П 410954

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ОБОДЯК Виктор Корнельевич

УДК 621.671

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХВАЛЬНЫХ НАСОСОВ С ПОВЫШЕННОЙ СТОЙКОСТЬЮ ПРОТИВ КАВИТАЦИОННОГО РАЗРУШЕНИЯ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ПОДАЧ

Специальность 05.04.03. - Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва - 1983

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Байбаков О.В.

Официальные оппоненты – доктор технических наук Шапиро А.С., КБ "Химмаш"

– доцент, кандидат техн.наук Евтушенко А.А., СФХПИ им.В.И.Ленина

Ведущая организация – ВНИИГИДРОМАШ

Защита диссертации состоится "26" декабря 1983 г. в 14 час. 30 мин. на [illegible] совета К053.15.07 в Московс[illegible]-на; г.Москва, 2-я Б[illegible]

С диссертацией [illegible] ского высшего техни[illegible]

Автореферат ра[illegible]

Ученый се[illegible] специализиров[illegible]

М 410954

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХВАЛЬНЫХ НАСОСОВ С ПОВЫШЕННОЙ СТОЙКОСТЬЮ ПРОТИВ КАВИТАЦИОННОГО РАЗРУШЕНИЯ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ПОДАЧ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решениями XXVI съезда КПСС в качестве одной из важнейших народнохозяйственных задач поставлена задача дальнейшего развития энергетики, в частности, тепловых и атомных электростанций. Развитие энергетики идет по пути все большего увеличения единичных мощностей блоков электростанций. Соответственно растут и единичные мощности насосного оборудования и повышаются требования к их кавитационным качествам. Для удовлетворения этих требований применяют предвключенные осевые колеса (шнеки), работающие в режимах сильно развитой кавитации. Это ведет к их кавитационному разрушению, особенно сильному на режимах частичных подач. Существующие методы защиты шнеков от кавитационного разрушения на таких режимах недостаточно эффективны. Для уменьшения кавитационной эрозии шнеков на режимах частичных подач может быть применена двухвальная конструкция насоса, у которого частота вращения шнека изменяется пропорционально подаче. Поскольку повышение долговечности и надежности насосного оборудования является важной задачей, то исследование возможности применения с этой целью двухвальных насосов становится актуальным.

Цель работы состоит в создании двухвальных насосов с регулируемой по подаче частотой вращения первой ступени, имеющих повышенную стойкость против кавитационного разрушения в широком диапазоне подач.

Основные задачи исследования:

1) исследование эрозионных, кавитационных и энергетических свойств двухвальных насосов со шнеком в качестве рабочего органа низкооборотной ступени;

2) определение оптимальной зависимости между частотой вращения низкооборотного шнека и подачей;

3) выбор оптимальной формы шнека;

4) выработка рекомендаций по разработке конструкции двухвального насоса, обеспечивающего пониженное кавитационное разрушение

МЧ10954

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1410954
Оболяк В.К.Исследование д

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

в широком диапазоне подач.

Научная новизна:

- впервые выполнены систематические исследования кавитационного воздействия на шнеки двухвальных насосов, а также кавитационных и энергетических свойств двухвального насоса со шнеком в качестве рабочего органа низкооборотной ступени;

- установлено, что для уменьшения кавитационного разрушения в широком диапазоне подач оптимальной является прямо пропорциональная зависимость между частотой вращения низкооборотного шнека и подачей;

- установлено, что для изменения частоты вращения низкооборотной ступени двухвального насоса с помощью нерегулируемой гидропередачи по закону прямой пропорциональности частоты вращения и подачи насоса необходимо, чтобы момент низкооборотного колеса уменьшался с увеличением подачи;

- выявлена перспективность применения для привода низкооборотной ступени двухвального насоса гидромуфты с плоскими наклонными лопатками турбинного и насосного колес, а также турбинного колеса, помещенного на выходе из колеса высокооборотной ступени насоса.

Практическая ценность работы заключается в разработке способа увеличения стойкости предвключенных шнеков против кавитационного разрушения в широком диапазоне подач, а также в разработке рекомендаций по проектированию проточной части двухвального насоса с повышенной стойкостью против кавитационного разрушения.

Внедрение результатов работы. Результаты работы внедрены во ВНИИАЭН при выполнении темы 0657-81-27 "Исследование гидродинамических проблем применения шнеко-центробежных ступеней для улучшения кавитационных характеристик насосов и выдача рекомендаций".

Апробация работы. Результаты выполненных исследований докладывались:

- на семинаре кафедры К-6 МВТУ им.Н.Э.Баумана (г.Москва, 1980, 1982, 1983 г.г.);

- на IX областной научно-технической конференции молодых ученых и специалистов (г.Сумы, 1981 г.);

- на УП научно-технической конференции Калужского филиала

МВТУ им.Н.Э.Баумана, посвященной 112-й годовщине со дня рождения В.И.Ленина (г.Калуга, 1982 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликованы две статьи и тезисы доклада, выпущен научно-технический отчет, зарегистрированный во ВНТИЦентре.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы из 73 наименований. Работа изложена на 87 страницах машинописного текста, иллюстрируется 79 рисунками и 3 таблицами, расположенными на 61 странице. Общий объем диссертационной работы составляет 162 страницы.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ приводится обоснование выбора объекта исследования. Анализируются две возможности повышения эрозионной стойкости к кавитационному воздействию: первая - подбор и создание материалов, стойких к такому воздействию, вторая - разработка профилей лопастей, а также конструкций насосов, обеспечивающих уменьшение интенсивности кавитационного разрушения. Первая возможность используется в гидротурбостроении, а также при изготовлении судовых гребных винтов. Материалы с повышенной стойкостью к кавитационному воздействию не нашли пока широкого применения при изготовлении шнеков насосов промышленного назначения. В дальнейшем, с получением более технологичных кавитационностойких сплавов и отработкой технологии упрочнения поверхности уже существующих материалов, они будут использоваться и в промышленном насосостроении. Однако изготовление шнеков из таких материалов, по-видимому, все равно не даст окончательного решения проблемы кавитационного разрушения. При переходе к более крупным насосам будет увеличиваться скорость обтекания лопастей шнека и проблема разрушения возникнет снова. Преимуществом конструкций, ставящих своей целью уменьшение кавитационного разрушения шнека с помощью уменьшения разрушающего воздействия кавитирующего потока, является то, что помимо решения основной задачи (уменьшения кавитационной эрозии) они дают возможность снизить другие вредные последствия кавитации - вибрацию и шум.

В настоящее время разработаны конструкции шнеков, обеспечивающие повышенную эрозионную стойкость при кавитации (применение клиновидного выступа на тыльной поверхности лопасти, увеличение радиального зазора между шнеком и цилиндрической стенкой

корпуса и т.д.). Однако при уменьшении подачи интенсивность кавитационного разрушения возрастает и у таких шнеков.

Для уменьшения интенсивности кавитационного разрушения шнека можно использовать двухвальный насос, то есть насос, у которого частоты вращения рабочих органов первой ступени (в данном случае шнека) и последующих различны. Можно показать, что у геометрически подобных шнеков, работающих на подобных режимах и вращающихся - первый с малой частотой $n_н$, второй с большей частотой $n_в$, соотношение между интенсивностями кавитационного разрушения

$$\frac{J_в}{J_н} = \left(\frac{n_в}{n_н}\right)^{\frac{7}{3}} = U^{-\frac{7}{3}} , \qquad (I)$$

где U - передаточное число от высокооборотной ступени к низкооборотной.

Из уравнения (I) следует, что уменьшение частоты вращения шнека за счет применения двухвальной конструкции насоса с постоянной при разных подачах величиной U уменьшает кавитационное разрушение шнека. Однако такая конструкция, хотя и снижает остроту проблемы кавитационного разрушения, все же не может решить ее полностью, если насос будет работать в широком диапазоне подач, так как на частичных подачах интенсивность кавитационного разрушения значительно возрастает.

Для улучшения работы насосов на режимах частичных подач может быть применена конструкция двухвального насоса, у которого частота вращения шнека уменьшается с уменьшением подачи. Василенко Л.А. предложил при изменении подачи насоса изменять частоту вращения шнека пропорционально подаче. При этом поток на входе в шнек при изменении подачи остается почти подобным*). В этом случае с уменьшением подачи интенсивность кавитационного разрушения шнека не возрастает, как это имеет место у обычных шнеко-центробежных ступеней, а уменьшается.

Для обеспечения пропорциональной зависимости между частотой вращения низкооборотного шнека и подачей необходимо, чтобы момент на его приводе изменялся пропорционально квадрату передаточного отношения.

---

*) Подобие нарушается из-за влияния потока в высокооборотном центробежном колесе на поток в шнеке.

Двухвальные насосы делятся на два типа:

1) с независимым приводом низкооборотной ступени (мощность подводится к низкооборотной ступени от внешнего независимого источника);

2) с зависимым приводом низкооборотной ступени (мощность отбирается от высокооборотной части насоса).

К достоинствам двухвальных насосов первого типа можно отнести несколько больший к.п.д. (отсутствуют потери, связанные с преобразованием энергии при передаче от высокооборотного к низкооборотному валу) и возможность получить любую заданную зависимость частоты вращения низкооборотного шнека от подачи насоса. Недостатком таких насосов является наличие двух приводов, а также необходимость автоматической системы регулирования частоты вращения привода шнека.

Двухвальные насосы второго типа конструктивно проще и имеют значительный выигрыш в массе и габаритах. Эти насосы можно разделить на три группы:

1) с механическим приводом (редуктор, встроенный в насос);

2) с гидропередачей (гидромуфта или гидротрансформатор);

3) с гидротурбинным приводом (турбинное колесо, помещенное на выходе из колеса высокооборотной ступени).

У насосов с зависимым механическим приводом передаточное число не изменяется при изменении подачи. Поэтому такая конструкция не позволяет уменьшить кавитационное разрушение на частичных подачах по сравнению с расчетным режимом. Однако она позволяет уменьшить интенсивность кавитационного разрушения на всех режимах и улучшить всасывающую способность по сравнению с одновальным насосом.

Передача мощности непосредственно от высокооборотного ротора на низкооборотное колесо может осуществляться с помощью радиальной или осевой гидромуфты и гидротрансформатора. Для сохранения углов натекания на низкооборотный шнек моментная характеристика гидропередачи должна совпадать с параболой подобных режимов шнека. Согласно имеющимся литературным источникам такую характеристику невозможно получить с помощью нерегулируемой гидромуфты полного заполнения, которая наиболее пригодна для двухвального насоса. Регулируемые гидромуфты обеспечивают любую форму характеристики. Однако их применение усложняет конструкцию насоса и требует системы автоматического регулирования для согласования частоты вращения низкооборотного шнека с подачей

насоса. Эти же недостатки присущи и регулированию с помощью гидротрансформатора.

Можно показать, что автоматическое регулирование частоты вращения с помощью нерегулируемой гидропередачи, моментная характеристика которой совпадает в рабочей зоне с параболой подобных режимов шнека, получается лишь тогда, когда момент на низкооборотной ступени при фиксированной ее частоте вращения уменьшается с ростом подачи. Это требование налагает ограничение на возможность уменьшения передаточного отношения на расчетном режиме и, следовательно, на возможность улучшения всасывающей способности насоса, так как при уменьшении частоты вращения низкооборотного колеса приходится уменьшать его коэффициент быстроходности n_s . В противном случае напор низкооборотной ступени будет недостаточным для обеспечения бескавитационной работы высокооборотной ступени. Уменьшение же n_s шнека приводит к уменьшению крутизны его моментной характеристики, и при $n_s \approx 300$ она становится горизонтальной. Поэтому шнеки с $n_s <$ 300 для двухвальных насосов с повышенной стойкостью к кавитационному разрушению непригодны.

Для увеличения всасывающей способности двухвального насоса нельзя использовать насос, у которого за низкооборотным шнеком располагается высокооборотная шнеко-центробежная ступень. В этом случае будет разрушаться высокооборотный шнек (шнеки работают, как правило, на режимах развитой кавитации).

Значительный интерес представляют двухвальные насосы с гидротурбинным приводом, у которых крутящий момент передается на низкооборотное колесо от турбинного колеса, помещенного в поток, выходящий из высокооборотного колеса. Насосы этого типа дают возможность получить высокие значения $C_{кр}$ (по ориентировочным оценкам можно получить $C_{кр}$ = 20000). Если в качестве рабочего органа низкооборотной ступени используется шнек, то такая конструкция может быть использована для уменьшения интенсивности кавитационного разрушения шнека на режимах частичных подач.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ обосновывается выбор схемы опытного насоса и описываются особенности расчета его проточной части. Показано, что целесообразно совместное исследование низкооборотной и высокооборотной ступеней, поскольку раздельное исследование возможно лишь в том случае, когда их характеристики независимы.

Такую независимость характеристик можно получить, например, установив между низкооборотным шнеком и высокооборотными центробежным колесом непрозрачный направляющий аппарат. Однако это может привести к ухудшению кавитационных качеств насоса, если частные кавитационные характеристики отдельного шнека имеют падающий участок между I и II критическими режимами так как в этом случае вместо одной шнеко-центробежной ступени получаются две независимые ступени, и при уменьшении напора шнека будет уменьшаться напор всей ступени. Если же направляющий аппарат между шнеком и центробежным колесом отсутствует, то при уменьшении кавитационного запаса на входе в ступень, начиная с некоторого его значения, напор шнека уменьшается, но напор шнеко-центробежной ступени остается постоянным. Только когда сумма напора шнека и кавитационного запаса перед ним становится меньше критического кавитационного запаса центробежного колеса, напор шнеко-центробежной ступени начивает падать.

В литературе встречаются указания на положительное влияние направляющего аппарата между низкооборотной и высокооборотной ступенями. Отсюда следует необходимость испытаний двухвального насоса как с направляющим аппаратом, так и без него. Последние испытания нельзя проводить отдельно для низкооборотного шнека и высокооборотного центробежного колеса, поскольку простым суммированием не удастся получить характеристики всего насоса. Для исследования была выбрана схема с независимым электрическим приводом низкооборотной ступени от электродвигателя постоянного тока, что позволяло изменять частоту вращения низкооборотного шнека по любому закону.

Отличие в расчете проточной части двухвального насоса от расчета проточной части одновальной шнеко-центробежной ступени заключается в выборе параметров шнека и, при необходимости, параметров неподвижного направляющего аппарата между низкооборотным шнеком и высокооборотным центробежным колесом. Напор шнеков выбирался из условия обеспечения бескавитационной работы высокооборотного центробежного колеса при пропорциональной зависимости частоты вращения шнека от подачи насоса во всем диапазоне рабочих режимов. Расчет шнеков переменного хода выполнялся по методу Вознесенского-Пекина. Расчет направляющих аппаратов, расположенных после шнека, выполнен по струйной теории.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ описывается экспериментальное оборудование и методика проведения эксперимента. Стенд соответствует общепринятым требованиям и работает по замкнутой схеме течения жидкости. Опытный двухвальный насос является сочетанием двух последовательно соединенных лопастных насосов: осевого - со шнеком в качестве рабочего органа и центробежного, имеющего в качестве рабочего органа центробежное колесо.

В качестве исходного варианта рабочих органов было выбрано центробежное колесо n_s = 100, которое на всем протяжении исследований оставалось постоянным, и шнек № I постоянного хода с густотой решетки на периферии t/t = I. Шнек № 2 отличается от шнека № I увеличенной до t/t = 2,52 густотой решетки. Во вторую группу входят эрозионно-стойкие шнеки. Шнек № 3 имеет лопасти клювообразной формы. Шнек № 4 отличается от шнека № 3 тем, что в конечной части лопасти была выфрезерована ступенька. Шнек № 5 имеет среднюю линию профилей в форме дужки круга. Шнек № 6 имеет клиновидный выступ на тыльной поверхности лопасти. Центробежное колесо и шнеки № I, № 2, № 3, № 4, № 5 и № 6 были спроектированы на подачу 0,0433 м3/с и частоту вращения при этой подаче $n_ш = n_к$ = 2925 об/мин. Шнеки № 7 и № 8 спроектированы на частоты вращения соответственно $n_ш$ = 2200 об/мин и $n_ш$ = 1900 об/мин при подаче 0,0433 м3/с. Эти шнеки отличаются от предыдущих большими наружными диаметрами. Средние линии их профилей являются дужками круга.

Методика определения внешних характеристик двухвального насоса мало отличается от методики их определения для одновального насоса, которая достаточно полно разработана и приводится в соответствующей литературе и ГОСТ 6134-71. При исследовании опытного двухвального насоса дополнительно измерялась частота вращения и мощность низкооборотного шнека. Мощность насоса определялась как суммарная мощность низкооборотного шнека и высокооборотного центробежного колеса. Интенсивность кавитационного разрушения шнека оценивалась по виброускорению $\ddot{x}$, определяемому как разность максимального уровня виброускорения при работе насоса на кавитационных режимах и его значения, соответствующего бескавитационному течению в каналах шнека. Опыты, выполненные во ВНИИАЭН, показали, что виброускорение $\ddot{x}$ достаточно хорошо характеризует интенсивность кавитационного воздействия на шнек. Основным достоинством такого метода является его

простота и возможность получить информацию об интенсивности кавитационного разрушения шнека без длительных испытаний и многочисленных перементажей насоса. Замер виброускорения производился измерительным преобразователем типа 4344 и вторичным прибором SM2II в диапазоне I0...15000 Гц. Для обобщения результатов экспериментальных исследований измеренные величины приводились к безразмерному виду. Для более полного исследования характера кавитационного разрушения и подтверждения данных, полученных с помощью замера виброускорения, применялись также легкоразрушаемые лаковые покрытия.

Обработка результатов экспериментов проводилась с использованием ЭВМ МИР-2.

Оценка погрешностей измерений показала, что погрешности не выходят из установленного ГОСТом 6I34-7I доверительного предела.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ приводятся результаты экспериментальных исследований. Результаты кавитационных и вибрационных испытаний двухвального насоса со шнеком № I при различных частотах его вращения представлены на рис.I. Испытания показали, что с уменьшением частоты вращения шнека по сравнению с частотой вращения центробежного колеса максимальный уровень виброускорения и, следовательно, интенсивность кавитационного разрушения шнека уменьшаются. Проведенный по результатам испытаний анализ подтвердил зависимость между интенсивностью кавитационного разрушения шнека J и уровнем виброускорения в форме $J = a\omega^{k}$. Для шнека № I получено среднее значение k = 2,8, а для шнека № 4 k = 2.2. Имеющиеся значения близки к значениям k = 2,5, полученным на основании теории подобия.

Для проверки предположения о том, что оптимальным законом изменения частоты вращения шнека при изменении подачи является их прямая пропорциональность, были построены графики изменения виброускорения и критического кавитационного запаса при различных линейных законах изменения частоты вращения шнека от подачи (рис.2). Из графиков следует, что для случая прямо пропорциональной зависимости частоты вращения шнека от подачи виброускорение имеет минимальное значение во всем диапазоне подач, причем с уменьшением подачи виброускорение монотонно уменьшается. Кавитационные качества опытного двухвального насоса изменялись при переходе от $n_н = n_в$ (одновальный насоса) к $n_н/n_в$ =

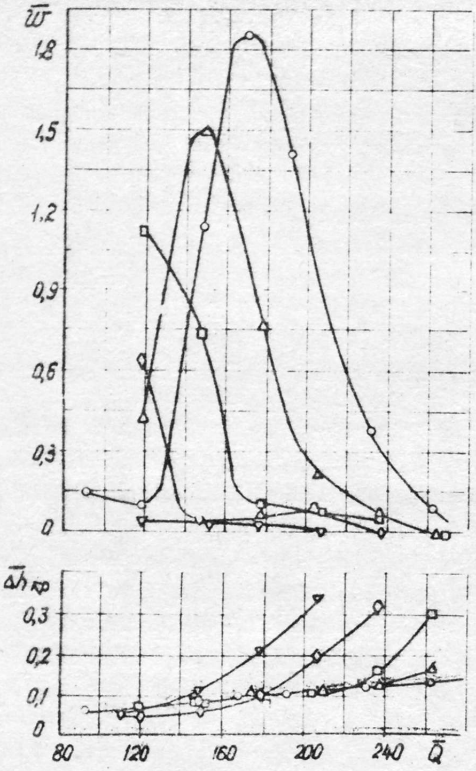


Рис. I. Кавитационные и вибрационные характеристики двухвального насоса со шнеком № I при разных частотах вращения:

- $n_н/n_в$ = I;
- $n_н/n_в$ = 0,875;
- $n_н/n_в$ = 0,75;
- $n_н/n_в$ = 0,625;
- $n_н/n_в$ = 0,5.

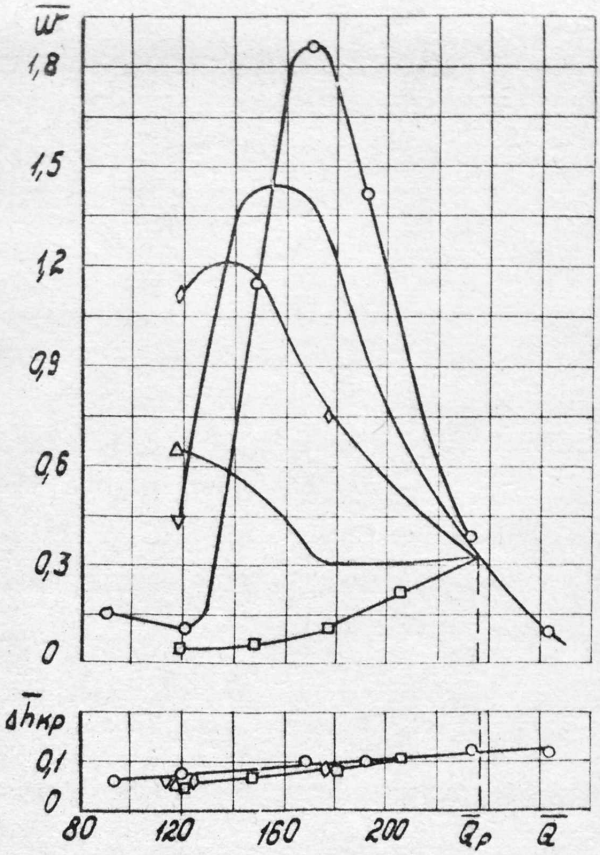


Рис.2. Зависимость кавитационных и вибрационных качеств двухвального насоса со шнеком № I от закона изменения частоты вращения шнека:

- $n_н/n_в$ = I;
- $n_н/n_в$ = 0,25 $\overline{Q}/\overline{Q}_р$ + 0,75;
- $n_н/n_в$ = 0,5 $\overline{Q}/\overline{Q}_р$ + 0,5;
- $n_н/n_в$ = 0,75 $\overline{Q}/\overline{Q}_р$ + 0,25;
- $n_н/n_в$ = $\overline{Q}/Q_р$

$= \bar{Q}/Q_p$ (двухвальный насос с $n_н = n_в$ на расчетной подаче) сравнительно мало. Однако и здесь такой переход ведет к улучшению кавитационных качеств двухвального насоса на режимах частичных подач. При выполнении закона $n_н/n_в = \bar{Q}/\bar{Q}_o$ отмечено устранение пульсаций на частичных подачах, которые возникают на этих режимах при $n_н/n_в = 1$.

Исследование интенсивности кавитационного воздействия на шнек было проведено также с помощью легкоразрушаемых лаков. Испытания проводились при значении кавитационного запаса, соответствующего максиму виброускорения для данного режима. Это значение кавитационного запаса определялось при проведении кавитационных и вибрационных испытаний. Исследование с помощью лаковых покрытий качественно подтвердило выводы, сделанные на основании измерения виброускорения.

Проведенные энергетические испытания опытного двухвального насоса показали, что с уменьшением частоты вращения низкооборотного шнека $n_н$ уменьшается напор и крутизна напорной характеристики насоса. Учитывая, что момент скорости на выходе из шнека равен моменту скорости на входе в центробежное колесо $K_{1в}$, получим из уравнения Эйлера напор насоса

$$H = \left(\frac{\omega_в}{g} K_{2в} - \frac{\omega_н}{g} K_{1н} - (\omega_в - \omega_н) \frac{K_{1в}}{g} \right) \eta_г , \qquad (2)$$

где $K_{2в}$ – момент скорости на выходе из центробежного колеса;

$K_{1н}$ – момент скорости на входе в шнек;

$\eta_г$ – гидравлический к.п.д. ступени.

Из этого уравнения следует, что по мере уменьшения $n_н$ напор насоса уменьшается, причем это уменьшение напора тем сильнее, чем больше $K_{1в}$ и, следовательно, чем меньше подача. Этим и объясняется уменьшение крутизны напорной характеристики с уменьшением $n_н$. Аналогично объясняется уменьшение мощности насоса с уменьшением $n_н$. Результаты энергетических испытаний показывают, что с уменьшением частоты вращения шнека его мощность уменьшается, а мощность центробежного колеса увеличивается. Этим перераспределением можно объяснить увеличение к.п.д. насоса при уменьшении $n_н$. Гидравлический к.п.д. шнека меньше гидравлического к.п.д. центробежного колеса, и чем больше доля мощности последнего в общей мощности насоса, тем выше общий к.п.д. насоса. Полученный характер кавитационных, вибрационных

и энергетических зависимостей подтвержден и испытаниями насоса с остальными шнеками.

Испытания насоса со шнеком № 2, имеющим увеличенную густоту решетки показали улучшение кавитационных качеств насоса по сравнению со шнеком № I при подаче Q = 0,0433 м3/с с $C_{кр\,I}$ = = 2400 до $C_{кр\,II}$ = 2600. Однако применение таких шнеков в насосах промышленного назначения не всегда может быть целесообразным, поскольку оно увеличивает осевые размеры насоса.

На основании испытаний насоса с эрозионностойкими шнеками следует рекомендовать для двухвальных насосов шнек с выступом на тыльной стороне лопасти.

Испытания насоса со шнеками, рассчитанными на пониженную частоту вращения на расчетном режиме, показали улучшение кавитационных качеств насоса. Однако это улучшение оказалось меньше, чем ожидалось. Можно предполагать, что при большем опыте проектирования тихоходных шнеков их кавитационные качества удастся повысить.

В литературе указывается, что направляющий аппарат, установленный между низкооборотной шнековой и высокооборотной ступенями, должен привести к возрастанию напора шнека, что может повысить кавитационные качества насоса. Были проведены испытания насоса с двумя вариантами направляющих аппаратов. Первый раскручивал поток после шнека, а второй на расчетном режиме поток не раскручивал. Опыты показали ухудшение кавитационных качеств насоса с направляющими паппаратами, что связано с дополнительными потерями в них. Уменьшился также к.п.д. насоса. Нераскручивающий направляющий аппарат оказывает значительно меньшее отрицательное влияние, чем раскручивающий. Испытания с лаковыми покрытиями показали, что наличие направляющего аппарата не влияет на разрушение шнека.

Расчеты показали перспективность применения в качестве нерегулируемого гидропривода гидромуфты с плоскими наклонными лопатками, загнутыми у насосного колеса по вращению назад, а у турбинного - вперед. Такая гидромуфта обеспечивает моментную характеристику, близкую к горизонтальной. В случае двухвального насоса со шнеком № I такая гидромуфта в диапазоне подач от расчетной до половинной уменьшит интенсивность кавитационного разрушения шнека примерно в 8 раз по сравнению с одновальной конструкцией. Применение в качестве привода шнека турбинного коле-

са, помещенного на выходе из центробежного, уменьшает интенсивность кавитационной эрозии в этом же диапазоне примерно в 20 раз.

В ЗАКЛЮЧЕНИИ приводятся выводы, сделанные по результатам исследований.

I. Двухвальный шнеко-центробежный насос, у которого частота вращения низкооборотного шнека уменьшается с уменьшением подачи, обеспечивает уменьшение кавитационного разрушения в широком диапазоне подач.

2. Оптимальной зависимостью частоты вращения низкооборотного шнека от подачи является прямо пропорциональная.

3. Для обеспечения устойчивой работы насоса с нерегулируемой гидропередачей от высокооборотного ротора к шнеку и уменьшения частоты вращения шнека с уменьшением подачи моментная характеристика шнека должна быть падающей.

4. Оптимальной конструкцией низкооборотного шнека двухвального насоса, обеспечивающей наименьшее кавитационное разрушение, является шнек с выступом на тыльной поверхности лопасти.

5. Наиболее перспективной конструкцией двухвального насоса с повышенной стойкостью против кавитационного разрушения в широком диапазоне подач является насос с нерегулируемым гидравлическим приводом (гидромуфтой или, что лучше, гидротурбиной).

6. Рекомендуемая конструкция обеспечивает уменьшение низкочастотных пульсаций давления на режимах частичных подач.

7. Рассматриваемая конструкция обеспечивает увеличение к.п.д. на режимах частичных подач.

Основные положения диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

I. Байбаков О.В., Василенко Л.А., Ободяк В.К. К вопросу об увеличении износостойкости при кавитации предвключенных колес двухвальных насосов. -Вестник машиностроения, 1982, № 7,с.9,I0.

2. Байбаков О.В.,Василенко Л.А., Ободяк В.К. Применение двухвальных схем в лопастных насосах для повышения надежности работы первой ступени. -Седьмая научно-техническая конференция, посвященная II2-й годовщине со дня рождения В.И.Ленина, Калуга, I982, с.96,97.

3. Байбаков О.В., Василенко Л.А., Ободяк В.К. Исследование опытного двухвального насоса с кавитационным коэффициентом

быстроходности C_n = 2500–3000. –М., 1983. –10 с. –Рукопись представлена ред.ж. "Хим. и нефт.машиностр." Деп. в ЦИНТИхимнефтемаше 19 янв. 1983, № 987хн-Д83.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

БМ08487ООП ВЦ Сумоблстатуправления 19/10–83г. зак.№1704, т.100