

На правах рукописи

ПЕТРОВ Алексей Игоревич

УДК 621.671

**СОЗДАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМ
ТЕРМОСТАБИЛИЗАЦИИ, РАБОТАЮЩИХ В
ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ.**

**Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины и
гидропневмоагрегаты**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук**

Москва – 2005 г.

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научные руководители – кандидат технических наук, доцент
Матвеев Игорь Васильевич
МГТУ им. Н.Э. Баумана, доцент
кафедры «Гидромеханика,
гидромашины и
гидропневмоавтоматика»

доктор технических наук, профессор
Караханьян Владимир Карпович,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, профессор
кафедры «Гидромеханика,
гидромашины и
гидропневмоавтоматика»

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Петров Владимир Иванович

кандидат технических наук
Анкудинов Анатолий Александрович

Ведущая организация: ЗАО НПО «Гидроماش»

Защита состоится «1» июня 2005 г. в 14 часов 30 минут на заседании диссертационного совета Д212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная., д.1, корпус факультета «Энергомашиностроение».

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Автореферат разослан «28» сентября 2005 г.

Желающие присутствовать на защите должны заблаговременно известить Совет письмами организаций на имя председателя Совета.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д212.141.16

кандидат технических наук



Глухов С.Д.

Общая характеристика работы

Актуальность работы: следует из необходимости создания насосов для систем термостабилизации радиоэлектронной аппаратуры и специального оборудования, используемых в военной технике и способных работать на загрязненной жидкости, в широком диапазоне подач и температур окружающей среды и в условиях ограничения потребляемой насосом мощности.

Цель работы заключается в создании ряда герметичных насосов, способных надежно работать длительное время на рабочих жидкостях, содержащих твердые включения $\varnothing$ до 0,1 мм, в широком диапазоне вязкостей жидкости (от 4 до 1000 сСт и выше) и широком диапазоне подач (4..12 л/мин), поиске путей повышения эффективности их работы и разработке инженерной методики расчета таких насосов.

Основные задачи исследования. В связи с указанной целью в работе поставлены и решались следующие задачи:

- Обоснование выбора типа насосного оборудования, обеспечивающего достижение поставленной цели на основе изучения существующих типов циркуляционных насосов малой мощности.
- Исследование влияния элементов проточной части насоса на КПД с целью достижения повышенных значений КПД насоса при высокой надежности и долговечности
- Создание ряда насосов сверхнизкой быстроходности для систем термостабилизации
- Исследование работы насосов для систем термостабилизации в условиях, адекватных реальным
- Разработка методики проектирования насосов сверхнизкой быстроходности, работающих при низких значениях чисел Рейнольдса.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- Получены качественно новые зависимости, характеризующих баланс энергии в малоизученных типах центробежных насосов
- Исследован ряд ранее не отмечавшихся явлений, возникающих в проточной части насоса при работе на высоковязких жидкостях в условиях низкой температуры
- Оценена величина гидравлических потерь при ламинарном режиме течения вязкой жидкости в рабочем колесе центробежного насоса сверхнизкой быстроходности
- Экспериментально определены оптимальные с точки зрения эффективности работы насоса диапазоны значений ряда геометрических параметров проточной части центробежного насоса сверхнизкой быстроходности.

Практическая ценность работы заключается в создании ряда новых насосов для систем термостабилизации, работающих в экстремальных условиях и не имеющих прямых аналогов. Разработана методика

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1715907

Петров А.И. Создание центр

проектирования подобных насосов и найдены пути повышения их эффективности и надежности.

Внедрение результатов работы: По предложенной в настоящей работе методике и с использованием полученных экспериментальных зависимостей был рассчитан и спроектирован ряд центробежных насосов, которые прошли испытания, в настоящее время выпускаются серийно НПП СЭМ и устанавливаются в системы термостабилизации специального назначения.

Апробация работы: результаты исследований докладывались на НТК МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 1995 г.), СНТК МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 1997 г.), СНТК МЭИ (г. Москва, 1998 г.), СНТК МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 1999 г.), выставке «АкваТерра» (г. Москва, 2000 г.), НТК ПГТУ (Пермь, 2001 г.), конференции СПбГТУ (СПб 2003г), юбилейной конференции МГТУ им. Н. Э. Баумана (г. Москва, 2004 г.).

Публикации: основное содержание диссертации опубликовано в 8 сборниках тезисов докладов, 1 статье и 4 отчетах по научно-исследовательской работе.

Структура и объем работы: Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников и 3 приложений. Содержание работы изложено на 144 страницах и иллюстрировано 41 рисунком. В приложении приведены конструктивные схемы и чертежи исследуемых насосов, а также графики зависимостей вязкостей используемых рабочих жидкостей от температуры. Список использованных источников содержит 64 наименования.

Краткое содержание работы.

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы. Для малорасходных и высоконапорных насосов систем термостабилизации наиболее важными проблемами являются повышение КПД насоса при условии долговременной работы на загрязненных жидкостях, а также обеспечение запуска и устойчивой работы насоса на высоковязких жидкостях (при низких температурах окружающей среды). Конструкция насоса должна обеспечивать выполнение этих требований.

В первой главе проводится сравнительный анализ различных конструкций насосов (центробежные, вихревые, черпаковый, дисковый и др.) и обосновывается необходимость применения центробежного насоса сверхнизкой ($n_s \leq 20$) быстроходности. Формулируются основные проблемы, возникающие при проектировании данного типа насосов – необходимость повышения КПД, обеспечения требуемого ресурса работы, работа насоса на высоковязких и загрязненных жидкостях. Проводится обзор теоретических и экспериментальных работ,

посвященных вопросам исследования рабочих органов насосов низкой и сверхнизкой быстроходности.

Отмечено, что в известных теоретических и экспериментальных работах вопросы создания и исследования центробежных насосов сверхнизкого (менее 20) n_s практически не рассматриваются, а данных о работе таких насосов на рабочих жидкостях высокой вязкости ни в одной работе не содержится. Отсутствуют рекомендации, позволяющие на стадии проектирования с должной точностью оценить КПД насоса. Единая методика расчета проточной части (особенно для насосов с открытыми рабочими колесами) также отсутствует. Существующие эмпирические методики расчета центробежных насосов с открытыми рабочими колесами разработаны для насосов с быстроходностью более 40.

Во второй главе проводится анализ возможных конструктивных схем рабочего колеса насоса сверхнизкой быстроходности (открытое, закрытое, полукрытое) и производится сравнение мощности потерь на дисковое трение для насосов с открытым и закрытым рабочими колесами, а также эффективности их работы на рабочей жидкости малой вязкости и эксплуатационных характеристик различных типов рабочих колес.

Расчет и эксперимент показали, что мощность потерь дискового трения открытого рабочего колеса, оцененная по методике, предложенной М.В. Краевым, при малых вязкостях рабочей жидкости может несколько превышать мощность потерь дискового трения для закрытого колеса, а при увеличении вязкости потери на закрытом колесе существенно выше (в 2 и более раза).

Сравнительные испытания открытого, закрытого и полукрытого рабочих колес на жидкости малой вязкости выявили, что закрытое колесо имеет несколько большие КПД (на 4..5%) и коэффициент напора, чем открытое и полукрытое (рис. 1).

Сравнение закрытых и открытых рабочих колес с точки зрения эксплуатационных характеристик показали, что возможность применения закрытого рабочего колеса сверхнизкой быстроходности при работе на загрязненной жидкости ограничена вследствие быстрого износа щелевых или иных уплотнений. При отсутствии уплотнений на закрытом рабочем колесе появляется большая осевая сила.

Таким образом, на основе проведенного по вышеперечисленным критериям анализа установлено, что при работе на загрязненной жидкости наиболее применимо открытое рабочее колесо.

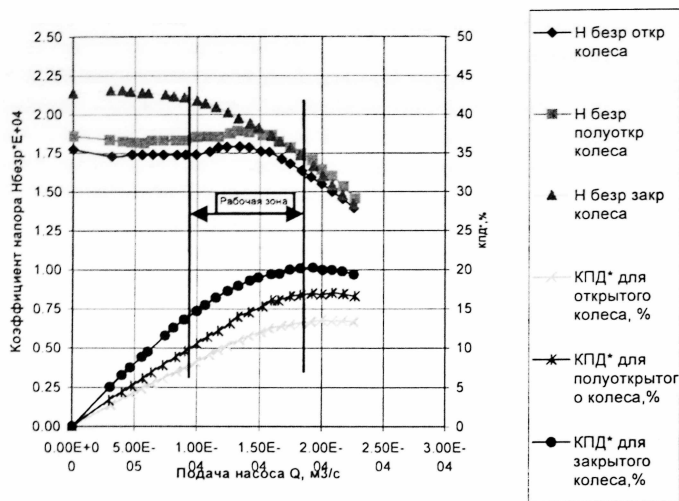


Рис. 1. Экспериментальная зависимость безразмерного напора и КПД* от подачи насоса для трех типов колес.

Важным фактором, определяющим эффективность работы насоса, является нахождение оптимальной формы проточной части насоса с открытым рабочим колесом, определение влияния таких параметров, как углы установки и количество лопастей рабочего колеса, торцевые зазоры, размеры дисков колеса, наличие или отсутствие разгрузочных отверстий, форма и размеры проходных сечений отводящих устройств, и ряд других. Экспериментальное определение степени влияния этих факторов позволит выработать рекомендации по созданию насосов такого типа.

В третьей главе приводится описание экспериментальных установок, конструктивных элементов проточной части, методики проведения исследований и оценка погрешностей измерений.

Для проведения исследований были использованы пять экспериментальных установок, позволяющих проводить испытания экспериментальных насосов на рабочих жидкостях ОЖ-40 и ОЖ-65 (антифризы на основе этиленгликоля) и на воде, причем стенд для проведения испытаний на рабочей жидкости ОЖ-65 был смонтирован в климатической камере, позволяющей менять температуру окружающей среды и рабочей жидкости в диапазоне от +40 до -60°C с достаточно высокой точностью (с целью имитации процессов запуска и работы насоса при низких температурах) (рис. 2).

Кроме того, для удобства проведения экспериментов по исследованию работы насоса на рабочих жидкостях высокой вязкости был создан четвертый стенд, использующий в качестве рабочей жидкости масло И50, что позволило проводить эксперименты при нормальной температуре

(постоянная температура и, соответственно, вязкость рабочей жидкости поддерживалась с помощью масловодяного теплообменника).

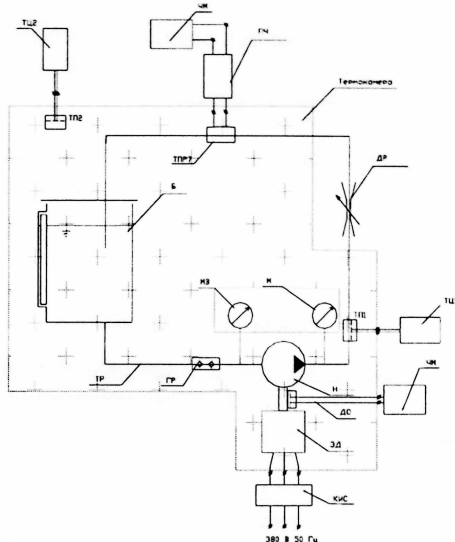


Рис. 2. Схема стенда №3 для испытаний насосов в термобарокамере при низких температурах окружающей среды и рабочей жидкости.

В процессе испытаний исследовались экспериментальные образцы насосов, конструкция которых позволяла проводить изменения геометрии рабочего колеса и отводящих устройств в ходе проведения испытаний. Для определения характера и величины потерь в направляющем аппарате насоса и испытания различных направляющих аппаратов была создана отдельная установка.

Также имелся ряд вспомогательных установок, служащих для тарировок различных средств измерений.

В данной главе выполнен расчет погрешности определения и расчета основных параметров насоса.

Экспериментальные установки и используемые измерительные приборы позволяли определять общий КПД насосов с относительной погрешностью, не превышавшей 2%.

Четвертая глава посвящена анализу экспериментальных зависимостей, полученных в ходе проведения экспериментов по работе насосов при нормальной температуре.

В процессе исследований оценивались: влияние на эффективность работы насоса «степени открытости» рабочего колеса, влияние угла установки лопастей на выходе из рабочего колеса β_2 на параметры насоса, влияние количества лопастей рабочего колеса и числа каналов направляющего аппарата, наличие или отсутствие разгрузочных

отверстий в диске колеса, степень и пределы влияния величины переднего и заднего торцевых зазоров между рабочим колесом открытого типа и корпусом насоса на параметры насоса.

Основными параметрами, по которым велась оценка эффективности работы насоса, были

- напор колеса, представленный в безразмерной форме:

$$H_{БЕЗР} = \frac{H_H}{n^2 D_2^2}, \text{ где } H_H - \text{напор насоса в м, } n - \text{частота вращения}$$

вала, об/мин и D_2 – диаметр выхода из рабочего колеса, м.

- КПД, представленный как КПД*, который может быть определен следующим образом:

$$\eta^* = \frac{Q \rho g H}{N_{ВА/ЛА} - N_{ПР}}, \text{ где } Q \text{ и } H - \text{подача и напор насоса, } N_{\text{вала}} -$$

мощность на валу насоса, $N_{пр}$ – мощность потерь в магнитном приводе насоса (на магнитной муфте и в подшипниках), а для негерметичного насоса - сумма потерь в подшипниках и уплотнениях.

Исследования влияния диаметра заднего диска рабочего колеса (в ходе испытаний с изменением диаметра диска торцевые зазоры между рабочим колесом и корпусом поддерживались неизменными) показали, что с уменьшением отношения $D_{\text{диска}}/D_2$ КПД* падает на 4% (рис.3).

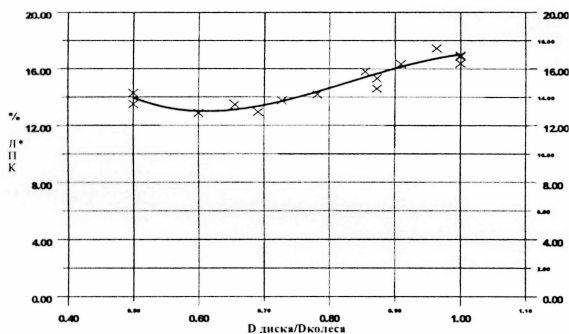


Рис.3. Зависимость КПД* для полукрытого рабочего колеса от отношения $D_{\text{диска}}/D_2$.

Была проведена также серия экспериментов с целью изучения влияния на параметры насоса угла β_2 . Полученные данные позволили обобщить на насосы сверхнизкой быстроходности с открытыми рабочими колесами известную ранее зависимость об уменьшении влияния угла β_2 с уменьшением n_s (напор и КПД насоса при переходе от $\beta_2 = 90^\circ$ к $\beta_2 = 72^\circ$

изменялись в пределах 1..1,5%, что укладывается в погрешность эксперимента).

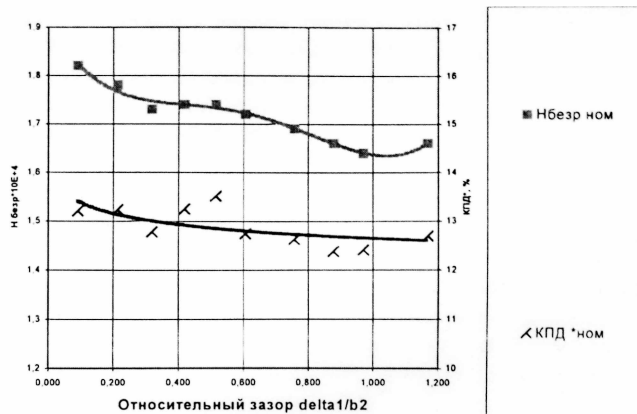


Рис. 4 Экспериментальная зависимость $H_{\text{безр}}$ и КПД^* от относительной величины переднего торцевого зазора.

Определена зона малой чувствительности КПД для насоса сверхнизкого p_s с открытыми рабочими колесами к величине переднего и заднего торцевых зазоров между рабочим колесом открытого типа и корпусом насоса, которая для переднего зазора расположена в области $\delta_1/b_2 = 0,3..0,8$ (рис.4).

Исследование влияния числа лопастей рабочего колеса на параметры насоса показало, что это влияние незначительно (при изменении z от 10 до 24)(рис. 5).

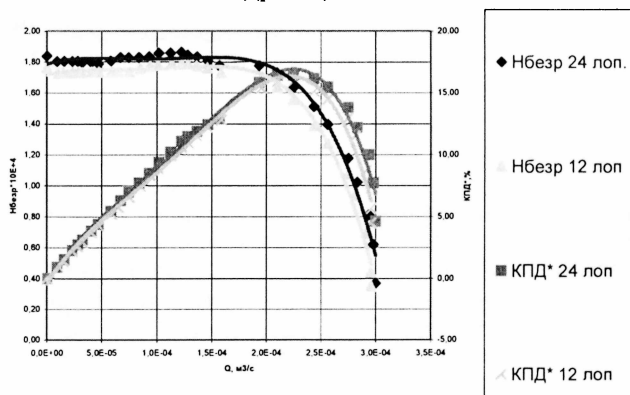


Рис. 5. Экспериментальная зависимость $H_{\text{безр}}$ и КПД^* от числа лопастей рабочего колеса.

Поскольку применение полуоткрытого рабочего колеса приводит к появлению дополнительной осевой силы на роторе насоса, были проведены эксперименты по определению эпюры давления на задней поверхности диска колеса и сделана попытка добиться изменения этой эпюры и снижения осевой силы посредством разгрузочных отверстий в диске. Был установлен факт, что в полуоткрытом колесе (степень открытости = 0,5) наличие разгрузочных отверстий в диске увеличивает напор насоса.

При проведении опытов по подрезке колеса подтверждена зависимость для насосов данного типа напора и расхода от диаметра рабочего колеса, известная из теории подобия лопастных гидромашин.

При исследовании влияния на параметры насоса размеров отводящего устройства исследовались спиральные отводы прямоугольного сечения с коническим диффузором и направляющие аппараты. Установлено, что для насосов сверхнизкой быстроходности широко применяемая методика, основанная на гипотезе постоянства момента скорости потока в сечении спирального отвода ($rv_u = \text{const}$) не вполне применима, т.к. дает заниженные значения размеров расчетного сечения отвода.

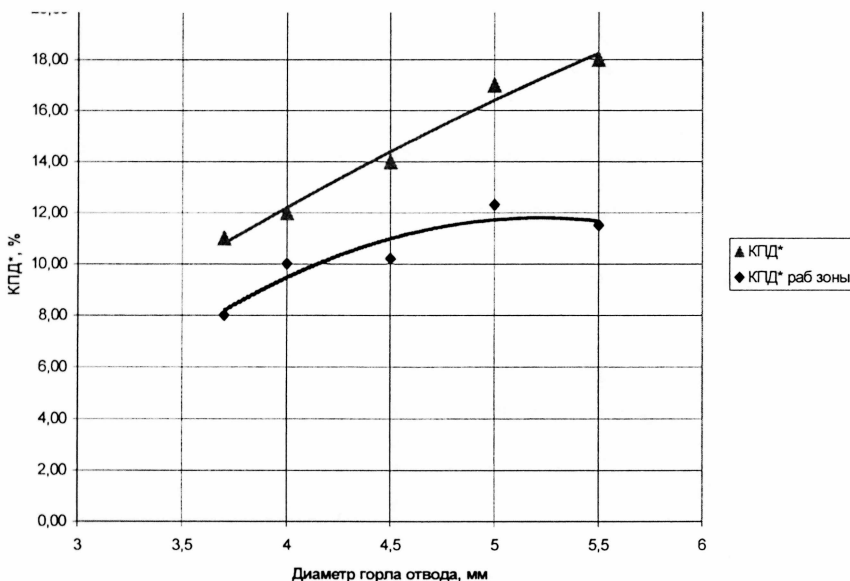


Рис. 6. Зависимость КПД* при оптимальных режимах работы насоса, и КПД* по рабочей зоне характеристики, от диаметра горла отвода.

На рис. 6 приведены экспериментальные зависимости КПД и безразмерного напора насоса от диаметра горла диффузора спирального

отвода (расчет по общепринятой методике с поправкой А.Н. Машина дает значение диаметра 3,7 мм).

Также экспериментально исследовалось влияние числа и размеров каналов направляющего аппарата, по результатам чего сделаны выводы, что необходимо при проектировании насосов данного типа:

- увеличивать площадь проходного сечения направляющего аппарата на 30..50% по сравнению с рассчитанной по методам, основанным на гипотезе о постоянстве момента скорости по сечению отвода
- принимать число каналов направляющего аппарата равным 2 или 3, поскольку увеличение числа каналов приводит к уменьшению размеров сечения, что увеличивает степень влияния толщины пограничного слоя на стенках отвода на распределение скоростей в потоке.

По результатам описанных в данной главе экспериментальных исследований выработаны следующие рекомендации по расчету проточной части центробежного насоса сверхнизкой быстроходности:

1. Значение относительной ширины рабочего колеса на выходе b_2/D_2 целесообразно выбирать в пределах 0,025..0,03
2. Значение относительной ширины переднего торцевого зазора δ_1/b_2 можно назначить в пределах 0,2..0,4, если технологически невозможно принять меньшие значения
3. Значение относительной ширины заднего торцевого зазора δ_2/b_2 следует выбирать в пределах 0,5..0,7 и менее
4. «Степень открытости» рабочего колеса D_n/D_2 следует выбирать возможно большей (т.к. полуоткрытое колесо имеет более высокий КПД), однако этому препятствует возрастание осевой силы на колесе.
5. Величина диаметра горла спирального отвода D_r для достижения оптимально КПД должна быть увеличена по сравнению с рассчитанной для данного насоса по методике, предложенной А.Н. Машиным на 20..30%
6. Число каналов направляющего аппарата следует принимать равным 2..3, а площадь расчетного сечения канала увеличивать на 30..50% по сравнению с рассчитанными на основании гипотезы о постоянстве момента скорости потока в отводящем устройстве.
7. Угол установки лопастей рабочего колеса на выходе рекомендуется принимать равным 90° для колес быстроходности 20..25 и $70..80^\circ$ для колес быстроходности 25..35, а сами лопасти выполнять прямыми, что делает колесо более технологичным
8. Количество лопастей рабочего колеса для данного диапазона n_s (15..30) целесообразно принимать равным 10 или 12 (большие значения принимаются для меньших n_s)
9. Шероховатость поверхности рабочего колеса в пределах $Ra3,2..Ra0,63$ не оказывает влияния на параметры насоса

10. Толщина лопастей рабочего колеса не оказывает существенного влияния на параметры насоса (кавитационные качества не рассматривались) и при отсутствии высоких требований к насосу по всасывающей способности должна выбираться из условий прочности лопастей в зависимости от степени открытости рабочего колеса и материала рабочего колеса.

Данные рекомендации могут быть использованы в качестве практической методики расчета данных насосов. В конце главы приведен примерный порядок расчета такого насоса на основании вышеприведенных рекомендаций.

В пятой главе рассматриваются вопросы, связанные с запуском и работой центробежного насоса сверхнизкой быстроходности на рабочей жидкости высокой (до 1000 сСт) вязкости (при низких температурах окружающей среды).

Среди проблем, возникающих при запуске и работе насоса в данных условиях, можно выделить следующие:

1. Температурные деформации элементов конструкции насоса, что может привести к заклиниванию ротора насоса.
2. Деформации элементов конструкции насоса (в первую очередь лопастей рабочего колеса), вызванные увеличением гидродинамических нагрузок на них.
3. Срыв магнитной муфты при запуске насоса, вызванный чрезмерно большим моментом на муфте (из-за резко увеличившейся мощности, потребляемой насосом).
4. Существенное увеличение мощности, потребляемой насосом, что может привести к выходу из строя электродвигателя.
5. Резкое повышение потерь дискового трения.
6. Резкое повышение гидравлических потерь в проточной части насоса в результате увеличения вязкости перекачиваемой жидкости приводит к столь же резкому падению параметров насоса.
7. Возможно изменение режимов течения жидкости в проточной части насоса (от ламинарного при пуске к турбулентному (расчеты показали, что для каналов направляющего аппарата число Рейнольдса равно 8..15, для каналов рабочего колеса – 15..20)).

Проблемы 1, 2, 3 и 4 были решены в ходе конструктивной доработки насоса. Данные вопросы в этой работе не рассматриваются.

Для оценки величины гидравлических потерь в насосе при высокой вязкости рабочей жидкости и поиска путей их уменьшения были выполнены следующие работы:

1. Теоретическая оценка гидравлических потерь в рабочем колесе насоса при ламинарном режиме течения в колесе.

2. Экспериментальное определение параметров насоса при работе на высоковязкой рабочей жидкости и сопоставление их с результатами, полученными расчетным путем.
3. Экспериментальное исследование течения жидкости в каналах направляющего аппарата (при высокой вязкости рабочей жидкости) с целью определения величины и характера гидравлических потерь в нем.
4. Оптимизация конструкции направляющего аппарата с целью получения наименьших потерь и его испытания.

Для оценки величины напора рабочего колеса и гидравлических потерь в нем при ламинарном режиме течения жидкости рассматривалось закрытое колесо постоянной ширины ($b_2 = \text{const}$) с радиальными лопастями ($\beta_2 = 90^\circ$). Выбор такого колеса обусловлен, во-первых, тем, что при малых торцевых зазорах, большом числе лопастей колеса и высокой вязкости рабочей жидкости течение в закрытом и открытом рабочих колесах принципиально не отличаются, что подтверждено, в частности, экспериментами, проведенными в ВНИИГидромаш, и во-вторых, угол наклона передней кромки колеса, используемого в насосе, к вертикали не превышает 10° , что позволяет рассматривать ширину колеса практически постоянной и существенно упрощает построение модели течения.

Расчетная схема рабочего колеса приведена на рис. 7.

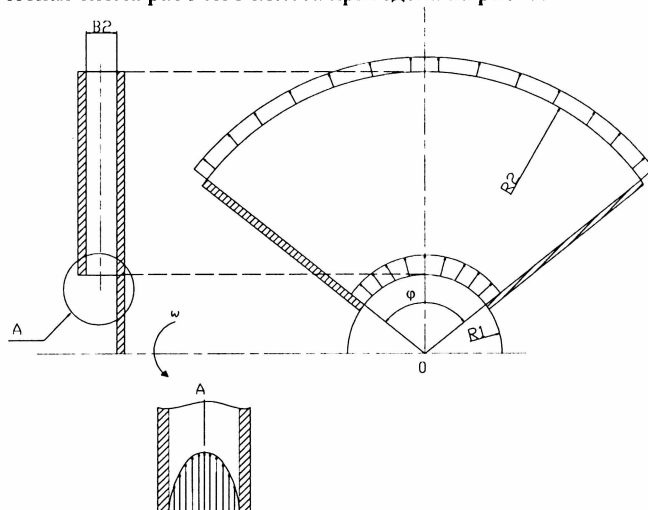


Рис. 7. Принятая расчетная схема рабочего колеса

Расчетная модель основана на следующих гипотезах:

1. Гипотеза полной направленности относительного потока лопастями.

2. Учитываются только потери на трение жидкости о внутренние поверхности дисков колеса. Трением о лопасти пренебрегаем, т.к. площадь поверхности лопастей много меньше площади поверхности дисков.

3. Принят параболический закон распределения скоростей по высоте канала между дисками.

4. Течение от линейного источника, расположенного на оси насоса О, происходит в поле действия массовой силы $\omega^2 r$ (центробежная сила).

Непосредственным результатом расчета является определение перепада давлений на колесе $P_2 - P_1$ в функции от расхода Q через колесо, в качестве параметра используется величина вязкости рабочей жидкости.

Для расчета используем уравнения движения вязкой жидкости, записанные в цилиндрической системе координат. При написании уравнений учитываем следующее:

скорости движения жидкости запишутся как $V_z=0$, $V_\varphi=0$, $V_r=u(r,\varphi,z)$, из условия стационарности течения $\partial P/\partial t=0$;

Проекции массовой силы определим следующим образом: $F_r=\omega^2 r$, $F_\varphi=2u*\omega$, $F_z=0$;

распределение скорости по углу φ , как было принято выше, равномерное: $\partial u/\partial \varphi=0$.

При таких условиях система уравнений в цилиндрических координатах примет вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} = 0 \\ V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} = \omega^2 r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \\ 0 = 2u\omega - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \end{cases}$$

Записывая данную систему через касательные напряжения, получим:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} = 0 \\ u \frac{\partial u}{\partial r} = \omega^2 r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial z} \\ 2u\omega = \frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \end{cases}$$

Граничные и начальные условия сформулированы следующим образом: профиль скорости на входе в канал задан как $u=u_0(\varphi)(b-z-z^2)$ (профиль Пуазейля), $u(0)=0$, $u(b)=0$, $u_0(\varphi)=\text{const}$.

Интегрируя данную систему, получаем выражение для перепада давлений на рабочем колесе в функции от расхода через колесо и вязкости рабочей жидкости при ламинарном режиме течения.

$$\Delta P = \frac{\rho \omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) - \frac{12 \nu Q_k \rho}{\varphi_k b^3} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) - \frac{6 Q_k^2 \rho}{5 \varphi_k^2 b^2} \left(\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2} \right), \text{ где}$$

$\frac{Q_i}{\varphi_i} = \frac{Q}{2\pi}$, где Q – полный расход через колесо.

Рассчитав теоретический напор колеса по уравнению Эйлера, а напор расчетный – по найденной выше формуле, с учетом добавления скоростного напора на выходе из колеса (принимая гипотезу бесконечного числа лопастей), получим зависимости теоретического и расчетного напора колеса и гидравлического КПД колеса от подачи насоса, приведенную на рис. 8.

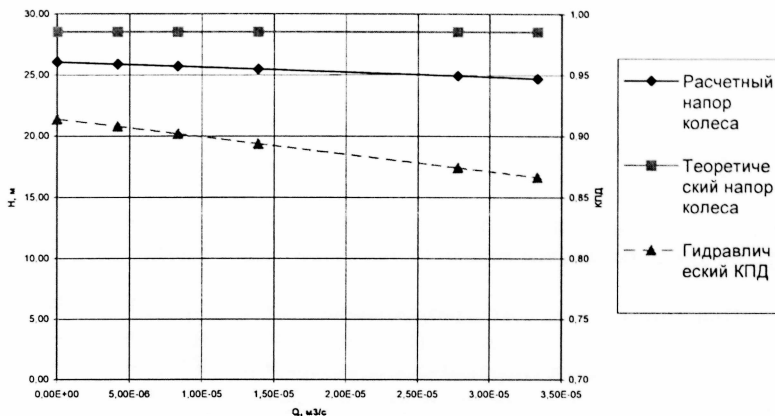


Рис. 8. Зависимости теоретического и расчетного напора рабочего колеса, а также расчетного гидравлического КПД колеса от подачи.

Из показанных на рис. 8 зависимостей, характеризующих оценку эффективности работы лопастного колеса при ламинарном режиме течения в нем, можно сделать следующие выводы:

1. Оценив гидравлические потери в рабочем колесе насоса сверхнизкой вязкости по приведенному выше методу, можно заключить, что их величина относительно невелика и расчетный гидравлический КПД колеса имеет величину не менее 85%
2. Поскольку действительный напор насоса (около 7..8 м) существенно меньше определенного выше расчетного напора колеса, то можно сделать вывод, что основные гидравлические потери в таком насосе имеют место в отводящих устройствах, исследование и доработка которых необходимы для повышения параметров насоса при работе на высоковязкой жидкости.

Исследования течения в направляющем аппарате проводились экспериментальными методами и позволяют утверждать, что при увеличении вязкости рабочей жидкости до 250..300 сСт характер течения

становится переходным, а при вязкости 350..450 сСт ($Re=150..200$) и более – чисто ламинарным (рис.9).

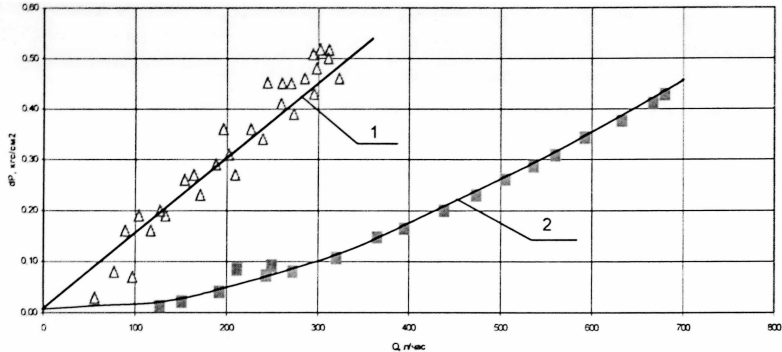


Рис. 9. Зависимость потерь в направляющем аппарате от подачи насоса (1-при вязкости рабочей жидкости 800 сСт, 2 – при вязкости 10 сСт)

При этом была экспериментально (путем замера давлений в различных точках направляющего аппарата на работающем насосе) определена величина гидравлических потерь в каждом участке канала, и наибольшие потери имели место в прямом канале (особенно в диффузорной части) (рис. 10). Здесь терялось до 30% напора колеса 1-й ступени насоса (4..6 м).

По результатам проведенных исследований стала ясна необходимость и возможность снижения гидравлических потерь в каналах направляющего аппарата. С этой целью было увеличено сечение входного участка прямого канала (рис. 11), как места, где скорость жидкости была наибольшей.

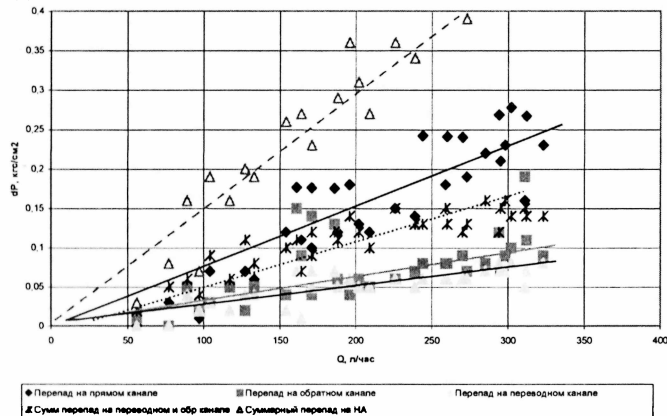


Рис. 10. Зависимости перепада давлений на каналах направляющего аппарата от подачи насоса

Это нарушило форму диффузора и привело к некоторому снижению параметров насоса при работе в нормальных условиях, однако резко уменьшило потери в отводящем устройстве и привело к увеличению напора насоса в условиях работы при высокой вязкости.

На рис. 12 показаны итоговые зависимости относительного безразмерного напора насоса (т.е. отношения безразмерного напора при данной вязкости рабочей жидкости к безразмерному напору, определенному при малой вязкости рабочей жидкости) от числа Рейнольдса ($Re_{\text{лопат.}}$). Здесь приведены три графика – график Суханова, приведенный этим автором для исследованных им насосов низкой и средней быстроходности, график, полученный по итогам испытаний

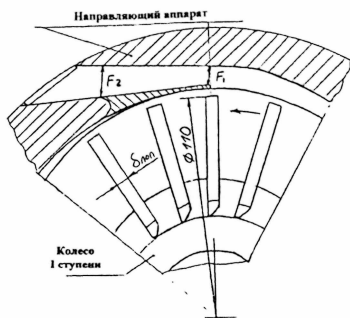


Рис. 11. Схема предлагаемого изменения сечения входного участка направляющего аппарата

исследуемого насоса сверхнизкой быстроходности с исходным направляющим аппаратом во всем диапазоне чисел Рейнольдса, и график, полученный по итогам испытаний исследуемого насоса с доработанным направляющим аппаратом.

Из анализа приведенных зависимостей можно заключить следующее:

- исследуемый насос с исходным направляющим аппаратом имеет резкое падение характеристик в области малых чисел Рейнольдса, что, как показано выше, является, в частности, следствием существенного увеличения потерь энергии в каналах направляющего аппарата при работе насоса на рабочих жидкостях высокой вязкости
- доработка направляющего аппарата позволила снизить потери в нем и повысить напор насоса при малых числах Рейнольдса
- относительная безразмерная характеристика доработанного насоса в целом соответствует приведенной Сухановым для насосов большей быстроходности, что позволяет использовать диаграмму Суханова для прогнозирования характеристик такого насоса в области малых чисел Рейнольдса.

Насосные агрегаты с доработанным направляющим аппаратом успешно запускаются и работают в требуемом диапазоне температур рабочей жидкости (до -55°C).



Рис. 12. Итоговые зависимости относительного безразмерного напора насоса от числа Рейнольдса

Основные выводы и результаты.

Основным результатом работы является создание ряда 1- и 2-х ступенчатых центробежных насосов сверхнизкой быстроходности, способных работать длительное время на загрязненной жидкости и при высокой вязкости рабочей жидкости.

Обобщая результаты исследований, можно сделать следующие выводы:

1. Доказана возможность создания достаточно экономичных насосов сверхнизкой (менее 20 на 1 ступень) быстроходности, способных работать в экстремальных условиях.
2. Определена зона нечувствительности КПД насоса сверхнизкого n_s с открытыми рабочими колесами к осевому зазору между рабочим колесом и корпусом (в пределах δ_1/b_2 0,2..0,4) .
3. Определено влияние «степени открытости» рабочего колеса на характеристики насоса.
4. Установлено, что при малых n_s практически отсутствует влияние угла установки лопастей рабочего колеса (в пределах от 72 до 90°) на параметры насоса.
5. Определена малая степень влияния числа лопастей рабочего колеса на параметры насоса при $z=10..24$.
6. Приведены рекомендации по расчету и проектированию рабочих колес и направляющих аппаратов таких насосов, в том числе с учетом их работы на рабочих жидкостях высокой вязкости.

7. Экспериментально доказана возможность наличия ламинарного режима течения в проточной части центробежного насоса сверхнизкой быстроходности и оценен расчетным путем напор колеса при таком режиме течения.
8. Созданные на основе проведенных исследований насосы внедрены в спецтехнике и успешно эксплуатируются.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Матвеев И.В., Петров А.И. Исследование влияния осевого зазора между открытым рабочим колесом и корпусом на характеристики насоса // 165-лет МГТУ им. Баумана.: Тез. докл. МНТК - М., 1995. - С. 64.

2. Матвеев И.В., Петров А.И. Исследование влияния на напорную характеристику насоса переднего зазора между открытым рабочим колесом и корпусом // 50 лет каф. ГМ.: Тез. докл. МНТК - М., 1996. - С. 87.

2. Матвеев И.В., Петров А.И. Исследование центробежного насоса сверхнизкой быстроходности с рабочим колесом открытого типа // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтом.: Тез. докл. МСНТК- М., 1997. - С. 35.

4. Матвеев И.В., Петров А.И. Исследование влияния формы ведущего диска рабочего колеса центробежного насоса сверхнизкого n_s на характеристики насоса // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтом.: Тез. докл. МСНТК - М., 1998. - С. 62.

5. Матвеев И.В., Петров А.И. Исследование влияния рабочих колес сверхнизкого коэффициента n_s на эффективность работы центробежного насоса // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтом.: Тез. докл. МСНТК- М., 1999. - С. 26.

6. Петров А.И. Проблемы запуска циркуляционных насосов систем термостабилизации при низких температурах // Forth International Specialized Exhibition «AQUA-THERM 2000».: Seminar "WATER TREATMENT", 2000.

7. Петров А.И. Работа центробежных насосов сверхнизкой быстроходности ПГТУ «Гидравл С. 150-159.

8. Петров А. параметры цел открытыми раб будущее.: Тез. д

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

МГТУ
ИМ. Н. Э. БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА

1715907

1715907