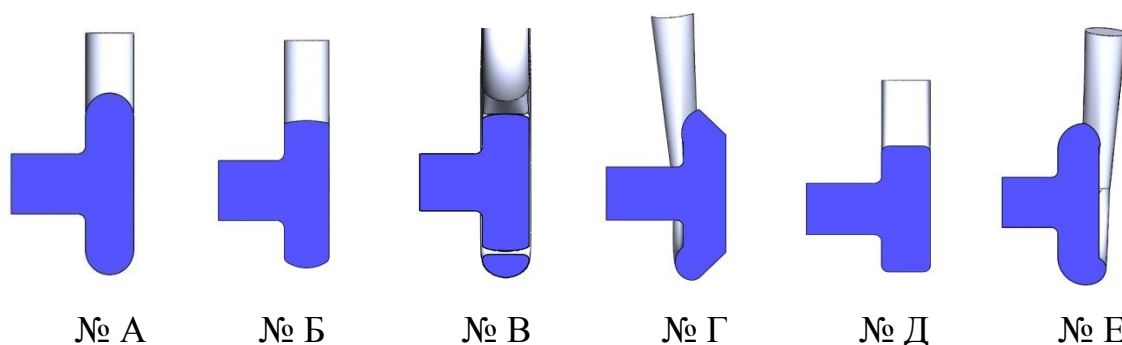


Рисунок 4.10 – Конфигурации исследуемых отводящих устройств

Численный расчет проводился с использованием программного продукта ANSYS CFX 11.0 в соответствии с условиями, описанными в разделе 2.

В результате численного исследования были получены величины скоростей и давлений в каждой ячейке расчетной сетки.

На рис. 4.11 приведены изолинии скорости для всех вариантов исследуемых корпусов.

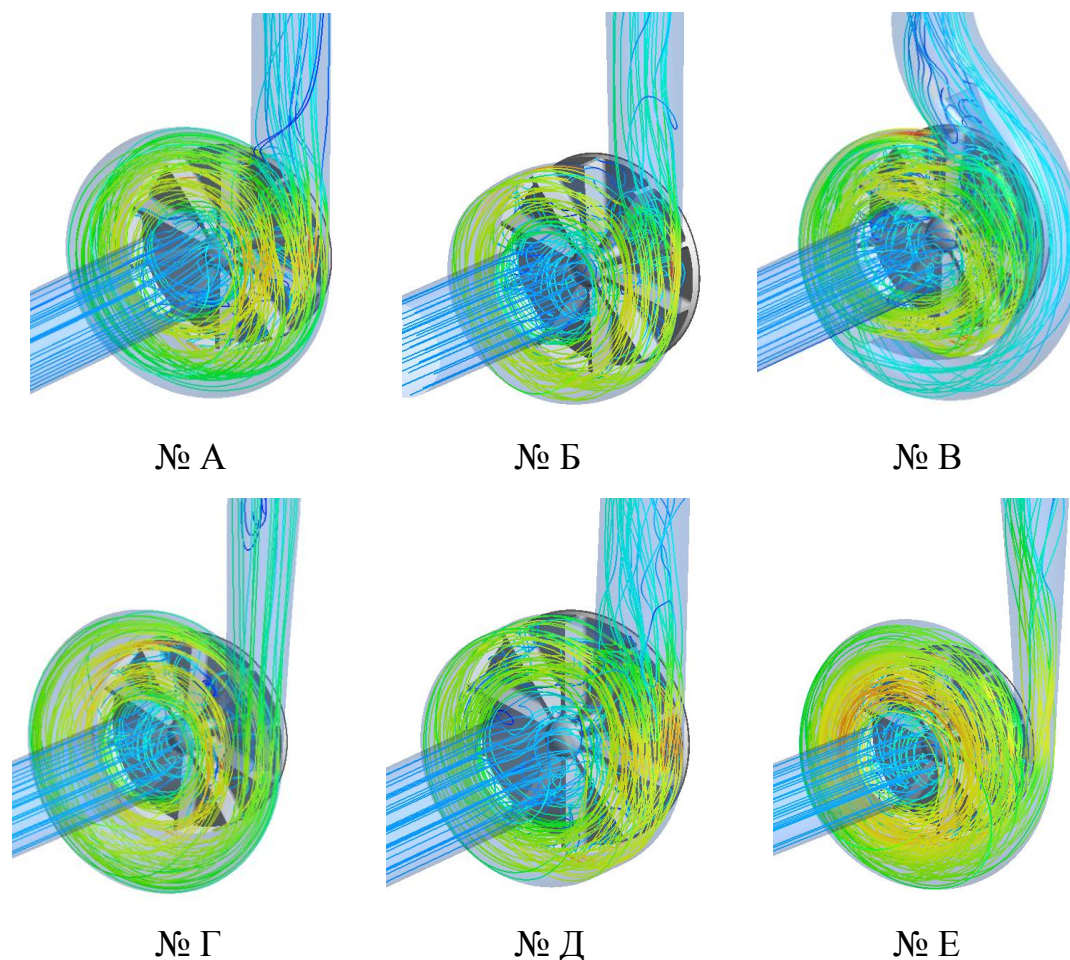


Рисунок 4.11 – Изолинии скорости в проточных частях исследуемых корпусов

Анализируя качественную картину течения в ПЧ СВН, можно отметить, что на структуру потока в свободной камере насоса, а также интенсивность вихревого рабочего процесса, геометрия отводящего устройства оказывает существенное влияние.

Полученные характеристики СВН типа «Туго» (рис. 4.12) показывают, что для насосов всех конструкций корпусов наблюдается достаточно существенный разброс в значениях как напора, так и КПД. Величина напора СВН на расчетном режиме превышает его расчетное значение на 1 – 5 м в зависимости от типа отводящего устройства.

Для базовой конструкции корпуса (№ А) на оптимальном режиме работы насоса максимальное значение КПД составило 52%, что соответствовало его расчетному значению.

Для насоса со спиральным отводящим устройством (№ Б) величина КПД на расчетном режиме близка к значению КПД насоса с кольцевым отводящим устройством. Однако, на режимах выше расчетного значения, КПД насоса продолжал возрастать, максимальное его значение в области исследуемых подач установить было затруднительно.

Анализируя характеристики насоса с двухзаходным спиральным отводящим устройством (№ В), необходимо отметить снижение значений его напора и КПД. На расчетном режиме величина КПД равна 38 %, однако с увеличением подачи насоса он продолжал расти. Максимальное его значение составило 43%.

Применение в конструкции СВН корпуса с пространственной спиралью (№ Г) обеспечило повышение КПД в рабочем диапазоне подач, максимальное его значение составило 56%. На перегрузочных режимах КПД оставался стабильным и его падения не наблюдалось. Кривая напора насоса была аналогична кривой СВН с кольцевым корпусом (№ А), напор на расчетном режиме равнялся 24м.

В насосе с безкамерным отводящим устройством (№ Д) КПД находился на уровне 46%, что указывает на неэффективность работы данной конструкции отводящего устройства. Кривая напора этого насоса располагалась аналогично кривой напора СВН с пространственным спиральным отводом (№ Г), но проходила на 0,5 м ниже. Использование данной конструкции отводящего устройства оправдано только с точки зрения упрощения технологии его изготовления.

Насос с корпусом № Е показал результаты по КПД, близкие к насосу с корпусом № Д, характер изменения кривой КПД этих насосов одинаков. Напор насоса составил 21м.

Столь разнообразное изменение КПД в исследованных корпусах может быть обосновано различным изменением гидравлических потерь в каналах каждого типа отводящего устройства СВН (рис. 4.13).

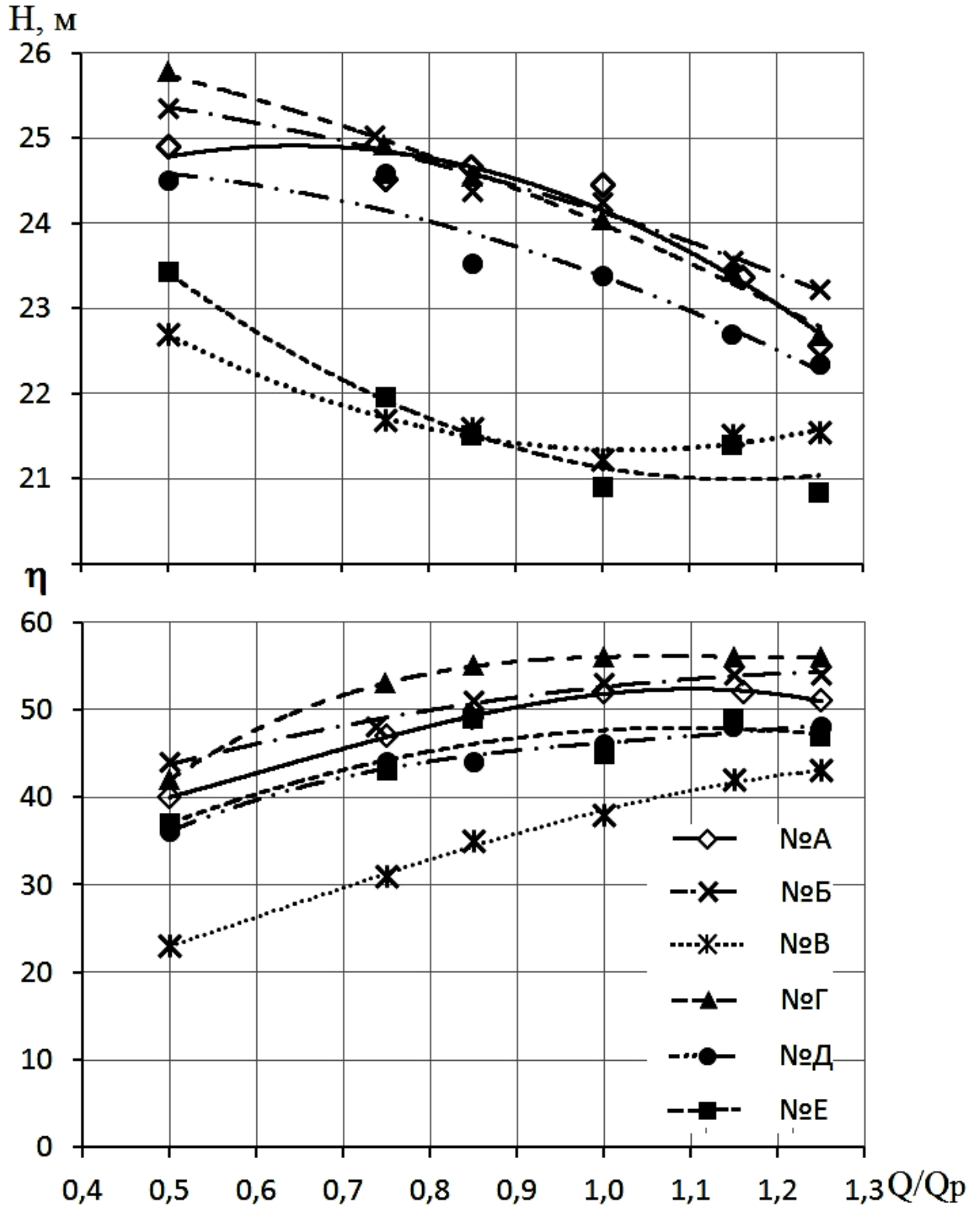


Рисунок 4.12 – Характеристики исследуемых СВН с различными типами корпусов

Наименьшее значение потерь было получено в корпусе с пространственным отводящим устройством № Г, кривая потерь имела практически линейный характер.

Наибольшие потери были в корпусе № В, однако по мере приближения к расчетному режиму наблюдалось их резкое снижение. Также необходимо отметить СВН со спиральным корпусом № Б, у которого также увеличены гидравлические потери, но величина их резко уменьшалась с увеличением подачи.

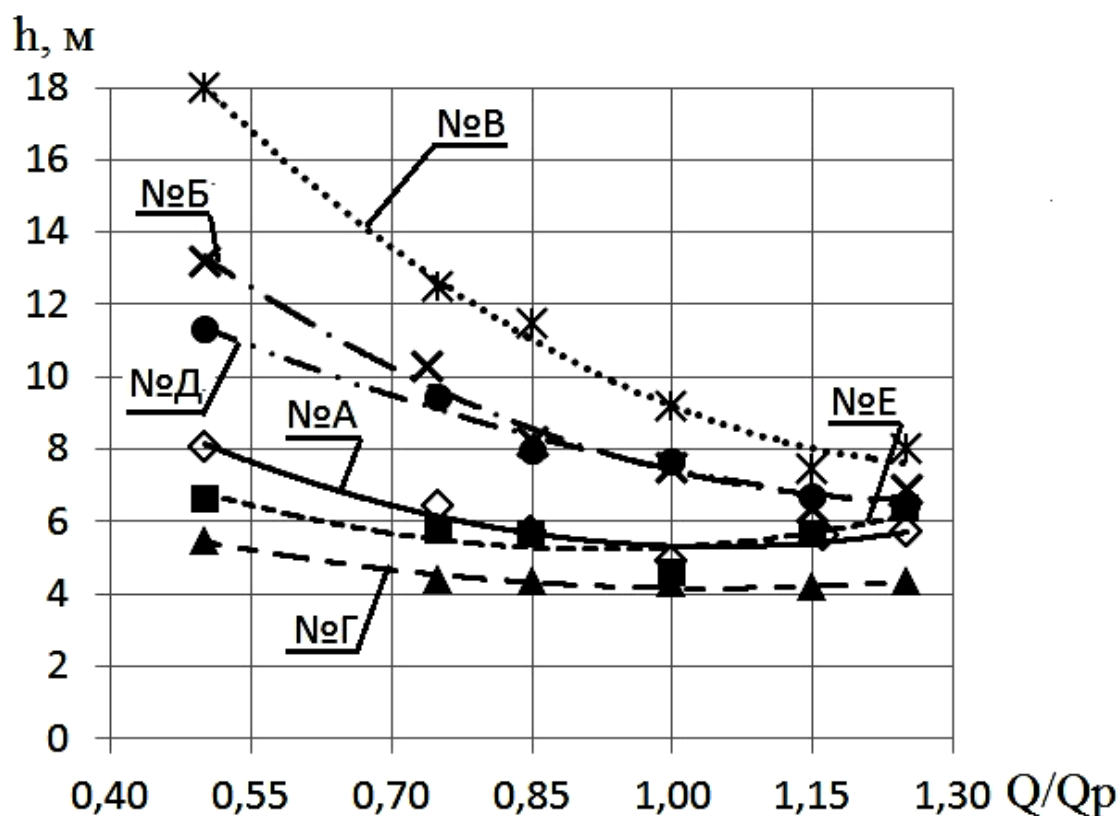


Рисунок 4.13 – Распределение гидравлических потерь в отводящих устройствах СВН типа «Туго» в зависимости от режима работы насоса

Полученные результаты исследованных вариантов отводящих устройств СВН сведены в таблицу 4.2. Проведем сравнение результатов с центробежными насосами. Для этих насосов коэффициент потерь в отводящем устройстве находится в диапазоне $\xi = 0,15 - 0,3$ [112]. Однако, как показывают результаты исследований, вихревое движение в СВН наблюдается не только в свободной камере, но и распространяется в канал отводящего устройства, поэтому коэффициент потерь в нем будет выше: $\xi = 0,3 - 0,46$.

Таблица 4.2 – Характеристики исследуемых конструкций корпусов с различными вариантами отводящих устройств в СВН типа «Туго»

Обозначение отводящего устройства	Напор насоса, м	Потери в канале отводящего устр., м	Потери в диффузоре, м	Потери в отводящем устр. суммарные, м	Коэффициент потерь в отводящем устр.	Момент скорости на входе, м ² /с	КПД насоса
№А	24,5	4,53	0,75	5,28	0,3	1,66	0,52
№Б	25,3	6,99	1,54	8,52	0,34	1,68	0,53
№В	21,2	8,97	0,21	9,19	0,46	1,77	0,39
№Г	24,1	3,6	0,7	4,3	0,3	1,36	0,56
№Д	23,4	8,96	1,83	10,79	0,3	1,85	0,46
№Е	20,9	7,68	1,4	9,08	0,43	1,41	0,45

Проведем анализ картин распределения момента скорости для исследованных вариантов отводящих устройств (рис. 4.14). Следует указать на их достаточно большое различие. Для отводящего устройства № А характерно наличие локальной зоны повышения момента скорости вблизи “восьмого” сечения. В корпусе № Д также наблюдается повышение момента скорости в расчетном сечении, однако оно менее выражено. Вероятнее всего, это произошло из-за несоосного расположения колеса относительно отводящего устройства.

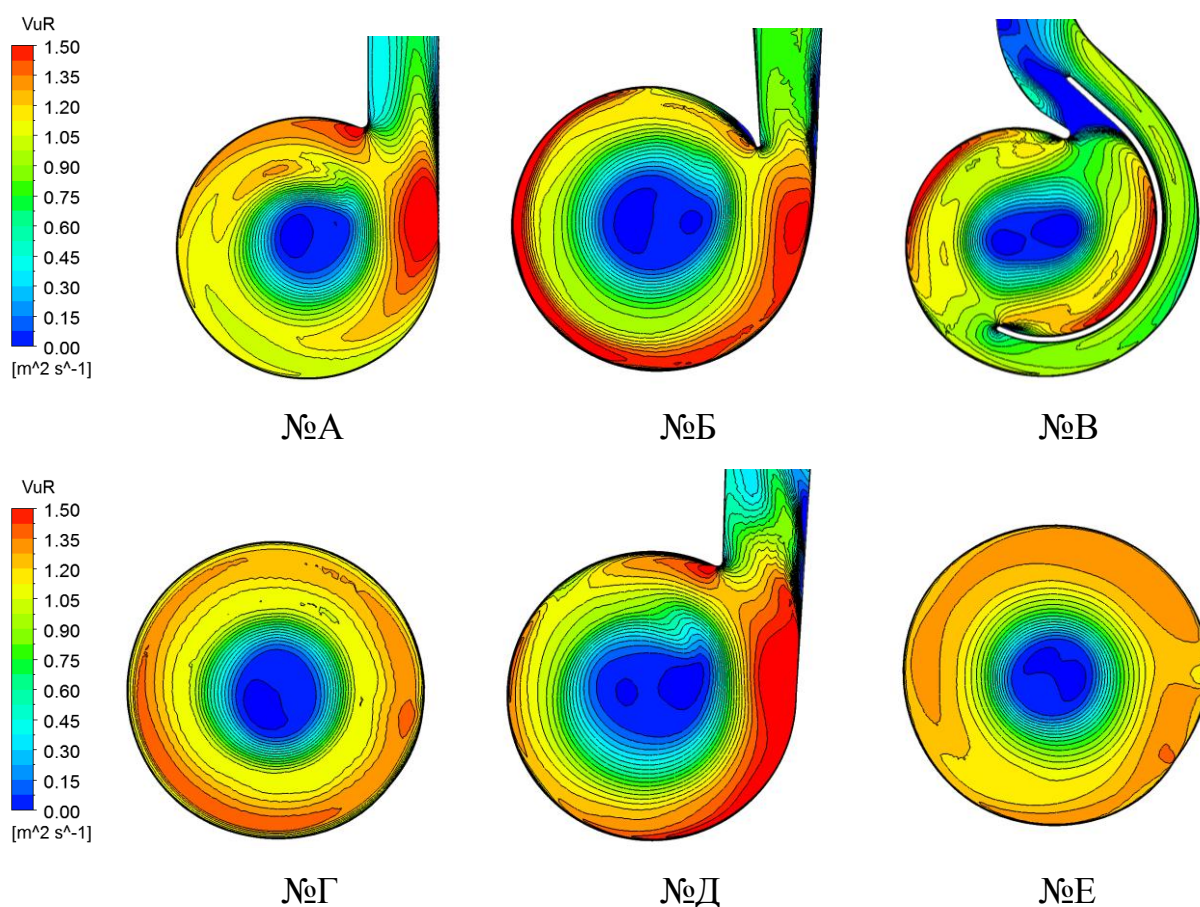


Рисунок 4.14 – Изоконтурные распределения величин момента скорости в среднем сечении свободной камеры СВН

Для конструкции корпуса с пространственным отводящим устройством № Г наблюдается равномерное распределение момента скорости, которое имеет вид концентрических окружностей. Распределение момента скорости для этого отводящего устройства наиболее близко к закону $V_u r = const$.

Распределение статических давлений в среднем сечении корпуса (рис. 4.15) указывает на преимущество использования корпусов со спиральными каналами. Равномерное распределение давления наблюдается для корпусов № Б, Г и Е. В корпусе № В картина распределения давлений аналогична. В базовом корпусе № А локальное повышение давления наблюдается в области входа в диффузор.

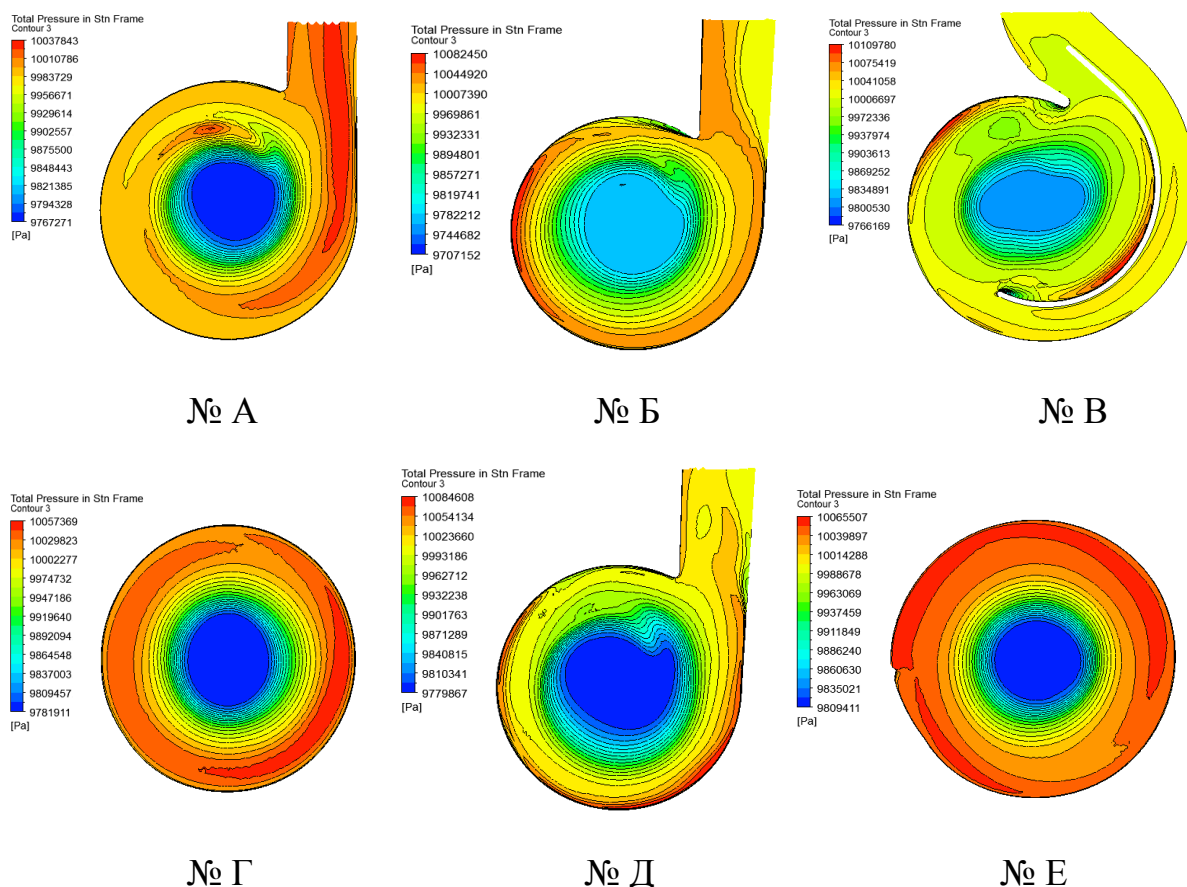


Рисунок 4.15 – Изоконтурные распределения величин статического давления в среднем сечении свободной камеры СВН

Наиболее равномерное распределение давления получено для корпуса с пространственным отводящим устройством № Г.

Распределение момента скорости в окружном направлении на входе в отводящее устройство (рис. 4.16) указывает на скачкообразное его повышение в области языка. В корпусе с двухзаходной спиралью (№ В), как и предполагалось, наблюдается двойной скачок, ввиду наличия симметрично

расположенных выходных участков. Обращает на себя внимание корпус № Е, в котором момент скорости имеет прямолинейный возрастающий характер. В корпусах № Г и № Е скачки моментов практически отсутствуют. Это можно пояснить отсутствием языка в области интенсивного вихреобмена в свободной камере.

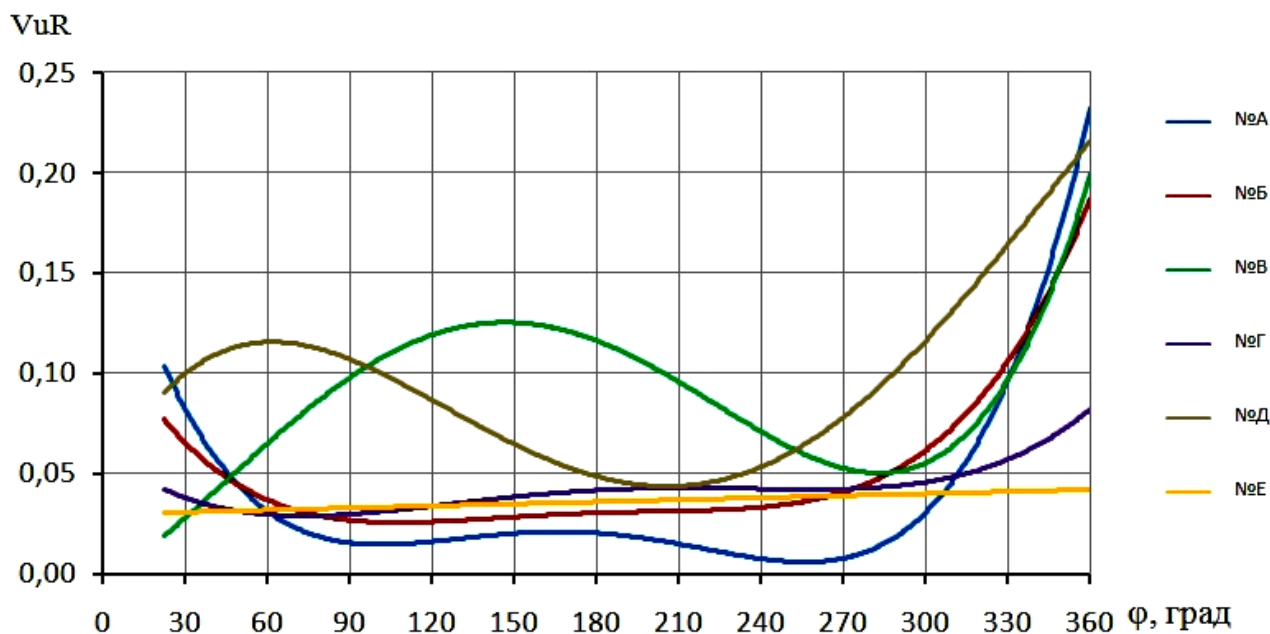


Рисунок 4.16 – Эпюры распределения моментов скорости в окружном направлении на входе в отводящее устройство

Исследования показали, что эффективность работы отводящего устройства в значительной мере зависит от характера течения жидкости в спиральном канале, особенно в зоне, прилегающей к его языку. Основное отрицательное влияние на течение жидкости оказывает язык отводящего устройства. Он предопределяет последующий характер движения потока, который во многом зависит от геометрии проточной части отводящего устройства. При этом язык отводящего устройства влияет на количество циклов вращения жидкости в камере СВН. Поэтому удаление языка из вихревой зоны отводящего устройства, которое реализовано в конструкциях № Г и № Е, выравнивает скачки момента скорости и улучшает картину течения в них.

Распределение давления по ширине свободной камеры СВН в сечении, которое расположено на уровне наружного диаметра РК (рис. 4.17), указывает на неравномерный его характер. Скачки давлений на начальном участке каждого типа отводящего устройства вызваны близким расположением РК.

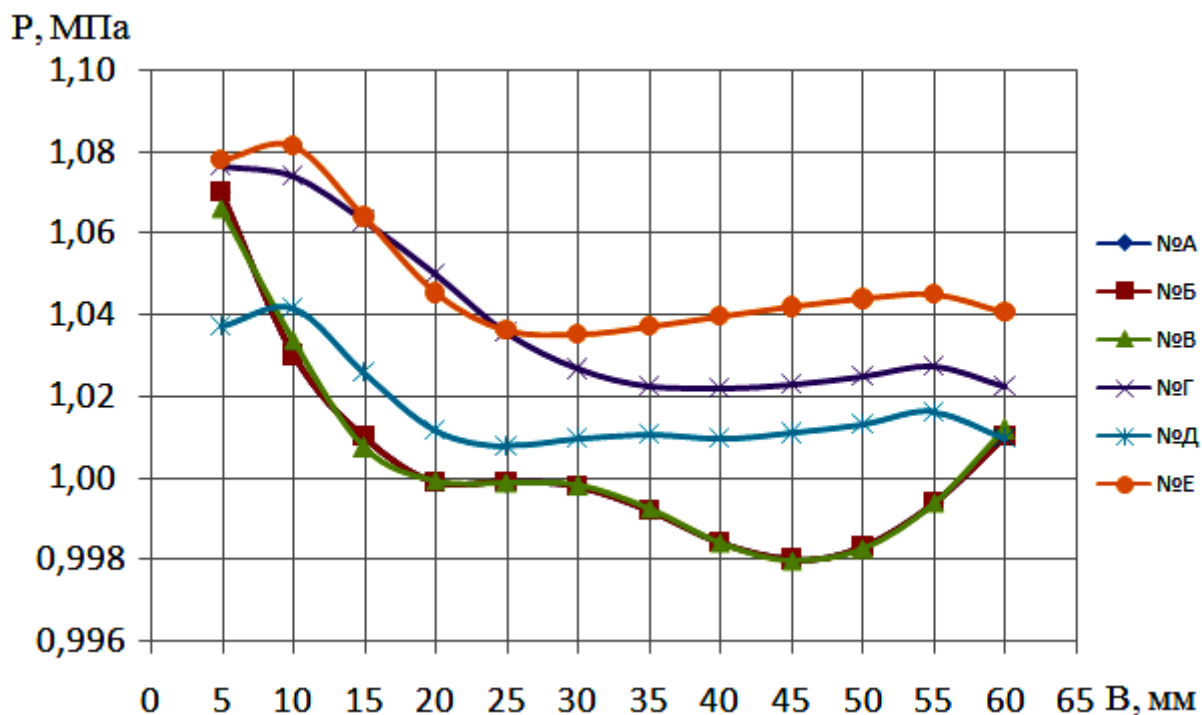


Рисунок 4.17 – Эпюры распределения давлений по ширине свободной камеры на входе в отводящее устройство

Полученные картины изолиний скорости в проточной части СВН (рис. 4.18), указывают на вихревой характер течения. Во всех испытуемых образцах насосов наблюдается меридианный вихрь. Столь неравномерная структура течения является следствием наложения двух вихревых течений: меридианного и кольцевого. В исходном корпусе № А наблюдается отклонение меридианного вихря от противоположной РК стенки корпуса.

На рис. 4.19 приведены картины течения жидкости на поверхности входа в канал отводящего устройства, которые указывают на рециркуляционное течение жидкости в свободной камере и канале отводящего устройства СВН. Возмущения в области языка отводящих устройств (№ А, Б, В, Д) указывают на локальное повышение расхода жидкости в них.

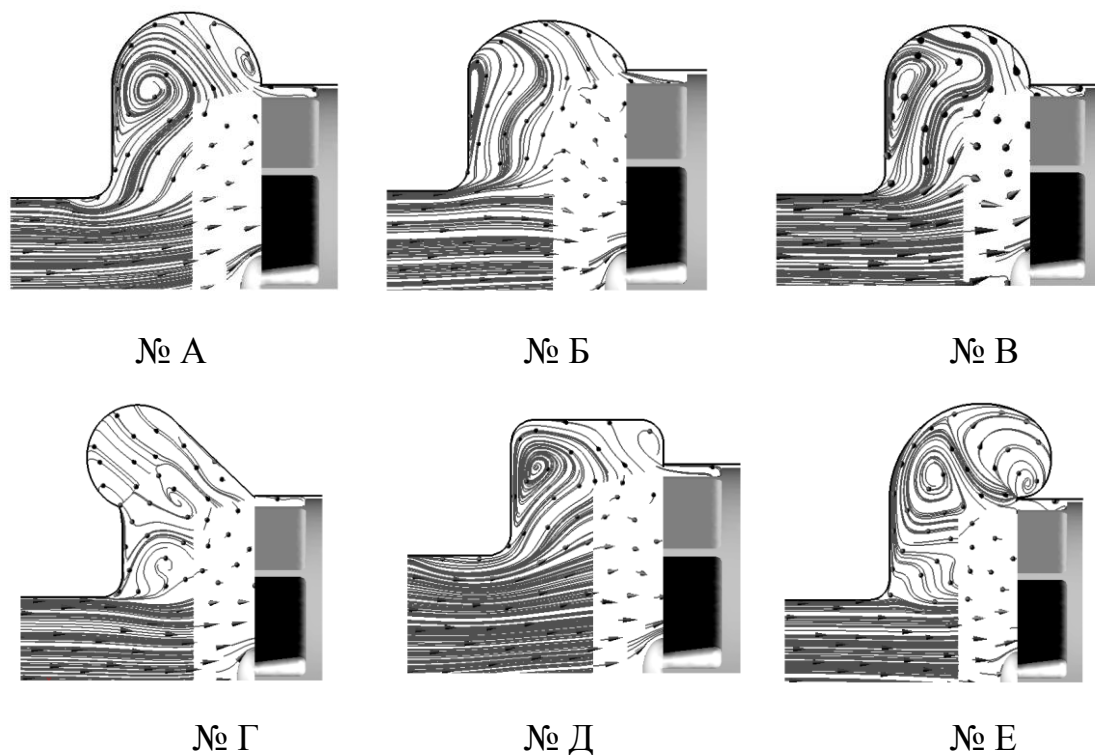


Рисунок 4.18 – Распределение линий тока в меридианном сечении СВН

Проведенный анализ показал, что ввиду интенсивного вихреобразования, величина гидравлических потерь в отводящем устройстве СВН выше потерь в отводящего устройства центробежного насоса аналогичной быстроходности. Поэтому правильный выбор геометрии отводящего устройства корпуса СВН позволяет до 20 % снизить величину потерь в нем, повысив при этом энергоэффективность всего насоса.

Рассмотренный в исследовании корпус с безкамерным отводящим устройством, который имеет простую конструкцию, дает неоднозначные результаты, вызванные заужением свободной камеры. Конструкция отводящего устройства с пространственной спиралью, закрученной в сторону РК, приводит к образованию парного вихря, который вызывает интенсивное обратное течение жидкости.

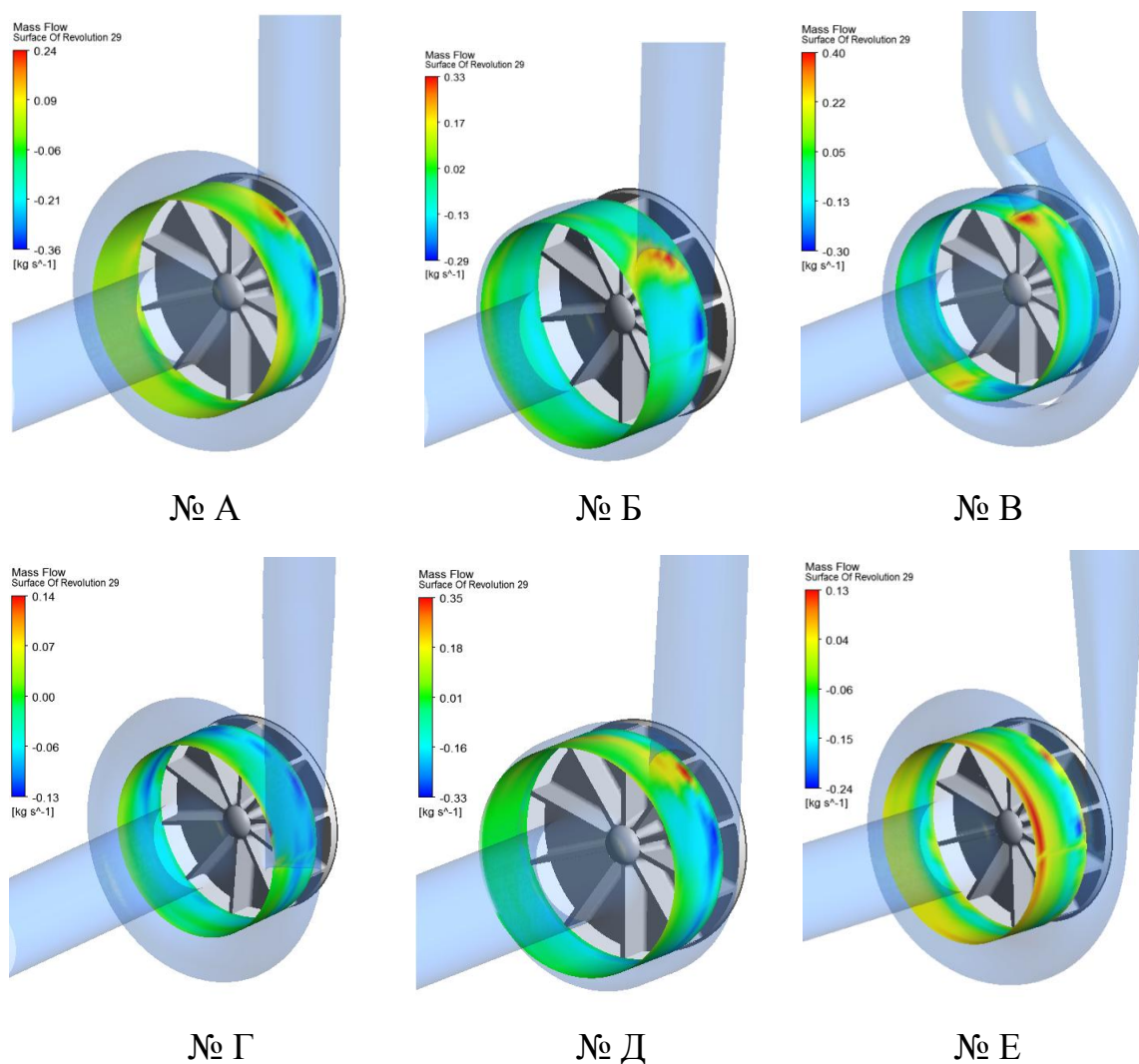


Рисунок 4.19 - Изоконтурные распределения величины расхода на поверхности входа в отводящее устройство СВН

Среди рассмотренных конструкций корпусов с различными вариантами отводящих устройств СВН следует выделить корпус с пространственным отводящим устройством. Численные исследования показали, что корпус с таким отводящим устройством имеет улучшенную структуру течения в свободной камере и равномерное распределение давления в ней и, как следствие, меньшие гидравлические потери и соответственно улучшенные энергетические показатели насоса. Кроме того, равномерное распределение давлений в пространственном отводящем устройстве позволяет уменьшить радиальную нагрузку на ротор насоса.

4.3 Исследование пространственного отводящего устройства СВН высокой быстроходности ($n_s > 140$)

Одним из основных параметров, характеризующих работу отводящего устройства СВН является величина площади выходного сечения $F_{вых}$, которая определяет режим работы насоса.

Исследование влияния площади выходного сечения на параметры СВН выполнялось при постоянных размерах ширины свободной камеры. Изменение относительной площади расчетного сечения $\varepsilon = S_{прив}/S_2 = \frac{1}{D_2} \cdot \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi}}$ в диапазоне от 0,23 до 0,57 приводит к падению КПД насоса от 55 до 42%, напор уменьшается на 18%, однако быстроходность насоса резко возрастает от 100 до 180 (рис 4.20). Полученные результаты указывают на существенное влияние величины площади выходного сечения пространственного отвода на рабочие параметры СВН.

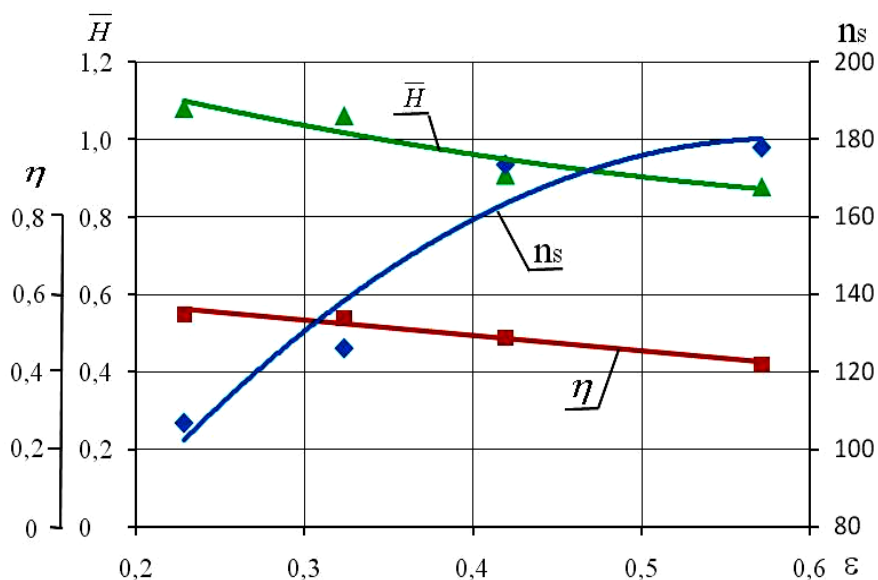


Рисунок 4.20 - Зависимость оптимальных параметров СВН от площади выходного сечения отводящего устройства

При изменении ширины свободной камеры в диапазоне ее относительной величины $\bar{B} = B/D_2 = 0,29 - 0,4$ наблюдается рост напора насоса

на 5% (рис. 4.21). С увеличением ширины свободной камеры КПД насоса падает на 4,5%, а быстроходность незначительно возрастает на 2%. Полученные результаты указывают на неэффективность повышение быстроходности насоса путем увеличения ширины свободной камеры СВН. Оптимальное значение ширины свободной камеры для исследованного отводящего устройства получено в диапазоне 0,3-0,35.

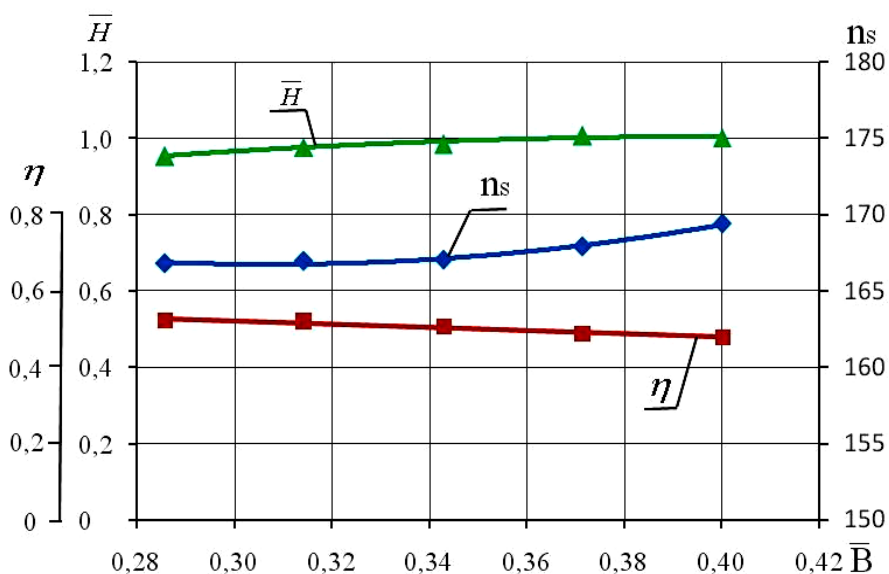


Рисунок 4.21 - Зависимость оптимальных параметров СВН от ширины свободной камеры

Изменение угла наклона стенки отводящего устройства β_{cm} на выходе с рабочего колеса от 30 до 50 градусов приводит к росту напора на 11% (рис. 4.22). При этом быстроходность насоса снижается на 8%. Максимальное значение КПД получено при угле наклона стенки отводящего устройства – 45град.

Изменение диаметра всасывающего патрубка незначительно влияет на напор и КПД насоса. С увеличением относительного значения диаметра входа $\bar{D}_0 = D_0 / D_2$ от 0,4 до 0,62 быстроходность насоса возрастает на 4,4% (рис. 4.23).

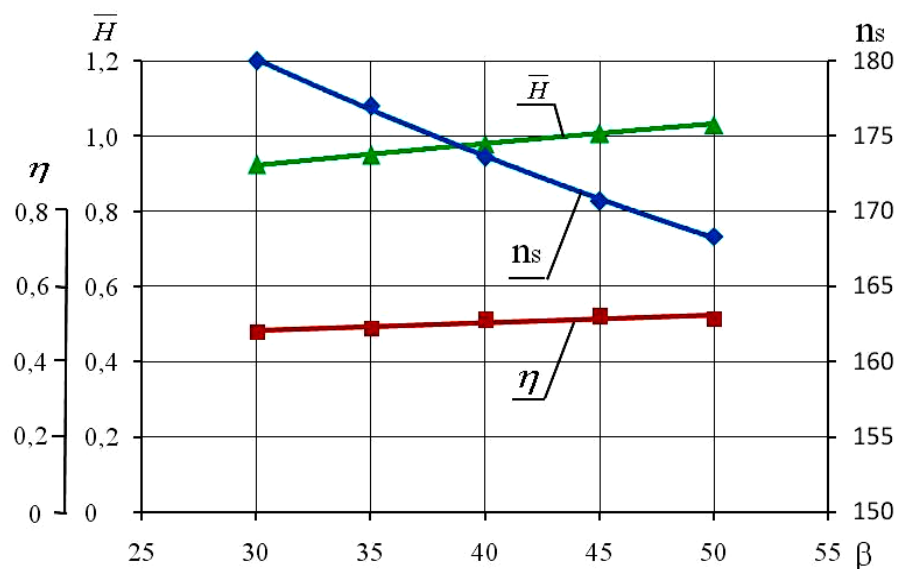


Рисунок 4.22- Зависимость оптимальных параметров СВН от наклона стенки камеры

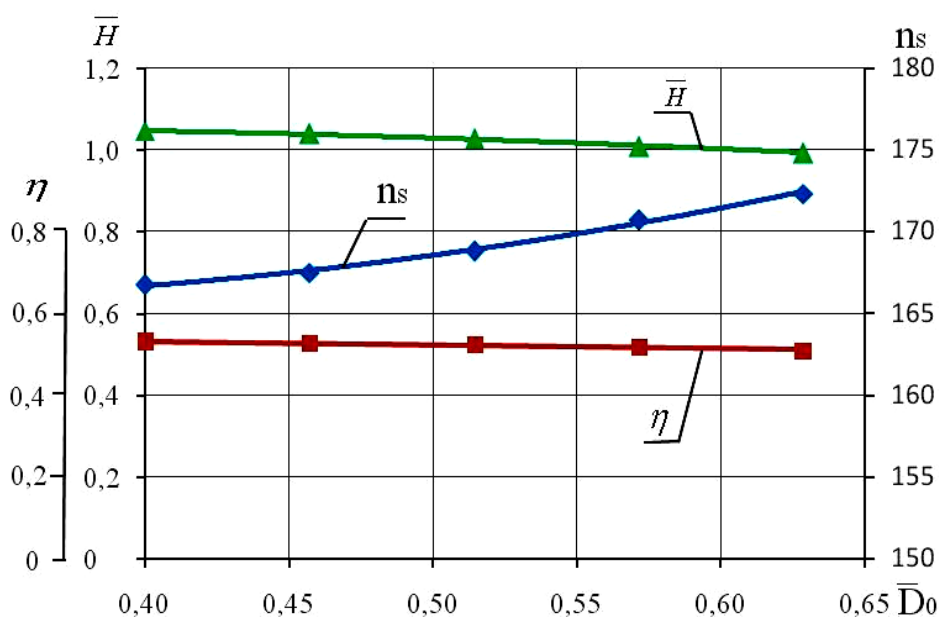


Рисунок 4.23- Зависимость оптимальных параметров СВН от диаметра входа в насос

Согласно полученных результатов было спроектировано и исследовано ряд корпусов СВН с пространственным отводящим устройством в диапазоне коэффициентов быстроходности 60-200. Полученная для СВН с этими отводящими устройствами зависимость КПД от коэффициента быстроходности указывает на существенное повышение его энергоэффективности по

сравнению с насосом, имеющим кольцевое отводящее устройство. Рекомендуемый диапазон применения СВН с пространственным отводящим устройством находится в области коэффициентов быстроходности $n_s = 60-180$. В этом диапазоне n_s КПД насоса составляет 48 - 55%.

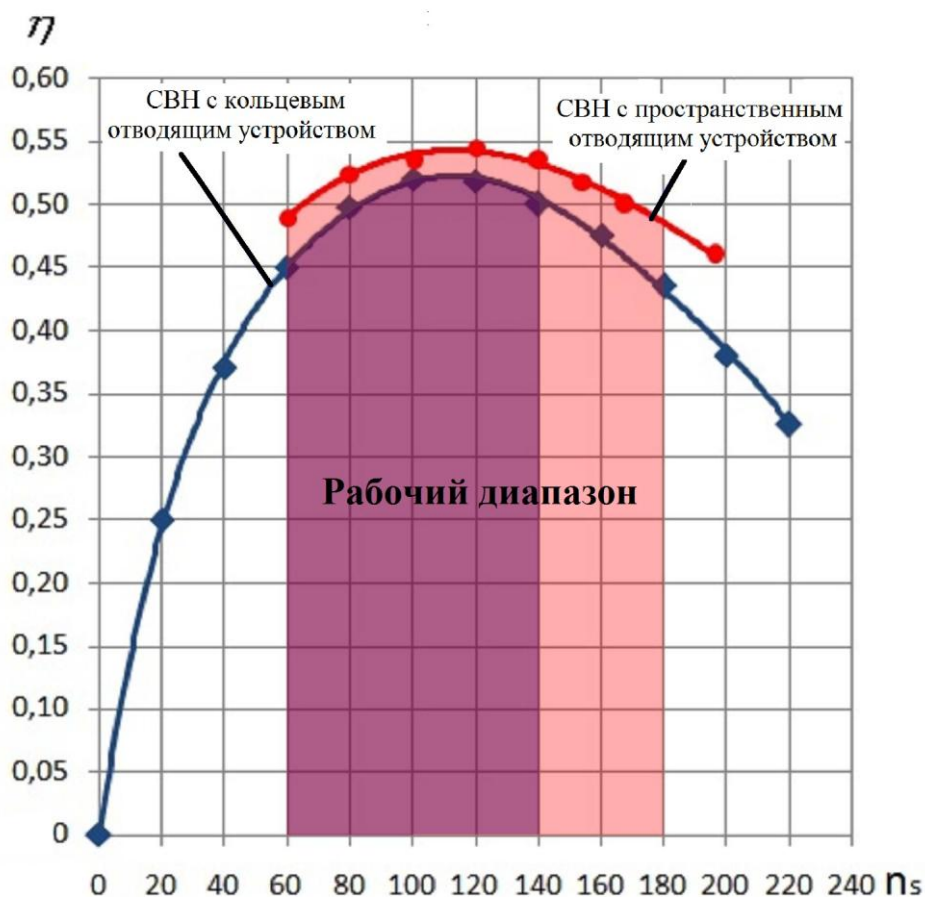


Рисунок 4.24 - Зависимость КПД СВН от коэффициента быстроходности

Уравнение регрессии КПД для СВН с пространственным отводящим устройством, полученное при помощи метода наименьших квадратов со среднеквадратической погрешностью до 1%, имеет вид

$$\eta_{\max} = 0,5n_s^2 + 0,03n_s + 0,347. \quad (4.2)$$

4.4 Результаты экспериментальных исследований СВН

Задачей экспериментального исследования является проверка научных результатов, полученных при выполнении аналитической части, а также подтверждение результатов решения прямой задачи при помощи численного пакета ANSYS CFX.

На основании анализа статистических данных было установлено, что быстроходность ныне эксплуатируемых СВН типа «Туго» находится в диапазоне $n_s = 60-140$. Однако анализ сферы использования СВН показал, что существует необходимость их применения в областях более высоких значений быстроходности – $n_s > 140$. Поэтому для выполнения экспериментальной части исследования были рассчитаны и спроектированы модельные проточные части корпусов СВН в области быстроходности $n_s = 160-180$, которые отличались между собой конструктивными особенностями.

При расчете геометрических параметров различных вариантов модельных насосов частота вращения ($n = 3000$ об/мин) и величина их напора ($H = 28$ м) были приняты постоянными.

Во всех вариантах исполнения модельных насосов наружный диаметр РК был принят одинаковым – $D_2 = 0,175$ м.

Для проведения исследований было спроектировано четыре варианта корпусов СВН (рис. 4.25):

вариант № 1 – корпус с зауженным кольцевым отводящим устройством;

вариант № 2 – корпус с расширенным кольцевым отводящим устройством;

вариант № 3 – корпус со спиральным отводящим устройством;

вариант № 4 – корпус с пространственным спиральным отводящим устройством.

При этом спиральная часть отводящих устройств была спроектирована по методике, описанной ниже.

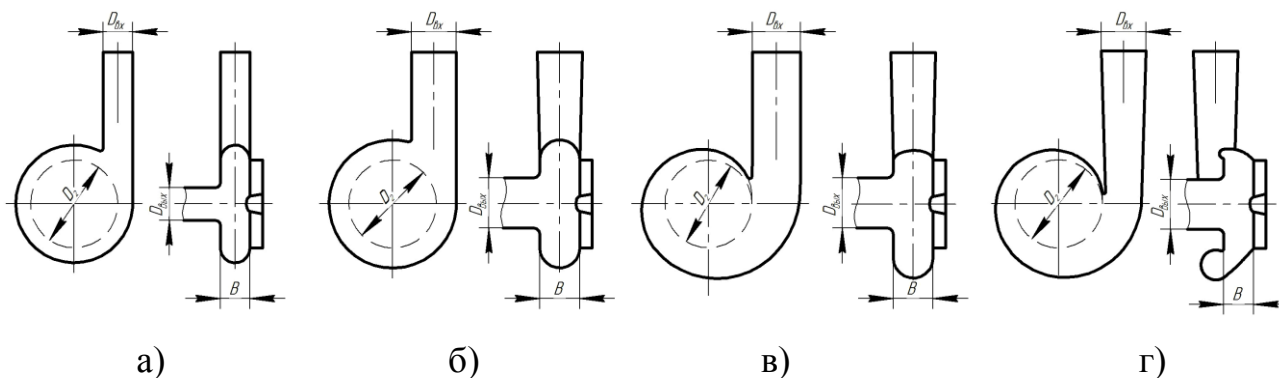


Рисунок 4.25 - Эскизы исследуемых ПЧ свободновихревых насосов
 а) – корпус с зауженным кольцевым отводящим устройством; б) – корпус с расширенным кольцевым отводящим устройством; в) - корпус со спиральным отводящим устройством; г) - корпус с пространственным спиральным отводящим устройством

Сводные данные по основным геометрическим параметрам испытанных модельных проточных частей представлены в таблице 4.3.

Спроектированные модельные насосы были изготовлены и испытаны на экспериментальной установке по методике, описанной в разделе 2.2 настоящей работы. Результаты испытаний представлены на рисунках 4.26 - 4.29.

Полученные в ходе проведения физического эксперимента напорные и энергетические характеристики осреднялись полиномами второго и третьего порядков соответственно.

Модельный насос СВН 60-20 с корпусом № 1 был спроектирован на параметры: подача $Q = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 20 \text{ м}$ и имел коэффициент быстроходности $n_s = 112$, который соответствовал области наибольшего значения КПД. Испытания показали, что оптимальный уровень КПД ($\eta = 50,5 \%$) находится в предполагаемой области быстроходности (рис. 4.26).

Таблица 4.3 - Геометрические параметры экспериментальных модельных проточных частей СВН типа «Туго»

	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
n_s	112	168	168	168
D_2 , м	0,175	0,175	0,175	0,175
b_2 , м	0,025	0,025	0,025	0,025
δ , м	0,023	0,023	0,023	0,023
z , шт	10	10	10	10
B , м	65	80	65	65
$d_{вс}$, м	0,08	0,10	0,10	0,10
$d_{н}$, м	0,065	0,09	0,09	0,09
$\beta_{1л} = \beta_{2л}$, град	90	90	90	90
Тип отводящего устройства	Кольцевое зауженное	Кольцевое расширенное	Спиральное	Пространственное

Проточная часть СВН с корпусом № 2 была спроектирована на параметры: подача $Q = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 28 \text{ м}$. Насос соответствовал коэффициенту быстроходности $n_s = 168$. При испытаниях (рис. 4.27) КПД насоса был равен $\eta = 43,5 \%$, что подтвердило ожидаемое снижение уровня КПД на 7 % по сравнению с корпусом №1, и соответствовало результатам работы [40], в которой подчеркивается, что с увеличением ширины свободной камеры и, соответственно n_s , КПД насосов типа “Туго” снижается. Полученный оптимальный режим работы насоса $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ не соответствовал расчетному. Несовпадение режимов можно объяснить тем, что с увеличением ширины корпуса происходит изменение структуры потока в насосе.

Уменьшение ширины камеры в корпусе № 3 со спиральным отводящим устройством позволило повысить уровень КПД на 1,5% (рис. 4.28).

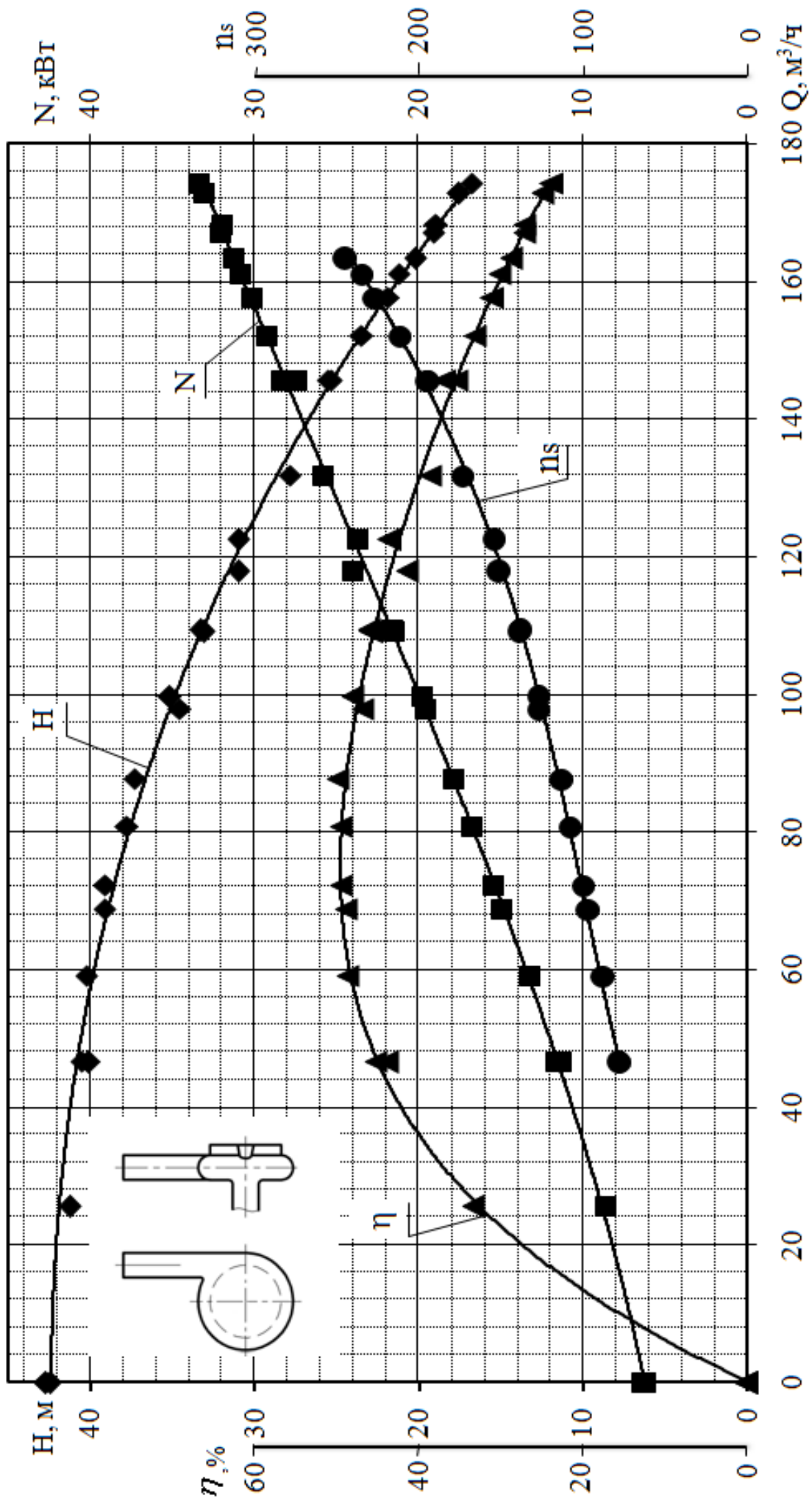


Рисунок 4.26 - Характеристика СВН с корпусом № 1

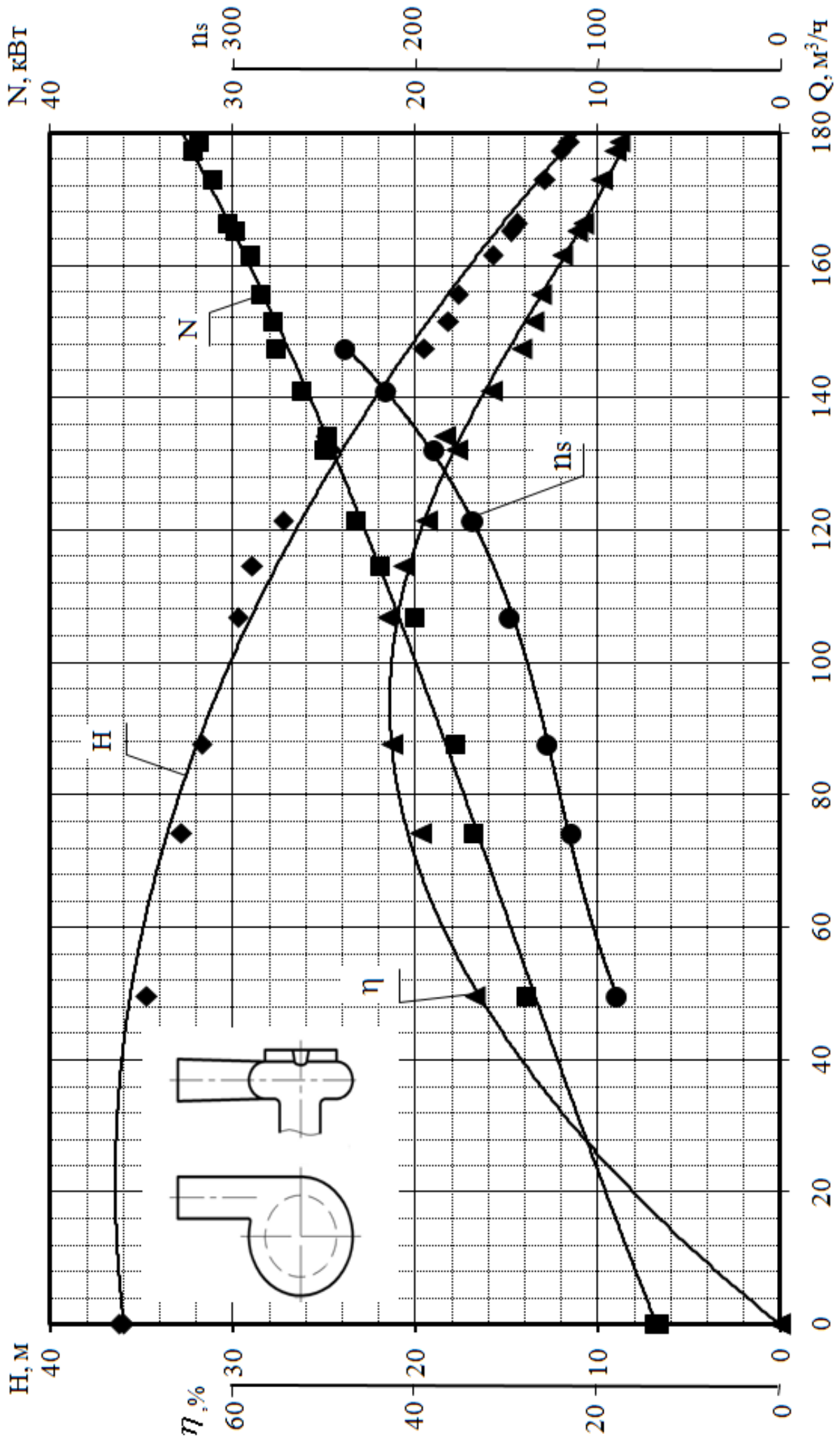


Рисунок 4.27 - Характеристика СВН с корпусом № 2

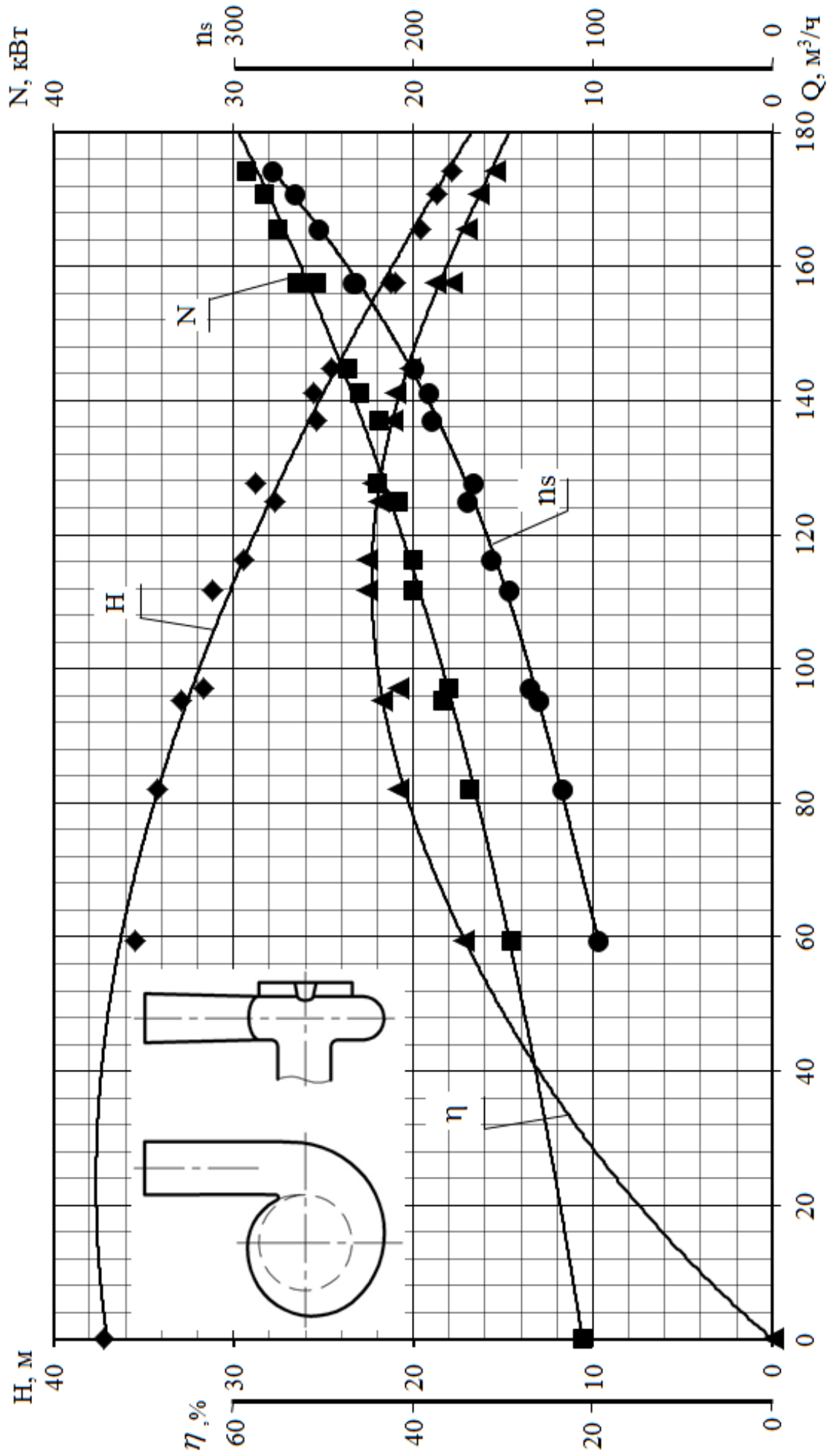


Рисунок 4.28 - Характеристика СВН с корпусом № 3

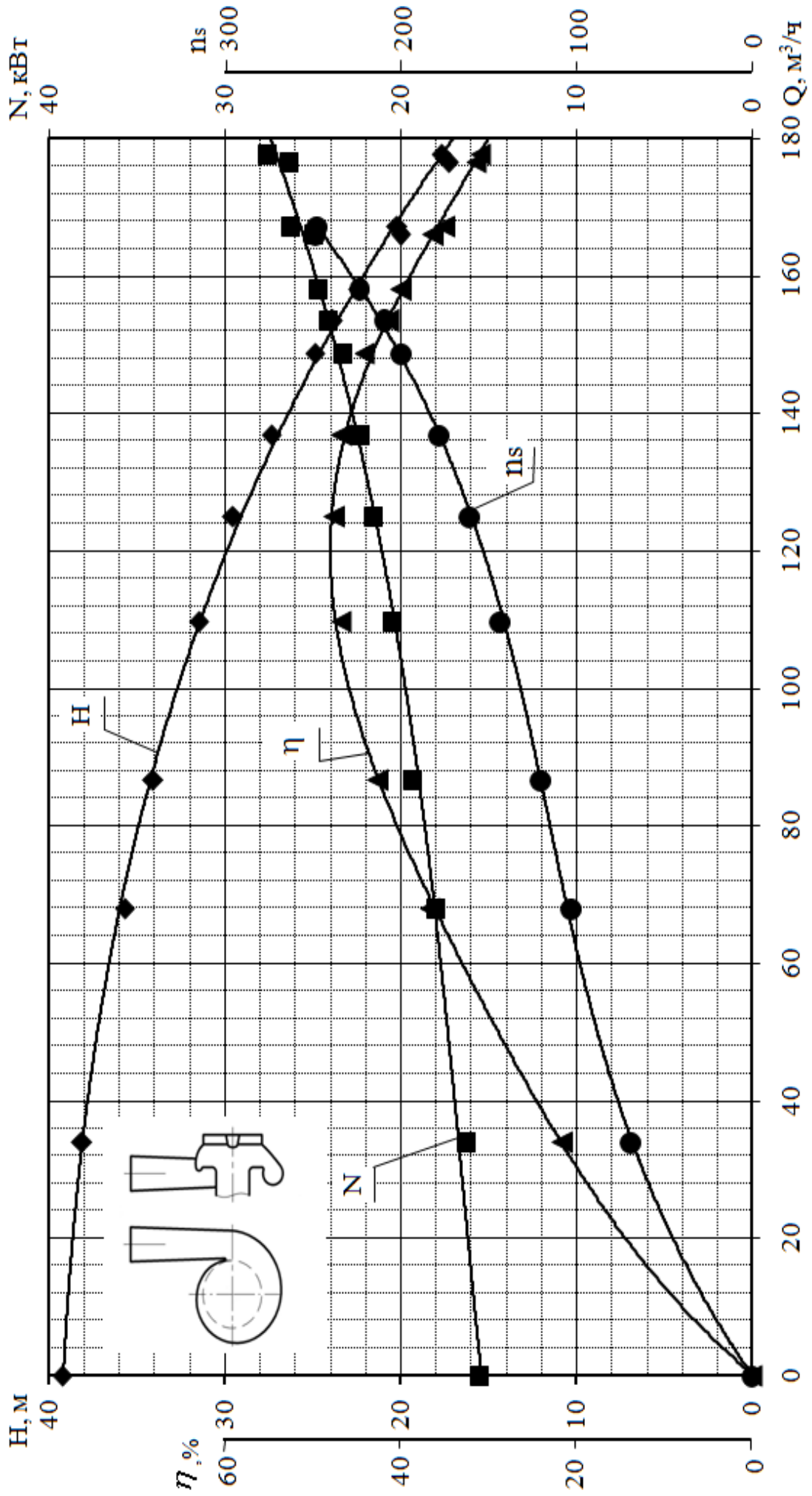


Рисунок 4.29 - Характеристика СВН с корпусом №4

При испытаниях СВН с корпусом № 4, имеющим пространственное спиральное отводящее устройство, уровень КПД повысился до 48% (рис. 4.29). Приращение КПД по сравнению с корпусом №2 составило 4,5%. Оптимальный режим соответствовал области расчетного значения коэффициента быстроходности – $n_s = 168$. Эксперименты также показали, что с ростом коэффициента быстроходности крутизна напорной характеристики СВН возрастает, а оптимальный режим работы насоса сдвигается вправо в сторону больших подач.

Анализируя экспериментальные характеристики и сравнивая их с результатами численного исследования (рис. 4.30), можно утверждать, что расхождение результатов по напору составляет не более 3%, а по КПД – 2%. Наиболее вероятной причиной расхождения характеристик СВН, полученных при расчетах и реально испытанных, являются неточности в описании рабочего процесса СВН, а также отличие между качеством изготовления проточных частей модельных корпусов.

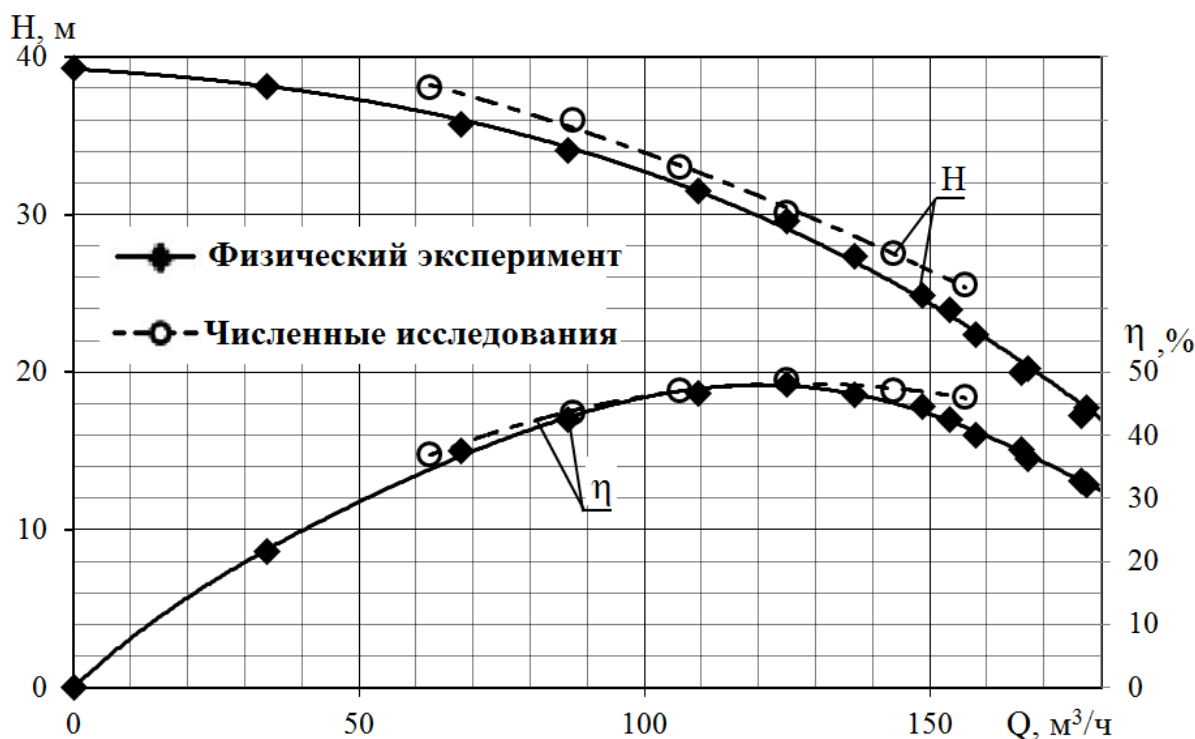


Рисунок 4.30 – Сравнение напорных и энергетических характеристик СВН с корпусом №4, полученных по результатам численного исследования и физического эксперимента

Сравнение расчетных и экспериментальных параметров на оптимальных режимах всех испытанных моделей корпусов СВН типа «Туго» представлено в табл. 4.4.

Необходимо отметить, что полученные расхождения являются допустимыми, а результаты численного эксперимента полностью подтвержденными. Можно считать, что верификация численного моделирования физическим экспериментом является удовлетворительной. Общее расхождение результатов не превышает 5%, поэтому можно сделать вывод, что полученные в результате проведения численного эксперимента данные имеют достаточную точность и их можно рекомендовать к практическому применению.

Таблица 4.4 - Сравнение расчетных и экспериментальных параметров СВН на оптимальных режимах

Варианты ПЧ	1	2	3	4
$Q_{opt}, \text{ м}^3/\text{ч}$	70	100	100	125
$H_{числ. \text{ эксп}}, \text{ м}$	40	31,5	33	30,1
$H_{физ. \text{ эксп}}, \text{ м}$	39	30	32	29,5
$\eta_{opt. \text{ числ. \text{ эксп}}}$	52	44,5	46,8	48,7
$\eta_{opt. \text{ физ. \text{ эксп}}}$	51,3	43,8	46,1	48,0
$\Delta H, \%$	2,6	5,0	3,1	2,9
$\Delta \eta, \%$	1,4	1,6	1,5	2,0

4.5 Методические рекомендации по проектированию пространственного спирального отводящего устройства СВН

Экономичность СВН во многом зависит от качества проектирования проточной части отводящего устройства.

В настоящее время при проектировании проточных частей динамических насосов используют несколько методов:

- пересчет с модельных на натурные условия;
- пересчет с модельных на натурные условия с последующим внесением в конструкцию немодельных изменений;
- расчет проточной части заново (при отсутствии модельной проточной части);
- численный расчет с применением программных продуктов.

Опыт создания СВН показывает, что для разработки новой конструкции корпуса приходится выполнять полный расчет проточной части насоса. Однако, расчет проточной части заново в обязательном порядке требует проведения экспериментальной проверки.

В настоящей работе рассматривается проектирование пространственного спирального отводящего устройства СВН типа «Туго», которое обеспечивает требуемые параметры, предъявляемые заказчиком к насосу, с достаточно высоким эксплуатационным значением КПД. Что касается кавитационных качеств СВН и гидродинамических нагрузок на его ротор, то эти задачи на сегодняшний день решены в работах [116; 117].

Расчет пространственного отводящего устройства СВН состоит из следующих этапов:

- определения исходных данных для расчета;
- определения основных геометрических параметров рабочего колеса;
- определения основных геометрических параметров корпуса;

– профилирования пространственного спирального отводящего устройства.

При проектировании СВН с пространственным спиральным отводящим устройством в качестве исходных данных принимаются рабочие параметры, указанные в опросном листе на разработку насоса: подача Q , м³/с; напор H , м; частота вращения n , об/мин.

Проектирование отводящего устройства необходимо выполнять в следующем порядке.

1. Определяют размеры колеса: наружный диаметр D_2 , ширину лопасти b_2 , число лопастей z , толщину лопасти δ . Расчеты рекомендуется выполнять согласно методик [37; 56], в которых приведен гидродинамический расчет СВН с кольцевым отводящим устройством.

2. Далее определяют оптимальные геометрические размеры корпуса СВН: ширину свободной камеры B , диаметры всасывающего $D_{вс}$ и напорного D_n патрубков, а также угол $\beta_{ст}$ наклона стенки отводящего устройства со стороны РК. Вышеперечисленные параметры зависят от быстроходности насоса, поэтому при известном наружном диаметре РК D_2 их расчет проводят в следующей последовательности:

1) определяют коэффициент быстроходности насоса согласно формулы 1.1;

2) определяют диаметра входного патрубка:

$$D_0 = k_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (4.3)$$

где k_{ex} – коэффициент входной воронки, принимается согласно [56], $k_{ex} = 3,38-3,43$.

Для СВН высокой быстроходности ($n_s > 140$) рекомендуемые значения величины относительного диаметра входа $\bar{D}_0 = D_0 / D_2$ находятся в пределах 0,4 - 0,55;

3) определяют ширину свободной камеры. Исходя из конструктивных особенностей пространственного отводящего устройства СВН, ширина свободной камеры не влияет на его пропускную способность, поскольку расчетное сечение удалено из области свободной камеры насоса. На основании проведенных в данной работе численных расчетов СВН с пространственным отводящим устройством была получена зависимость относительной ширины свободной камеры от быстроходности насоса (рис. 4.31). Рекомендуемый диапазон относительной ширины свободной камеры \bar{B} для СВН с n_s 140 - 180 составляет: $\bar{B} = 0,29 - 0,4$.

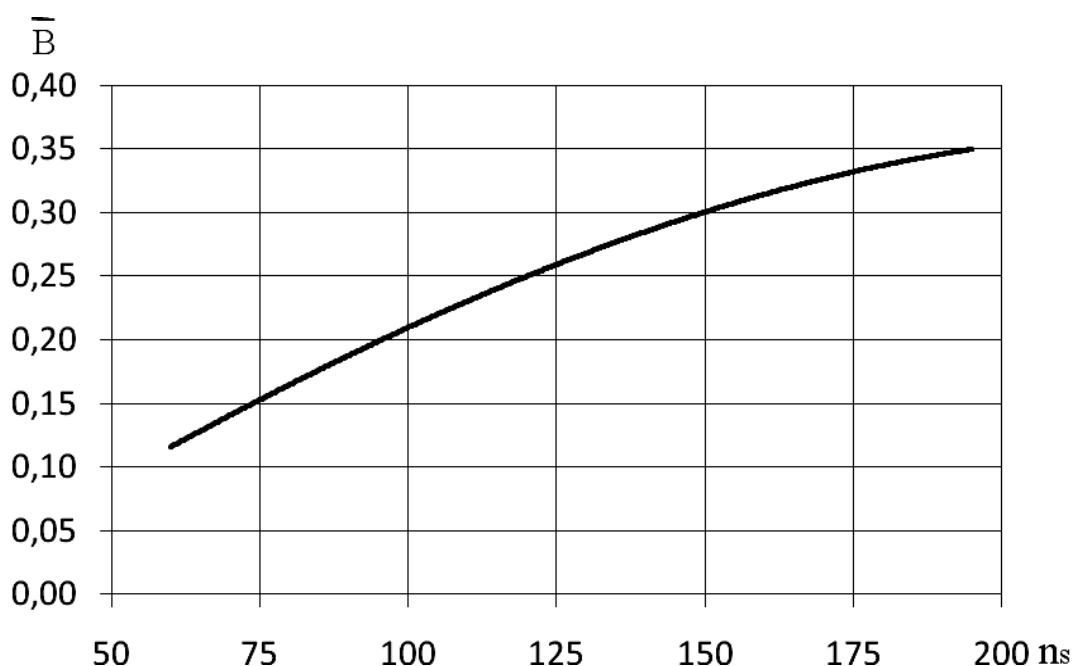


Рисунок 4.31 – Зависимость относительной ширины свободной камеры \bar{B} от коэффициента быстроходности n_s

3. Пространственное спиральное отводящее устройство представляет собой камеру переменного сечения, размеры которой возрастают в радиальном направлении в сторону вращения РК, начиная от языка отвода, а в осевом - в сторону всасывающего патрубка. При этом площадь меридианных сечений

изменяется от нуля, до выходного (расчетного) сечения. Основной сложностью при проектировании является профилирование сечений спирального отводящего устройства.

Расчет и проектирование пространственной спиральной камеры проводят в следующей последовательности:

а) определяют радиус начальной окружности r_3 и начальную ширину входа в спираль b_3 . Для их построения вычерчивают контур свободной камеры насоса (рис. 4.32). Диаметр ниши корпуса D_2' , в которой расположено РК, зависит от радиального зазора x , значение которого рекомендуется принимать согласно рекомендациям [118], т. е. $(0,010 - 0,015)D_2$.

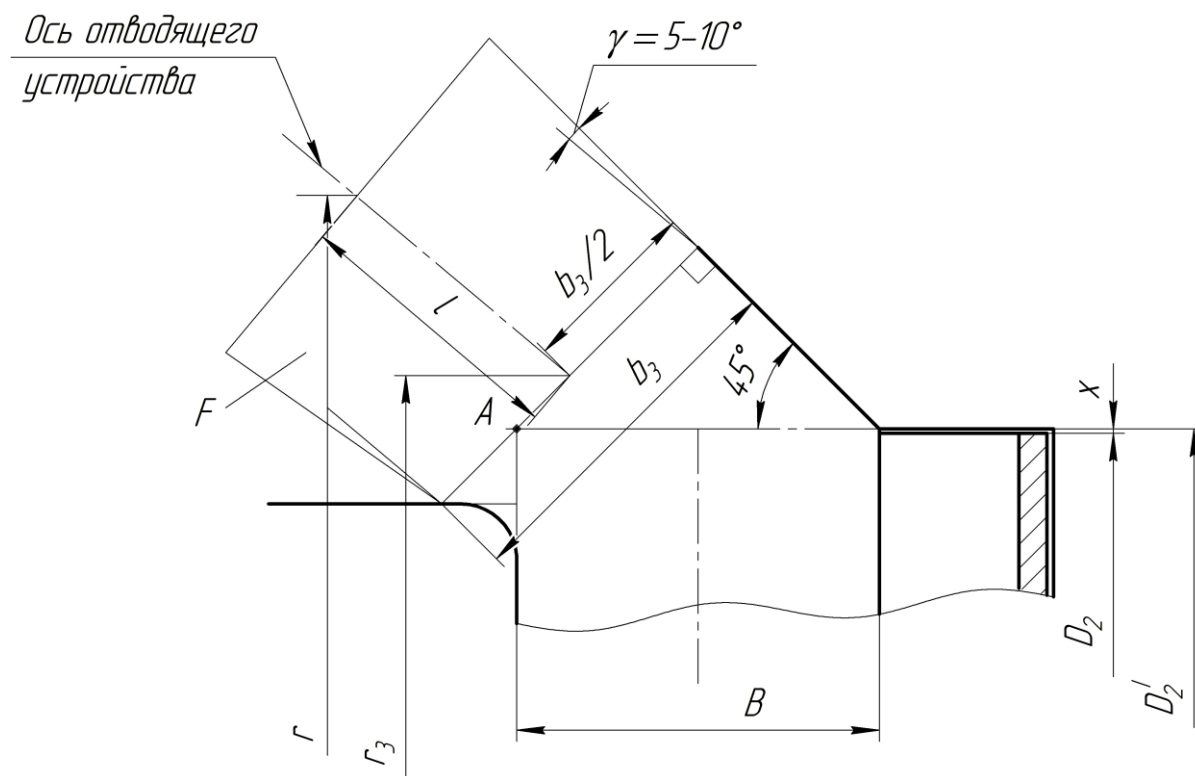


Рисунок 4.32 – К построению сечения пространственного спирального отвода

б) боковое очертание сечения отводящего устройства выполняют под углом $\beta_{cm} = 45$ град;

в) ширину входа в отводящее устройство принимают равной ширине свободной камеры: $b_3 = B$. Линия входа в отводящий канал расположена перпендикулярно стенке и проходит через точку А пересечения диаметра ниши корпуса и передней стенки свободной камеры (см. рис. 4.32).

Радиус начальной окружности r_3 находится в точке пересечения линии входа в отводящее устройство и оси сечения. Ось сечения рекомендуется размещать параллельно стенке отводящего устройства (расчетной фигурой необходимо принимать прямоугольник).

Высота меридианного сечения l зависит от площади $F_{\text{вых}}$ выходного сечения отводящего устройства.

Ввиду бокового расположения отводящего устройства можно принять, что на расчетном режиме насоса поток, вытекающий из РК и свободной камеры насоса, является симметричным относительно оси сечения. Отсюда следует, что расход жидкости Q_n , поступающий в каждое сечение отводящего устройства, будет пропорционален углу охвата спирали:

$$Q_n = Q \frac{\varphi_n}{\varphi}, \quad (4.5)$$

где φ_n – угловое расстояние между двумя рассматриваемыми сечениями спирали;

φ – угол охвата спирали.

Поскольку в СВН язык отводящего устройства практически не влияет на вращения жидкости в камере, то угол охвата спирали рекомендуется принимать равным $\varphi = 360^\circ$.

Ранее было показано, что при течении вязкой жидкости в отводящем устройстве, закон постоянства момента скорости имеет вид:

$$V_u \cdot \left[(a + b \cdot r)^{\frac{a-2}{2a}} \cdot r^{\frac{1}{a}} \right] = const = K_2.$$

Угол наклона эпюры распределения потерь в отводящем устройстве $\operatorname{tg} \alpha = \frac{r_0 \cdot \xi_c}{r - r_3}$ зависит от величины коэффициента потерь.

По результатам проведенных исследований отводящих устройств СВН на рис. 4.33 построена зависимость коэффициента потерь от приведенного геометрического размера отводящего устройства. Данная зависимость дает возможность на этапе проектирования отводящего устройства учесть вязкой жидкости. При проектировании насоса, перекачивающего жидкости с твердыми включениями, газосодержащие жидкости, необходимо провести пересчет полученных характеристик по рекомендациям работ [119; 120].

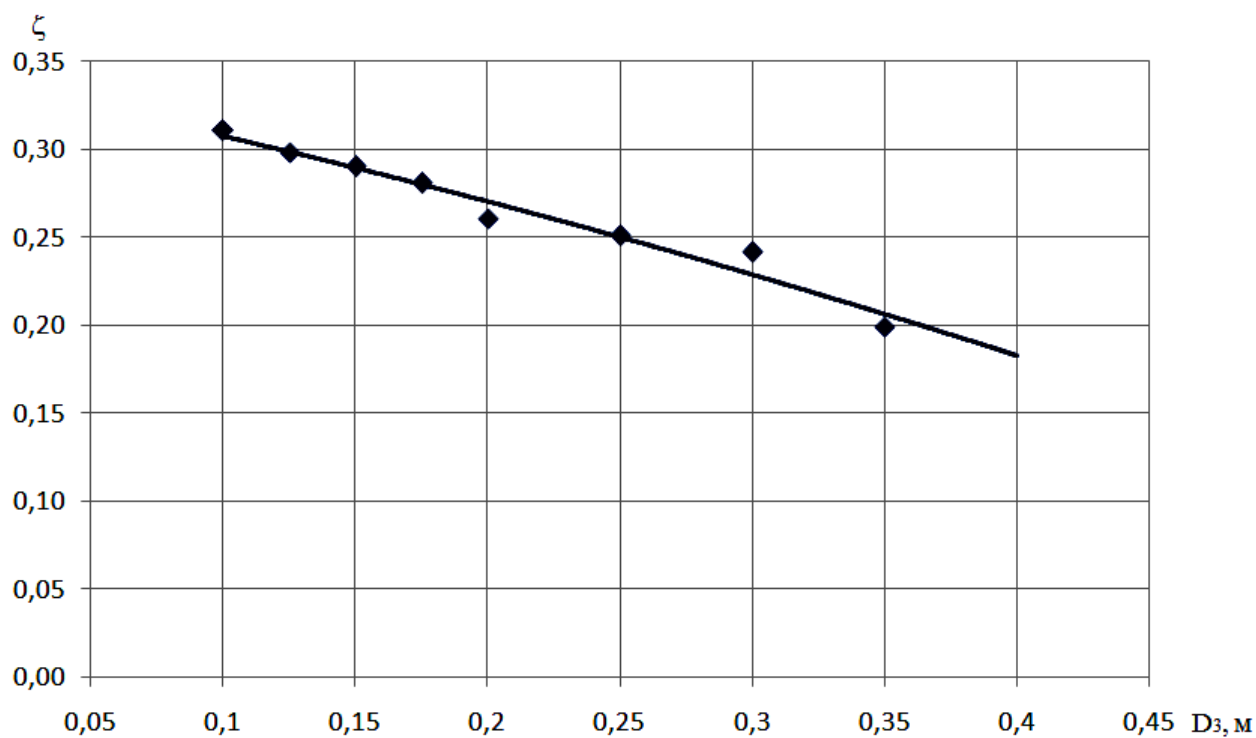


Рисунок 4.33 – Зависимость коэффициента потерь в пространственном спиральном отводящем устройстве СВН ζ_c от диаметра D_3

Размеры каждого рассматриваемого сечения связаны с расходом жидкости и должны определяться с учетом поправочного коэффициента m (см. раздел 3.2):

$$dl = \frac{r}{bK_2} \cdot dQ \cdot m. \quad (4.4)$$

Высота расчетного сечения определяется из условия:

$$l = \frac{r}{bK_2} \cdot \int_0^Q dQ \cdot m. \quad (4.5)$$

Используя данную формулу, выполняют построение промежуточных сечений спирального отводящего устройства. Для этого задают необходимое количество сечений n . Угловое расстояние между рассматриваемыми сечениями и количество жидкости, поступающее в спираль, будет соответственно равно: $\varphi_0 = \frac{360^\circ}{n}$ и $Q_n = \frac{Q}{n}$.

Для облегчения интегрирования первоначально принимается прямоугольная или трапециевидная ($\gamma = 5-10^\circ$) форма сечения спирали, которой в конечном итоге придается форма окружности (рис. 4.34). Форму сечения спирали необходимо изменять таким образом, чтобы не изменялась пропускная способность этого сечения. Для этого необходимо соблюдать условие равенства статических моментов площадей F_x и F_y .

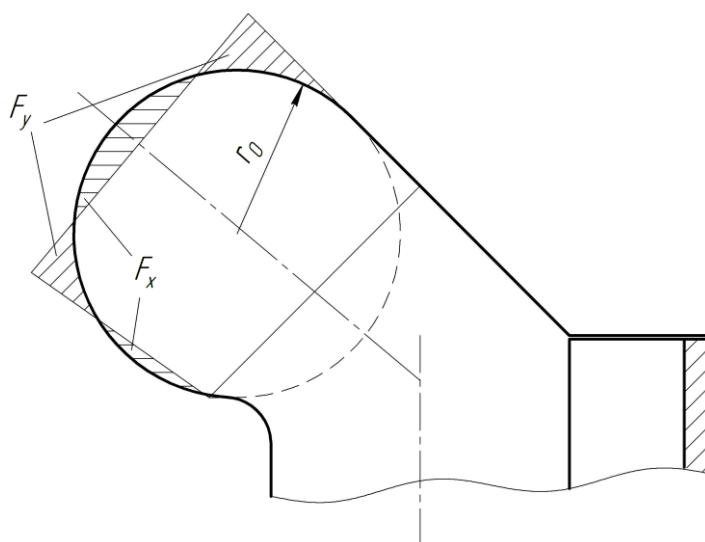


Рисунок 4.34 – Построение меридианного сечения спирального отводящего устройства

Правильность определения площади расчетного сечения $F_{расч}$ определяется равенством графического и расчетного значений пропускных способностей выходного сечения.

Графическая пропускная способность определяется как отношение приведенной площади расчетного сечения к полюсному расстоянию согласно формулы (3.16). Для нахождения графической пропускной способности строят приведенную площадь $F_{пр}$ расчетного сечения спирали (рис.4.35). Построение приведенной площади выполняют согласно методике [114].

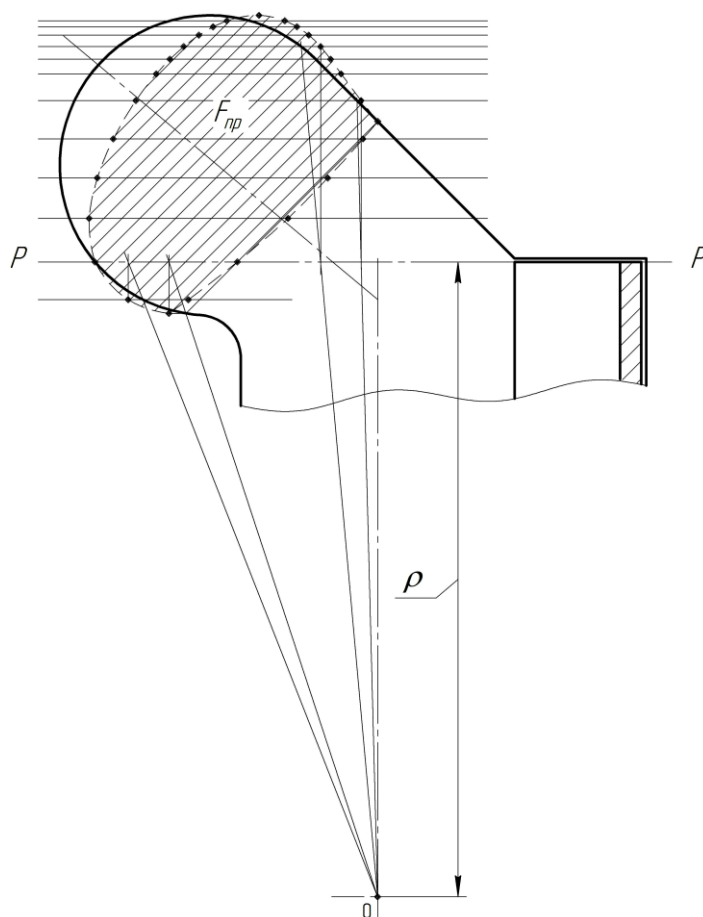


Рисунок. 4.35 – Построение приведенной площади сечения спирали

Для построения плана спирали определяют величину увеличения радиуса в каждом рассматриваемом сечении (рис. 4.36).

Построение плана спирали необходимо проводить в следующей последовательности:

- выполняют разметку осей входной окружности отводящего устройства r_3 ;
- намечают точку начального сечения спирали – расположения языка (т.А);
- от начального сечения откладывают следующее с углом $d\varphi$, для которого рассчитывают радиальное увеличение спирали dr ;
- на линии промежуточного сечения делают засечку радиусом $r = r_3 + dr$. Аналогично выполняют построение остальных сечений.
- полученные в каждом сечении точки соединяют между собой дугами, которые должны сопрягаться без перегибов или кривыми Безье.

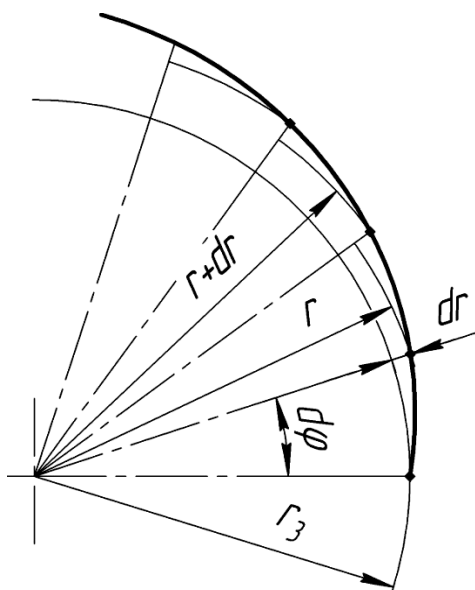


Рисунок 4.36 – Схема построения пространственного спирального отводящего устройства

Построение диффузора. Форма диффузора определяется тремя основными размерами: диаметром напорного патрубка D_H , длиной диффузорного канала L и формой расчетного сечения спирали.

При расчете диффузорного канала следует учесть, что средняя скорость на выходе из него должна находиться в пределах от 3 до 7 м/с. Исходя из этого подбирается диаметр выхода из диффузорного канала, который округляется до ближайшего стандартного значения согласно [114]. Угол конусности ε_{opt} диффузора и его длина определяется из условия достижения в нем минимальных гидравлических потерь. Этот угол определяется как телесный угол эквивалентного круглого конуса [109]:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{D_{вых} - d_{экв}}{2L} \right), \quad (4.5)$$

$d_{экв}$ - эквивалентный диаметр расчетного сечения.

Значения угла конусности диффузора отводящего устройства СВН рекомендуется принимать таким же, как и для центробежных насосов [109].

Для вычерчивания диффузора задаются, как минимум, двумя его промежуточными сечениями, которые обеспечивают плавное сопряжение формы расчетного сечения с окружностью, диаметр которой равен диаметру напорного патрубка (рис. 4.37).

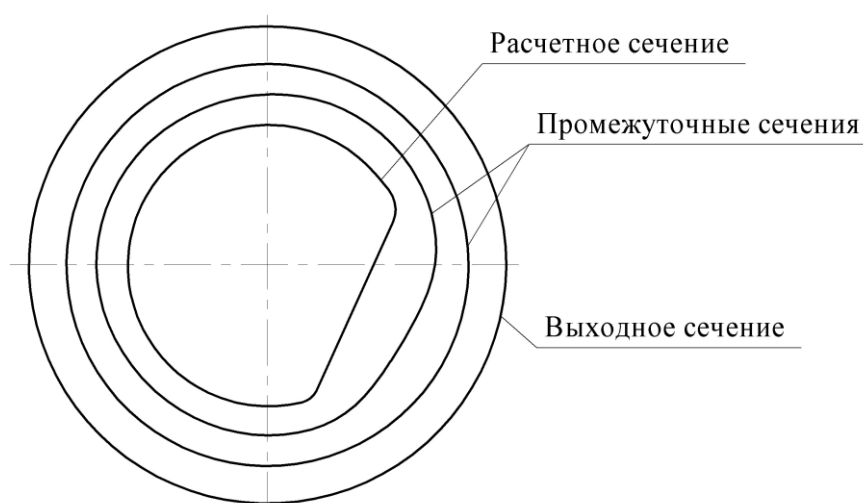


Рисунок 4.37 – Схема построения пространственного спирального отводящего устройства

4.6 Выводы

По результатам экспериментальных исследований и численным расчетам, которые представлены в данном разделе, можно сделать следующие выводы:

- установлено, что гидравлическое совершенство проточной части СВН типа «Туго» высокой быстроходности ($n_s > 140$) зависит от согласованности работы РК и отводящего устройства насоса;

- выполнены расчеты геометрических параметров четырех модельных проточных частей СВН и проведено их испытание для области $n_s = 100 - 180$;

- экспериментально подтверждено ранее сделанный вывод о том, что из всех геометрических размеров проточной части СВН при неизменном диаметре РК на характеристику насоса наибольшее влияние оказывает ширина свободной камеры;

- расчетным способом устранена радиальная и кольцевая неравномерность потока в пространственном спиральном отводящем устройстве, которая позволила создать усовершенствованный отвод с улучшенными гидравлическими показателями, который повышает на 3 – 4 % уровень КПД СВН типа «Туго» высокой быстроходности ($n_s = 168$);

- эксперименты также показали, что СВН, имеющий пространственное отводящее устройство, является наиболее энергоеффективным, поскольку на 3% превышает КПД насоса со спиральным и на 4,5% с кольцевым отводящими устройствами;

- получена модельная проточная часть отводящего устройства, которая может быть использована при создании новых СВН типа «Туго».

Результаты численных расчетов при помощи пакета CFX и экспериментальных исследований модельных насосов имеют хорошую сходимость на оптимальных режимах и подтверждают правомочность применения данного программного продукта при исследовании СВН. Расхождение напорных и энергетических характеристик не превышает 5%.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научно-практическая задача повышения энергетической эффективности свободновихревого насоса высокой быстроходности за счет усовершенствования конструкции отводящего устройства и обоснования рациональных геометрических параметров его проточной части, что обеспечило повышение до 3 – 4,5% КПД насоса по сравнению с существующими конструкциями СВН.

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Доказана возможность применения конструкции свободновихревого насоса при высоких коэффициентах быстроходности $n_s > 140$, что обеспечивает перекачивание больших объемов загрязненных жидкостей в различных отраслях промышленности и коммунальном хозяйстве.

2. Разработано математическую модель течения вязкой жидкости в отводящем устройстве свободновихревого насоса, построенную с учетом в нем гидравлических потерь, обусловленных трением вязкой жидкости, и уточнено закон распределения момента скорости в насосе. Это позволило проектировать отводящее устройство с геометрией, которая обеспечивает соответствие оптимального по подаче режима расчетному.

3. Обоснована целесообразность использования пространственного спирального отводящего устройства для повышения энергетической эффективности свободновихревого насоса высокой быстроходности. Разработано конструкцию корпуса, который имеет отводящий канал в форме несимметричной пространственной спирали. Данное отводящее устройство обеспечивает минимальные гидравлические потери на расчетном режиме насоса и соответственно увеличивает КПД СВН при высоких значениях быстроходности. На разработанную конструкцию насоса с пространственным спиральным отводящим устройством получен патент на полезную модель.

4. Из сравнения результатов физического эксперимента и численного расчета установлено, что использование численного моделирования с применением программного продукта ANSYS CFX является обоснованным способом исследования рабочего процесса и влияния геометрических параметров проточной части на характеристики свободновихревого насоса, который требует значительно меньших материальных затрат и позволяет получать адекватные результаты. Получены рекомендации по применению численного расчета для СВН. При этом численный расчет необходимо выполнять в нестационарной постановке задачи и с размещением интерфейса соединения подвижной и неподвижной областей подальше от движущихся частей рабочих органов.

5. По результатам численного исследования получены картины распределения скоростей и давлений в различных вариантах отводящих устройств СВН, позволяющие оценить эффективность разных конструкций отводящих устройств с кольцевым, спиральным, пространственным спиральным, бескамерным и обратным пространственным спиральным каналами и сделать вывод о целесообразности применения корпуса с пространственным спиральным отводящим устройством, в котором получены наименьшие гидравлические потери.

6. Определено рациональный диапазон основных проектных параметров корпуса с пространственным спиральным отводящим устройством, обеспечивающим повышение КПД свободновихревого насоса. При этом, относительное значение ширины свободной камеры находится в диапазоне $\bar{B} = 0,3 - 0,4$; значение угла наклона стенки отводящего канала $\beta_{cm} = 45$ град; относительное значение диаметра входа в насос $\bar{D}_0 = 0,4 - 0,55$. Рекомендуемый диапазон применения СВН с пространственным спиральным отводящим устройством находится в области коэффициента быстроходности $n_s = 60 - 180$, при этом значение КПД насоса составляет 48 - 55%. Также установлено, что

дальнейшее увеличение коэффициента быстроходности СВН нецелесообразно из-за значительного снижения его экономичности.

7. Проведено экспериментальные исследования работы свободновихревых насосов высокой быстроходности ($n_s = 168$) с кольцевым, спиральным и пространственным спиральным отводящими устройствами, результаты которых показали, что СВН с пространственным спиральным отводящим устройством является энергоэффективным, поскольку на 3% превышает КПД насоса со спиральным и на 4,5% с кольцевым отводящими устройствами. Расхождения между экспериментально полученными и расчетными характеристиками насосов на оптимальных по подаче режимах не превышают 3%. По результатам выполненных исследований разработаны методические рекомендации расчета и проектирования корпуса СВН с пространственным спиральным отводящим устройством.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Криштоп И. В. Создание проточной части свободновихревого насоса повышенной энергоэффективности / И. В. Криштоп // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 2/7(74). – С. 31–37.
2. Каталог промышленного оборудования компании Egger [Электронный ресурс] // Emile Egger & Cie SA. – 2013. – Режим доступа: http://www.eggerpumps.ch/Portals/0/pdfs/Turo_Produktblatt_e.pdf.
3. Насосы динамические. Методы испытаний : ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999). – [Действителен от 2008-06-01]. – М. : Стандартинформ, 2008. – 94 с. - (Межгосударственный стандарт).
4. Яременко О. В. Испытания насосов/ О. В. Яременко. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с. – (Справочное пособие).
5. Krishtop I. Numerical Approach for Simulation of Fluid Flow in Torque Flow Pumps / I. Krishtop, V. German, O. Gusak [and others]. // Trans Tech Publications. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 43–51 (входить до наукометричної бази Scopus).
6. Криштоп И. В. Оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2015. – № 6(1115). – С. 49-56.
7. Криштоп І. В. Планування багатofакторного віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня / І. В. Криштоп, Л. М. Салтанова, С. О. Лугова // Компресорне та енергетичне машинобудування. – 2015. – № 2(40). – С. 32-34.
8. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа «Туро». Перспективы применения в химических установках / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Хімічна промисловість України. – 2015. - № 2(127). – С. 40-44.
9. Криштоп И. В. Использование численных исследований при отработке проточной части СВН типа «TURO» высокой быстроходности /

И. В. Криштоп // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А. В. Загорулько, С. Н. Гудкова. – Сумы : ООО «Печатный дом «Папирус», 2014. – С. 74–81.

10. Пат. № 84940 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г., Лугова С. О.; заявник та патентовласник Сумський державний університет. - № u201303946 ; заявл. 01.04.13 ; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

11. Пат. № 98924 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201413065 ; заявл. 05.12.14 ; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.

12. Пат. № 99341 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500090 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10.

13. Пат. № 99588 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500091 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 10.06.15, Бюл. № 11.

14. Криштоп І. В. Свободновихревые насосы типа Д для перекачивания бумажных масс / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-22 квітня 2011 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов : тези доп. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч. 3. – С. 125.

15. Криштоп І. В. Оптимизация геометрии отвода свободновихревых насосов типа «TURO» / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч. 3. – С. 29.

16. Криштоп І. В. Перспективи розробки вільновихрового насоса типу «Туго» високої швидкохідності / І. В. Криштоп // Міжнародна науково-

технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 21-24 травня 2013 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2013. – С. 139.

17. Криштоп И. В. Повышение экономичности свободновихревого насоса путем конструктивных изменений его проточной части / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. - Ч. 2. - С. 68.

18. Криштоп І. В. Вплив немодельних змін робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса типу «Turo» / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма ІІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р. / ред. кол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 144.

19. Криштоп І. В. Оцінка впливу конструкції корпусу вільновихрового насоса типу «TURO» високої швидкохідності на його ККД / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика : матеріали науково-технічної конференції, м. Мелітополь, 17-19 вересня 2014 р.: тези доп. – Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2014. – С. 68.

20. Криштоп І. В. Особливості течії рідини у вільновихрових насосах / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14-17 квітня 2015 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 55.

21. Криштоп И. В. Проектирование энергоэффективного свободновихревого насоса типа «TURO» / И. В. Криштоп, А. Г. Гусак, В. Ф. Герман // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 26-29 травня 2015 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2015. – С. 163.

22. Евтушенко А. А. Влияние пазух одно- и двухлопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса, работающего на газожидкостной смеси // А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідраліка і пневматика". – 2006. – №3 (13). – С. 77-81.

23. Яхненко С. М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса / С. М. Яхненко // Міжнародна науково-технічна конференція "Гідромеханіка в інженерній практиці": тезиси докл. – Черкаси: ЧІТІ, 1998. – С. 55-62.

24. Zarzycki M. Badania pompy kretnej o swobodnym przepływie produkowanej seryjme / M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński // Zesz. nauk. PSJ. – 1974. – №425. – S. 103–119.

25. Каталог промышленного оборудования компании "Гидрокомпрессор" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://promfactor.ru/catalogue/svn/>.

26. Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przepływie do podnoszenia mieszaniny wody i ciał stałych / E. Bak // Prace Instytutu Maszyn Przepływowych. – 1975. – S. 235–241.

27. Фехтман В. Б. Применение смерчевых насосов для транспортирования высокоабразивных пульп / В. Б. Фехтман. // Деп. в МВ ССО СССР редколлегией журнала "Известия ВУЗов". – М.: 1976. - № 2304-76.

28. А. с. 482567 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / Е. К. Несытов, В. В. Иванов (СССР). - № 1875524/24-06 ; заявл. 24.01.73 ; опубл. 30.08.75, Бюл. № 32.

29. Lazarkiewicz S. Nawoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych / S. Lazarkiewicz, A. Tronskolanski // Warszawa: WNT. – 1966. - S. 283 - 288.

30. Котенко А. И. Оценка кавитационных качеств свободновихревых насосов / А. И. Котенко, В. Ф. Герман // Вісник СумДУ: технічні науки. – Суми: СумДУ. – 2008. - № 2. – С. 81–84.

31. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
32. United States Patent No 4475868 Switzerland, IPS F04D 29/44. Free Flow Pump / E. Egger. – Appl. No 445971 Filled: Dec. 1. 1982, Date of Patent: Oct. 9. 1984.
33. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин: ВНИИГидромаш: сбор. науч. тр. – 1977. – С. 40–52.
34. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Туго» / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. О. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №4/8(52). – С. 33–37.
35. Пат. № 56039 Украина, МПК F04D 7/00. Вільновихровий насос/ Панченко В. О., Евтушенко А. О., Соляник В. О., Моргаль О. С. - № u201006394; заявл. 25.05.10; опубл. 27.12.10, Бюл. №24.
36. Grabow G. Untersuchungen an Freistrompumpen / G. Grabow // Internationale Symposium “Pumpen und Verdichter”. – 1970. – S. 15–19.
37. Герман В. Ф. Свободновихревые насосы / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко; под общ. ред. А. Г. Гусака. - 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы: Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
38. Huddle F. The use of torque-flow pumps for suspended solids and entrained gases / F. Huddle // Pumps-Pompes-Pumpen.- 1979. - №150. - P. 116-120.
39. Heinrich W. Freistrompumpen in chemieanlagen / W. Heinrich // Chemie – Anlagen – verfahren. – 1972. – №8. – S. 69-73.
40. Герман В. Ф. Создание и исследование сточномассных свободновихревых насосов повышенной экономичности : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Герман Виктор Федорович. – Сумы, 1984. – 154 с.

41. Сапожников С. В. Влияние геометрических параметров неподвижных элементов корпуса свободновихревого насоса на его характеристики. // Тез. докл. наук. – техн. конф. Преподавателей, сотр. и студ. СФТИ. – Сумы: Редакционно-издательский отдел облуправления по печати, 1991. – С. 125.

42. Rüttschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen / K. Rüttschi // Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, №32. – S. 575–582.

43. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie / J. Rokita // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. – 1975. – №420. – S. 43–65.

44. Rokita J. Wpływ szerokosci lopatek wirnika i kadluba na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie / I. Rokita // Pr. Inst.masz. przepl. PAN. – 1967. – № 67– 68. – S. 221–233.

45. Герман В. Ф. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, И. Н. Чебаненко // Гидравлические машины. –1984. – №18. – С. 75–77.

46. Egger E. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleißende Fördergüter / E. Egger // Pumpen und Verdichter–Informationen. – 1967. – № 2. – 11 s.

47. Fitero J. Consideratii asupra pompelor cu rotor retras utilizabile in instalatiile de epniment / J. Fitero, F. Gynlai // Buletinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic “Traian Vura”. – 1977. – S. 98-102.

48. Grabow G. Pumpen zur Fordrung von Flussigkeiten nach dem Peripheral - Wemco und Turo - Prinzip. -Pumpen und Uerdichterinformationen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter-Informationen. - 1965. – № 2. – S. 19–26.

49. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // ЦИНТИ-Химнефтемаш. - 1978. – № 2. – 8 с.

50. Пресман Л. С. Смерчевые (свободновихревые) насосы. / Л. С. Пресман // Тр. ВНИИГидромаш. – М.: 1967. – Вып. 44. - С. 46-65.

51. Капелюш А. Н. Анализ рабочего процесса свободновихревого насоса: Вопросы гидравлической добычи угля / А. Н. Капелюш // Тр. ВНИИГидроугля. – 1966. – Вып. 7. – С. 65-77.

52. Скивли Г. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. Скивли, Д. Дюссор // Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192–202.

53. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. - 1983. – Vol. 26, №213. – S. 394–398.

54. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, K. Shiramoto // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 999–1006.

55. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО. – 1994. – С. 67-81.

56. Соляник В. О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу “Туго” : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Соляник Валерій Олександрович. – Суми, 1999. – 217 с.

57. Капелюш А. Н. Исследование рабочего процесса насосов свободновихревого типа с помощью скоростной киносъемки / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып 11. – С. 35–37.

58. Капелюш А. Н. Стендовые испытания углесоса 6УСВ / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып 5. – С. 17–20.

59. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym / M. Stepnewski // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, №16. – S. 493–497.

60. Egger E. verstopingsvrije wervelwaaierpompen / E. Egger // Klaarmeester. – 1976. – Vol. 11, №2. – 2 s.

61. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen / G. Grabow // Diss. - TH Magdeburg. - 1969. – 161 s.

62. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, №2. – S. 77–82.

63. Grabow G. Einfluß der Beschauflung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – №2. – S. 18–21.

64. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (Cavitation characteristic) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 254–258.

65. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 2. A Comparison between Analysis and Experimental Results, and a Design Method of Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, Kazuaki Shiramoto, Kazumasa Shiramoto, T. Kojima // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 1007-1013.

66. Герман В. Ф. Анализ структуры течения в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 3 (13). – С. 82–88.

67. Герман В. Ф. Влияние различных способов доводки рабочего колеса на картину течения и характеристики свободновихревого насоса типа “TURO” / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Проблемы машиностроения. – 2007. – Том 10, № 1. – С. 24–31.

68. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго» / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – Вып. 34. – С. 346-355.

69. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. - 2002. - №2 (13). - С. 110–113.

70. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // Гидромашиностроение. – М.: Энергия, 1972. – Вып. 43. – С. 3-9.

71. Евтушенко А. А. Развитие теории рабочего процесса, практики конструирования и применения динамических насосов : монография / А. А. Евтушенко.– Суми: СумГУ, 2013. – 515 с.

72. Евтушенко А. А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа «Туро» при работе на чистой жидкости и на газожидкостной среде / А. А. Евтушенко, С. В. Сапожников, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – К.: 1999. – Вып. 36. – С. 249-255.

73. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы/ А. А. Ломакин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

74. Яхненко С. М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Яхненко Сергей Михайлович. – Сумы, 2003. – 210 с.

75. Grabow G. Einsatz von Friestrompumpen zur Forderung abrasive Medien / G. Grabow // Pumpen and Verdichter- Informationen. – 1970. - №1. - S. 53-55.

76. А. с. 1229436 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / В. А. Соляник, И. А. Ковалев, А. А. Евтушенко, А. В. Вертячих [и др.] (СССР). - № 3809540/25-06 ; заявл. 06.11.84 ; опубл. 07.05.86, Бюл. № 17.

77. А. с. 1687888 СССР, МКИ F 04 D 5/00. Свободновихревой насос / А. И. Котенко, А. С. Мандрыка, В. Ф. Герман [и др] (СССР). – № 4777396/29-06; заявл. 02.01.90 ; опубл. 30.10.91, Бюл. № 40.

78. Ковалев И. А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики / И. А. Ковалев, В. А. Соляник // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев: ИСИО. – 1994. – С. 81–89.

79. Bak E. Badania pompy o swobodnym przeplywie/ E. Bak, J. Remisz. - Przegląd mechaniczny. – 1968. - №16. – P. 568-572.

80. Косторной С. Д. Проектирование спиральных отводов центробежных насосов трапецеидальной формы со скругленными углами / С. Д. Косторной, А. А. Чаплыгин // Вісник Сумського державного університету. Серія: технічні науки, 2010. — № 3, Т. 1. — С. 105-115.

81. Козлов С. Н. Расчет и проектирование отводящих устройств центробежных насосов / С. Н. Козлов, А. И. Петров // Учеб. пособие. – Ч. 1. – М: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 40 с.

82. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств : ГОСТ 8.586.1-5-2005. – [Действителен от 2007-01-01]. – М. : Стандартиформ, 2007. – 87с. - (Межгосударственный стандарт).

83. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами : РД 50-213-8. - [Действителен от 1982-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1982. - 320с. – (Руководящий нормативный документ).

84. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат / Под.ред. С. С. Руднева, А. Г. Подвиза. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.

85. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшинский. - М.: Наука, 1971. - 192 с.

86. Тимошенко Г. М. Теория инженерного эксперимента / Г. М. Тимошенко, П. Ф. Зима. – К.:УМК ВО, 1991. – 124 с. – (Учебное пособие).

87. J. F. Gulich. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957s.

88. Van den Braembussche, R. A. Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps. In Design and Analysis of High Speed Pumps (pp. 12-1 – 12-26). Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12. Neuilly-sur-Seine, France: RTO., 2006 Available from: <http://www.rto.nano.int/abstracts.asp/>.

89. Косторной, С. Д. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 1 -

Моделирование пространственного течения [Текст] / С. Д. Косторной, А. К. Давиденко // Вісник Сумського державного університету. — 1996. — №2(6). — С. 41-46.

90. Жарковский А. А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: автореф. дис. на соиск. научн. степ. докт. тех. наук : спец. 05.04.13 "Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты" / Жарковский Александр Аркадьевич. — Санкт-Петербург, 2003. — 32 с.

91. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский. — [6-е изд., перераб. и доп.]. — М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987. — 840 с.

92. Смирнов Е. М. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии / Е. М. Смирнов, Д. К. Зайцев // Збірник центру наукових публікацій: «III осінні наукові читання»: збірник статей (рівень стандарту, академічний рівень). — К. : Центр наукових публікацій, 2014. — 106 с.

93. Волков Н. И. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX / Н. И. Волков, А. Н. Кочевский // Вісник Сумського державного університету. Серія: технічні науки. — 2005. — №12(84). — С. 7-14.

94. Кочевский А. Н. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов / А. Н. Кочевский // Вісник Сумського державного університету. Серія: технічні науки. — 2004. — №13(72). — С. 5-20.

95. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [A. N. Kochevsky, S. N. Kozlov, K. M. Aye, A. Y. Schelyaev, V. N. Konshin] // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. — Houston, TX, USA. — 2005. — P. 412–423.

96. Lugova S. Determination of Static and Dynamic Component of Axial Force in Double Suction Centrifugal Pump / S. Lugova, H. Matvieieva, A. Rudenko, [and others]. // Trans Tech Publications. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 13–20.

97. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2006. – Режим доступа до ресурсу: <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>.

98. Карапузова М. В. Исследование структуры течения в боковых подводах гидромашин и некоторые рекомендации по их проектированию / Карапузова М. В., Луговая С. О., Твердохлеб И. Б. // Теория и практика насосов и компрессоростроения: монография / под ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумской государственный университет, 2011. – С.209 - 217.

99. Olga Demchenko Application of small-sized low speed axial stages in well pumps for water supply / A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun// Procedia Engineering. – 2012. – Vol.39. – S. 35-42.

100. Елин А. В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1. Моделирование течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса / А. В. Елин, А. Н. Кочевский, В. Н. Коньшин [и др.] // Насосы&Оборудование. – 2006. - №1 (36). - С. 20-24.

101. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, №8. – pp. 269-289.

102. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев // Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. – 108 с.

103. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3 – P. 269-289.

104. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2009. – Режим доступа до ресурсу: <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/CFX/xmod.pdf>.

105. Епифанова В. И. Спиральный отвод центробежной компрессорной ступени / В. И. Епифанова. - М.: Машгиз, 1956. - С. 40 – 70. - (Труды ВНИИкимаши. вып. 1).

106. Барлит В. В. Гидравлические турбины./ В. В. Барлит. - К.: Вища шк., 1977. – 360 с.

107. Мифтахов А. А. Входные и выходные устройства центробежных компрессоров / А. А. Мифтахов, В. И. Зыков // Под общей редакцией А. А. Мифтахова. Казань.: Фэн (Наука), 1996. – 198 с.

108. Полоцкий Н. Д. Расчет отводящих устройств центробежных насосов / Н. Д. Полоцкий, Ф. А. Богницкая, Р. М. Агульник; под ред. проф. С. С. Руднева. – М: Москва, 1967. – 48 с.

109. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. - 220 с.

110. Френкель Н. З. Гидравлика : учебник для механических и машиностроительных специальностей вузов / Н. З. Френкель. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : ГЭИ, 1956. – 456 с.

111. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины / О. В. Байбаков. – М. : Машиностроение, 1981. – 197 с.

112. Овсяников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. – 376 с.

113. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик; под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992.— 672 с.

114. Машин А. Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса / А. Н. Машин: учеб. пособие. – М.: МЭИ, 1980. 43 с.

115. Жумахов И. М. Спиральные насосы / И. М. Жумахов // Монография. – М.: Углетехиздат., 1948. – 196 с.

116. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномасных свободновихревых насосов : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Котенко Александр Иванович. – Сумы, 1989. – 175 с.

117. Хоанг В. Н. Результирующая осевая сила, действующая на ротор свободновихревого насоса: автореф. дис. канд. техн. наук : 05.04.13 / Хоанг Ван Най. – Харьков, 1987. – 18 с.

118. Пат. № 73533 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос/ Котенко О. І., Ніколаєнко Л. М., Салтанов С. І. – № u201203565; заявл. 26.03.12; опубл. 27.12.10, Бюл. №24.

119. Животовский Л. С. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы / Л. С. Животовский, Л. А. Смойловская. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

120. Сапожников С. В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами. // Праці II Респуб. наук. – техн. конф. “Гідромеханіка в інженерній практиці”. – Черкаси: ЧІТІ, 1998. – С. 81-86.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Криштопа Ігоря Володимировича

м. Суми

10 вересня 2015 р.

Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Криштопа Ігоря Володимировича впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах «Теорія турбомашин» та «Розрахунок та проектування насосів» і викладаються студентам спеціальності 6.050502 та 7.05050205 гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика.

Завідувач кафедри прикладної
гідроаеромеханіки, к.т.н., проф.

І. О. Ковальов

Декана факультету ТеСЕТ
к.т.н., доц.

О. Г. Гусак

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Генеральний директор
 ПАТ «ВНЦАЕН», к.т.н.
 А. К. Давиденко
 2015 р.



АКТ

впровадження матеріалу дисертаційної роботи
 аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки
 Сумського державного університету
 Криштопа Ігоря Володимировича

м. Суми

«03» 08 2015 р.

Даним актом засвідчується те, що результати дисертаційної роботи Криштопа І. В. прийняті до уваги та будуть використані при проектуванні проточної частини вільновихрових насосів типу «Туго». Запропоноване застосування просторового відвідного пристрою при проектуванні вільновихрових насосів дає можливість зменшити величину гідравлічних втрат, збільшити ККД насоса і отримати значний економічний ефект та розширити діапазон використання вільновихрових насосів високої швидкохідності.

Завідувач науково-дослідного
 відділу проточних частин, к.т.н.



С. О. Лугова

Заступник генерального директора
 по науковій роботі – головний
 конструктор, к.т.н.



О. С. Косторной

Перший заступник генерального
 директора – технічний директор,
 к.т.н.



А. А Руденко

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

Кушко В.А.

2015 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Криштопа Ігоря Володимировича

Даним актом засвідчується, що розроблені в результаті виконання дисертаційної роботи Криштопа І. В. науково-методичні рекомендації щодо проектування вільновихрових насосів високої швидкохідності були використані при розробці конструкторської документації вільновихрових насосів типу СВНМ та СВН, призначених для перекачування забруднених рідин.

Відвідний пристрій нового зразка вільновихрового насоса було спроектовано з використанням науково-методичних рекомендацій, отриманих Криштопом І.В. при виконанні кандидатської дисертації. Підтверджено, що використання вдосконаленого відвідного пристрою в вільновихрових насосах є доцільним, враховуючи покращення енергетичних та експлуатаційних характеристик насоса, а також зменшення масогабаритних показників відвідного пристрою зокрема та вільновихрового насосу в цілому.

Директор НТЦ – генеральний конструктор

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

к.т.н. А.А. Руденко