

11315886

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

ЦАБИЕВ
Олег Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИСКОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ВЯЗКИХ АБРАЗИВНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

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

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Москва 1977

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ЦАБИЕВ Олег Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИСКОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ
ВЯЗКИХ АБРАЗИВНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

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

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1977



Работа выполнена в Одесском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте

Научные руководители:

доктор технических наук, доц. А. М. Грабовский
кандидат технических наук, доц. К. Ф. Иванов

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Б. В. Овсянников
кандидат технических наук, доцент С. Н. Рождественский

Ведущее предприятие — насосный завод им. Г. И. Котовского
производственного объединения
"Молдавгидромаш".

Защита диссертации состоится "20" июня 1977

на заседании специализированного Совета

К 33/7

Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшего технического училища им. Н. Э. Баумана по адресу:
г. Москва, 107005, 2я, Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью,
просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н. Э. Баумана.

Автореферат разослан "17" июня 1977

Ученый секретарь специализированного совета,

кандидат технических наук, доцент

В. Н. Козлов



общая характеристика работы.

Актуальность. Создание насосов для перекачивания вязких абразивных жидкостей диктуется требованиями повышения эффективности работы основного и вспомогательного оборудования в химической, нефтехимической, строительной промышленности. При решении некоторых технологических задач для этих отраслей промышленности большую роль играет перекачивание вязких жидкостей, а также возможность транспортировки их к месту непосредственного применения. Насосы, используемые для этих целей, проектируются для перекачки воды и при работе на вязких жидкостях их КПД заметно ухудшается, а параметры значительно отклоняются от расчетных. Конструктивными особенностями насосов, предназначенных для перекачивания вязких жидкостей со взвесями является увеличение ширины проточных каналов, что достигается уменьшением числа рабочих лопаток до минимально возможных. Такая тенденция позволяет высказать предположение о возможности применения безлопаточного насоса — дискового насоса для перекачивания таких жидкостей. Работами Хазингера, Керта, Рейса, Р.Г.Перельмана, В.В.Невелича, Г.С.Куликова убедительно показано, что дисковые насосы обладают высокими антикавитационными качествами, простотой изготовления и низким уровнем шумов, что позволило успешно использовать их при перекачивании кипящих сред и в качестве вентиляторов местных кондиционеров. Теоретические исследования С.П.Шенберга, Нендла, Н.Келер, Дорфмана и др.показывают, что дисковый насос предпочтительнее применять при перекачивании жидкостей с большой вязкостью, но сведений об экспериментальном подтверждении этого вывода в литературе нет, кроме попыток применения дисковых насосов в топливных системах ракетных двигателей (США) и системах смазки (Швейцария).

Цель работы. Теоретическое и экспериментальное исследование работы дискового насоса при перекачивании вязкой жидкости и жидкости со взвесями, разработка на этой основе методики инженерного расчета насосов этого типа.

Основные задачи исследования.

1. Выбор модели и схемы движения частицы жидкости в междисковом зазоре, математическое описание движений и связи между геометрическими и гидродинамическими параметрами насоса.
2. Изучение влияния геометрических размеров рабочего колеса и

корпуса насоса на гидравлические характеристики насоса при работе на вязкой жидкости. Определение оптимальных размеров междискового зазора, диаметров входа и выхода рабочего колеса, формы и размеров отводящего канала. Уточнение теоретических соотношений для расчета этих величин.

3. Экспериментальное изучение работы дискового насоса на жидкостях с абразивными взвесями. Определение зон, подверженных износу; разработка рекомендаций по повышению ресурса насоса.

Научная новизна. В работе предложен метод расчета гидродинамических параметров насоса, который основывается на анализе линий тока, полученных экспериментальным путем при изучении течения жидкости в междисковом зазоре. В результате этих исследований получена новая информация о влиянии величины зазора и частоты вращения на характер течения. Получен критерий для количественной оценки перехода ламинарного течения в турбулентное по условиям выхода потока.

Диссертация представляет одну из первых попыток полного экспериментального исследования работы дискового насоса при перекачивании вязкой жидкости ($\nu = 0.8 \pm 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с.}$), включающая исследование влияния геометрии корпуса насоса. В результате проведенных экспериментов установлено влияние геометрических размеров на гидродинамические характеристики и получены соотношения для расчета насоса. Разработаны графики для облегчения этого расчета.

Экспериментально установлены зоны и характер износа различных узлов насоса при работе на жидкостях со взвесями. Показана принципиальная возможность использования дисковых насосов для перекачивания гидроабразивных жидкостей.

Практическая ценность. Результаты работы позволяют оснастить технологические схемы ряда химических и других производств простыми в изготовлении и надежными в эксплуатации насосными установками. Промышленные испытания дисковых насосов при перекачивании сахарной мелассы и битума подтвердили их работоспособность и экономичность.

Апробация работы. Отдельные разделы и основное содержание диссертационной работы докладывались на XXXIV (1972) научно-технической конференции преподавателей ОПИ, на научном семинаре кафедры "Насосы и компрессоры" в Дрезденском техническом универси-

ете в период пребывания на стажировке в ГДР, 1974-1975 г.г., на научном семинаре кафедры гидравлики и гидромашин МВТУ им. Баумана (1976 г.).

Публикация. По результатам выполненных исследований опубликовано 6 работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложения. Изложена на 90 страницах с 92 рисунками и 6 таблицами. Список литературы включает 89 наименований на русском и 18 на иностранных языках.

I ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В МЕЖДИСКОВОМ ЗАЗОРЕ

Анализ методов оценки течения жидкости в междисковом зазоре показал, что в настоящее время нет единого мнения о параметре, определяющем характер течения в зазоре, а экспериментальных исследований самого течения крайне мало. Однако, на основании имеющихся литературных данных можно сделать вывод, что число Рейнольдса, определяющее режим течения в междисковом зазоре, должно включить в себя наружный радиус диска, угловую скорость вращения и величину междискового зазора. Кроме того, критическое значение числа должно быть постоянным при любых частотах вращения и величинах междисковых зазоров. С этой точки зрения представляется наиболее целесообразным вычислять число Re по формуле:

$$Re = \frac{\omega r_2 b}{\nu}, \quad (I)$$

где r_2 - наружный радиус диска; ω - угловая скорость вращения; b - междисковый зазор; ν - кинематическая вязкость.

Экспериментальное исследование течения жидкости в междисковом зазоре проводилось на рабочем колесе с наружным диаметром 170 мм и внутренним 25,0 мм. Величина междискового зазора в опытах устанавливалась: 0,75; 1,0; 1,25 мм. Колесо состояло из двух дисков. Нижний диск был изготовлен из алюминия и крепился на валу электродвигателя. Верхний диск был выполнен из органического стекла с координатной сеткой и имел в центре подводящий патрубок диаметром 25,0 мм. Скорость вращения колеса определялась с помощью тахометра. Расход воды через зазор измерялся весовым способом. Наблюдение за течением жидкости осуществлялось с помощью оптического стробоскопа марки СТ-3 и введением в поток красителя, кроме этого производилось фотографирование течения в междисковом зазоре

при различных режимах. Характер следов красителя позволяет судить о режиме течения. Строго очерченные границы окрашенной струи соответствуют ламинарному режиму. Размыв границ струи свидетельствует о переходе ламинарного режима к турбулентному. Эксперименты показали, что при частоте вращения до 200 об/мин траектория движения близка по своему очертанию к коноиде. Частица жидкости полностью увлекается во вращение и относительно долго не покидает дисковое колесо. Возрастание частоты вращения рабочего колеса приводит к увеличению кривизны траектории и приближает ее к спирали. Увеличивается расход через зазор, что приводит к росту расходной составляющей скорости. В результате траектория делается круче и в начале появляется прямолинейный участок, который по мере возрастания частоты вращения увеличивается. Изменение кривизны траектории с увеличением скорости вращения смещается к периферии. Так, при $n = 100$ об/мин она находится на радиусе 45 ± 55 мм, а при $n = 500$ об/мин - на радиусе 75 ± 80 мм. Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что не существует критического радиуса, начиная с которого происходит изменение режима течения в зазоре. Резкое изменение характера траектории может наступить, практически, на любом радиусе. Увеличение зазора приводит к увеличению расхода через него, но вид кривой остается неизменным. Следует отметить, что увеличение расхода при неподвижном колесе не пропорционально возрастанию зазора, что можно объяснить турбулизацией течения при величине зазора более чем 1,0 мм.

1.1. Определение критического числа Рейнольдса

Для установления критического числа Рейнольдса была проведена серия опытов при различной частоте вращения рабочего колеса для трех значений междискового зазора: 0,75; 1,0 и 1,25 мм. Из фотографий установлено, что при малой частоте вращения след красителя представляет собой четкую линию (траекторию), изгиб которой начинается, практически, с момента входа струи в междисковый зазор. Однако при $n = 1500$ об/мин для $b = 1,0$ мм на радиусе $75 - 80$ мм след красителя теряет свою четкость и размывается, что объясняется турбулизацией потока. Начиная с радиуса 70 ± 75 мм число Рейнольдса, подсчитанное по формуле (1), составляет $(1,20 - 1,25) \cdot 10^4$. Для $b = 1,25$ мм картина течения в целом аналогична ранее описанной, но происходит большее спрямление траекторий. Несмотря на уменьшение величины расходной составляющей скорости на

входе в зазор по сравнению с $b = 1,0$ мм, повышение частоты вращения рабочего колеса приводит к увеличению прямолинейного участка траектории. Это связано с тем, что с увеличением междискового зазора происходит проскальзывание центральной части жидкости относительно ее периферийный слоев, увлекаемых дисками. Такое перемещение слоев относительно друг друга приводит к турбулизации течения в зазоре. При достижении $n = 1200$ об/мин траектория сохраняет четкость на участке до $r = 65$ мм, а с момента резкого изменения кривизны след красителя размывается — наступает турбулизация потока. Число Рейнольдса в этом случае оказалось равным $1,25 \cdot 10^4$. Расчеты показывают, что на входе в колесо ламинарный режим течения не нарушается вплоть до зазоров 4-5 мм, однако, как показали опыты, режим течения в самом зазоре будет турбулентным, что подтверждает необходимость определения режима течения по формуле (1) по условиям выхода. Согласно полученным данным переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при $Re = 1,25 \cdot 10^4$.

1.2. Уравнение напорной характеристики дискового насоса

Теоретическое решение задачи о течении жидкости между вращающимися дисками выполнено в работах Перельмана Р.Г., Невелича В.В., Польгаузена, Нендла и др. Дифференциальные уравнения движения, полученные этими исследователями как при рассмотрении условий равновесия, так и уравнения Навье-Стокса при более или менее полном учете всех действующих сил, отличаются большой сложностью. Решение этих уравнений очень громоздки, что в определенной степени мешает их широкому применению в инженерной практике. В этой связи представляет определенный интерес упрощенный метод расчета насоса. Первым этапом такого расчета является получение предварительной аналитической зависимости между напором и подачей насоса, отражающей качественную оценку влияния различных конструктивных параметров на характеристики насоса. Такая зависимость может быть получена путем введения ряда упрощающих допущений, сделанных на основе выполненного исследования течения в междисковом зазоре. Анализ сил, действующих в междисковом зазоре позволил, в первом приближении, при рассмотрении условий равновесия выделенного элемента потока учесть центробежную силу в переносном движении. Поток несжимаем, осесимметричен и не имеет тангенциальной скорости на входе в зазор. Течение в зазоре ламинарное. Задача рассматривается в цилиндрической системе координат r, φ, z .

Условие равновесия в проекциях на соответствующие оси дает

$$\rho \frac{\partial^2 C_r}{\partial y^2} + \rho \frac{C_\varphi^2}{r} - \frac{\partial P}{\partial r} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial C_\varphi^2}{\partial y^2} = 0. \quad (3)$$

После решения уравнения (2) и (3) получаем

$$C_r = \frac{y(b-y)}{2\rho} \left(\rho \omega^2 r - \frac{\partial P}{\partial r} \right). \quad (4)$$

Расход жидкости, протекающей через междисковый зазор, может быть найден по выражению:

$$Q = \int_0^{b/2} \int_0^{2\pi} C_r r d\varphi dy. \quad (5)$$

Подставив в (5) значение C_r из (4), после соответствующих преобразований получим для z междисковых зазоров

$$Q_z = \frac{\pi b^3 z}{6 \rho \ln \frac{R}{r_0}} \left[\rho \frac{u_z^2 - u_1^2}{2} + \Delta P \right] \quad (6)$$

или

$$\Delta H = \frac{u_z^2 - u_1^2}{2g} - \frac{6 \rho \ln \frac{R}{r_0}}{\pi b^3 g z} Q_z. \quad (7)$$

Выражение (7) определяет часть статического напора, т.е. приращение удельной потенциальной энергии жидкости, перемещающейся с меньшего на больший радиус в поле инерционных сил вращательного движения, другая его часть включает повышение давления за счет торможения в относительном движении $(W_1^2 - W_2^2)/2g$. Приращение кинетической энергии жидкости в абсолютном движении составит динамический напор насоса $-(C_2^2 - C_1^2)/2g$. С учетом этих величин полный теоретический напор насоса, запишется:

$$H_T = \Delta H + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}. \quad (8)$$

Экспериментальное исследование течения в зазоре позволило построить траектории частицы потока в абсолютном движении, для которых были рассчитаны входные и выходные треугольники скоростей. Анализ выходных треугольников показал, что вектор абсолютной скорости C_2 близок к касательной. Это позволяет принять $C_2 \approx u_2$ и пренебречь величиной относительной скорости W_2 . Рассмотрение

входных треугольников позволило сделать вывод, что вектор абсолютной скорости C_1 направлен радиально, т.е. при $\alpha_1 = 90^\circ$: $U_1^2 = W_1^2 - C_1^2$.

На основании изложенного уравнения (8) можно записать:

$$H_T = \Delta H + \frac{U_2^2 + U_1^2}{2g} \quad (9)$$

Подставив значение ΔH из (7), в (9), окончательно получим:

$$H_T = \frac{U_2^2}{g} - \frac{6\gamma \ell_1 \frac{r_2^2}{R}}{\pi b^3 g z} Q_z \quad (10)$$

Анализ выражения (10) показывает, что теоретическая характеристика $H_T - Q$ представляет собой прямую. При закрытой задвижке на стороне нагнетания напор зависит от размеров рабочего колеса и частоты его вращения. С увеличением междисковых зазоров и числа дисков второй член уравнения уменьшается, что приводит к росту напора при одном и том же расходе.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИСКОВОГО НАСОСА

Основной задачей экспериментального исследования была проверка полученных теоретическим путем уравнений, связывающих параметры дискового насоса, и установление необходимых соотношений для расчета корпуса при работе на вязкой абразивной жидкости. Необходимо было также выяснить работоспособность дискового насоса в целом и его основных узлов при перекачивании жидкости с абразивными включениями; установить зоны износа и его интенсивность для разработки конструктивных мер по увеличению ресурса дискового насоса. Предварительные эксперименты при работе на воде показали, что для всех частот вращения характер зависимостей $H-Q$, $N-Q$, $\eta-Q$ остается неизменным. Зависимость $H-Q$ представляет прямую, с некоторым наклоном в сторону оси абсцисс. Как показали испытания для дисковых насосов справедливы условия пропорциональности. Изменение величины междискового зазора практически не влияет на характеристики насоса. При изменении числа междисковых зазоров происходит изменение как подачи, так и напора. Однако и в этом случае характер зависимостей $H-Q$, $N-Q$ и $\eta-Q$ остается неизменным для разных оборотов рабочего колеса. Экспериментальные исследования показали, что при величине междискового зазора 1,0-4,0 мм дисковый насос работает надежно и устойчиво.

2.1. Исследование дискового насоса при работе на вязкой жидкости

В качестве вязкой жидкости в экспериментах использовался глицерин. Подача насоса измерялась с помощью мерной диафрагмы. Диафрагма градуировалась весовым способом. Погрешность измерения подачи не превышала $\pm 1,0\%$. Давление, создаваемое насосом, измерялось образцовым манометром по методике балансировочных испытаний центробежных насосов. Как известно, наиболее трудоемким является определение величины перетечек на всасывающей стороне насоса. Для этого на входном патрубке была установлена манжета, обеспечивающая резкое снижение перетечек. Механические потери на трение в сальниках, подшипниках и трение "нерабочих" стенок колеса со стороны ступицы и подводящего патрубка определялись следующим образом. На вал насоса устанавливалось "ложное колесо" - болванка по форме и размерам соответствующая рабочему колесу. Ширина обода болванки определялась суммарной толщиной всех дисков. При фиксированных числах оборотов измерялась мощность трения на валу насоса с помощью мотор-весов. Температура и, следовательно, вязкость глицерина в течении опыта поддерживалась постоянной. Таким образом, принимая объемный КПД равный единице и вычитая мощность трения, получаем гидравлическую мощность привода насоса. Эксперименты показали, что зависимость $H-Q$ при всех частотах вращения представляет собой прямую, угол наклона которой практически не зависит от частоты вращения при данном числе междисковых зазоров. Анализ результатов опытов позволяет сделать вывод, что дисковый насос при работе и на вязкой жидкости подчиняется законам пропорциональности.

Влияние вязкости исследовалось на насосе с рабочим колесом составленным из двух дисков с зазором $b = 2$ мм. Изменение кинематической вязкости перекачиваемой среды от $0,8 \cdot 10^{-4}$ м²/с до $7,2 \cdot 10^{-4}$ м²/с, практически, не вызвало изменения гидравлического КПД насоса. В зоне больших подач напор с увеличением вязкости снижается, что является результатом роста потерь напора на трение в междисковом зазоре, однако изменение вязкости не влияет на напор насоса при нулевой подаче. Анализ зависимости между коэффициентом напора насоса и комплексом $\sqrt{\omega b^2}$ показывает, что максимум напора достигается при значениях $\sqrt{\omega b^2} = 0,10 + 0,12$. Следовательно, оптимальное значение ширины зазора из этих условий определится выражением $b = (3,2 + 3,5) \sqrt{\frac{2}{\omega}}$.

Как показали исследования, при нулевой подаче напор насоса практически не изменяется при изменении числа зазоров. Угол наклона характеристики $H-Q$ с уменьшением числа зазоров увеличивается, особенно при переходе от двухщелевого колеса к однощелевому.

С увеличением числа зазоров происходит пропорциональное увеличение подачи насосов. Что касается изменения мощности на валу, то с увеличением числа зазоров мощность увеличивается в соответствии с ростом подачи в зазоре. Изменение гидравлического КПД при изменении числа зазоров оказалось незначительным, при этом с увеличением числа зазоров КПД увеличивается. Это можно объяснить тем, что при одной и той же потере в междисковом зазоре за счет увеличения их числа относительное значение потерь уменьшается.

Для глицерина в зависимости от вязкости оптимальный зазор по формуле (II) может меняться в широких пределах. Для вязкости $\eta = 7.2 \cdot 10^{-4}$ оптимальное значение находится в пределах $b = 5.5 + 6.6$ мм. В наших опытах междисковый зазор изменяется от 1.0 до 15.0 мм. В этом случае так же как при изменении числа зазоров изменение ширины приводит к изменению угла наклона характеристики $H-Q$, а напор насоса при нулевой подаче остается неизменным. В области малых подач меньшему зазору соответствует больший напор. Для больших подач увеличение напора достигается с ростом зазора вплоть до оптимального значения, а дальнейшее его увеличение на напор практически не влияет. Эксперименты показывают, что оптимальное значение ширины зазора может быть определено из выражения

$$b = (3,2 + 4,2) \sqrt{\frac{\eta}{\omega}}, \quad (II)$$

полученного при исследованиях дискового насоса на воде другими авторами. Следует отметить, что с увеличением подачи максимум напора смещается в сторону больших зазоров, т.е. в формуле (II) для $b_{\text{опт}}$ больший числовой коэффициент соответствует более вязкой жидкости.

Изменение наружного диаметра диска влияет на характеристики $H-Q$ и $N-Q$ аналогично изменению числа оборотов. Расчеты показывают, что и в этом случае для дискового насоса с достаточной точностью соблюдаются законы пропорциональности. Уменьшение внутреннего диаметра рабочего колеса приводит к возрастанию мощности на валу насоса, а положение характеристики $H-Q$ не изменится, что

приводит к снижению кпд. Анализ результатов экспериментов позволил установить, что оптимальное отношение d_2/d_1 составляет (2,5 + 3,5), при этом большие значения следует выбирать для достижения максимального напора, а меньшие - максимального кпд насоса.

2.2. Исследование отводящего устройства насоса

Изучение влияния зазора между языком спирального отвода и рабочим колесом на характеристики насоса позволяет сделать вывод, что для дисковых насосов следует выбирать зазор между языком отвода и рабочим колесом в диапазоне $r_{cn} = (1.03 + 1.08)r_2$ где r_{cn} - радиус языка отвода. Для выяснения влияния формы спирали отвода были проведены эксперименты с отводящими устройствами, построенными по закону логарифмической спирали, архимедовой спирали, спирали постоянной скорости и с кольцевым отводом. Наилучшие результаты были получены для насосов с отводами, выполненными по закону логарифмической спирали. В заключение экспериментального исследования влияния отводящего канала на характеристики дискового насоса было проведено испытание при различной ширине спирального отвода. Опыты показали, что для дисковых насосов ширину спирального отвода следует рассчитывать по формуле:

$$B = b_2 + (0.12 + 0.25)r_2 \quad (12)$$

2.3. Исследование дискового насоса при работе на жидкостях с абразивными взвешиваниями

Дисковый насос с рабочим колесом $d_2 = 170$ мм, $d_1 = 62$ мм, $z = 3$, $b = 2,0$ мм испытывался при работе на воде со взвешиваниями корунда. Для ускорения опытов была выбрана большая концентрация абразивных взвесей - до 1 кг на килограмм перекачиваемой воды. В ходе испытаний производилось механическое перемешивание гидроабразивной смеси в приемном баке насоса для предотвращения осадений взвесей. Перед началом испытаний был проведен осмотр деталей насоса, взвешивание отдельных узлов и снята характеристика $H-Q$ насоса. На абразивной смеси насос проработал около двухсот часов. Вскрытие и осмотр насоса показал, что наибольшему износу были подвержены детали корпуса по всему отводящему каналу, но потери металла установить не удалось, в силу ее незначительности по сравнению с весом корпуса (около 3,5 кг). Значительно изношенными оказались также дистанционные втулки. Исследования показали, что дисковый насос вполне удовлетворительно работает при перекачивании

гидроабразивных жидкостей, причем длительная его работа в таких условиях не сказывается на его характеристиках. Больше всего подвержены износу отводящий канал корпуса насоса и дистанционные втулки колеса. Износ последних определяет ресурс насоса при перекачивании гидроабразивных смесей. Применение износостойких материалов для изготовления дистанционных втулок дискового рабочего колеса значительно увеличивает ресурс насоса без заметного его удорожания.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДИСКОВОГО НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

Выполненное экспериментальное исследование показало, что для всех случаев изменения геометрических размеров колеса и частот вращения зависимость между коэффициентом напора и подачи остается линейной и описывается уравнением вида $\Psi = 0,6 - 1,67 \Psi$. Это позволило получить зависимость для действительного напора и привести ее к виду в соответствии с (10), путем введения коэффициентов:

$$H_d = 0,6 \frac{\omega^2 R_2^2}{g} - 1,67 \frac{\omega}{g} \frac{Q_i}{b_{opt}}, \quad (13)$$

где ω - угловая скорость вращения рабочего колеса, R_2 - наружный радиус колеса, Q_i - подача однощелевого насоса, b_{opt} - оптимальная величина междискового зазора.

Из уравнения (13) следует, что напор H_d^0 , создаваемый дисковым насосом при $Q=0$, определяется только частотой вращения и наружным диаметром рабочего колеса. Легко убедиться, что второй член правой части уравнения (13) представляет собой величину снижения напора h в насосе, которая определяется частотой вращения колеса и подачей, приходящейся на один междисковый зазор оптимальной ширины. Максимальная подача однощелевого насоса может быть вычислена, используя данные В.В.Невелича (ЛенНИИХиммаш).

Изложенное позволило разработать графики для расчета дискового насоса и его напорной характеристики. Первая часть графиков позволяет определить напор H_d^0 , развиваемый рабочим колесом данного диаметра при нулевой подаче. Для определения величины снижения напора в междисковом зазоре h необходимо воспользоваться второй частью графиков. Разность $H_d^0 - h$ представляет собой напор насоса H_d при данной подаче. Графики составлены также для определения подачи насоса и выбора оптимальной величины междискового зазора.

4. ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В диссертационной работе изложены и обобщены основные результаты исследования дискового насоса (насоса трений) для перекачивания вязких жидкостей и жидкостей с абразивными взлесями.

1. Исследовано течение в междисковом зазоре рабочего колеса насоса и установлен характер влияния междискового зазора $-b$; диаметра дисков $-d_2$ и d_1 , частоты их вращения ω на режим течения в зазоре. Экспериментально установлено, что режим течения в зазоре достаточно надежно определяется числом Рейнольдса по выражению (I). Критическое значение числа Рейнольдса $-Re_{cr}=1,25 \cdot 10^4$.

2. Из условия равновесия выделенного элемента потока в зазоре, путем введения ряда допущений получено уравнение теоретической характеристики дискового насоса $H-Q$. (10).

3. Экспериментальное исследование дискового насоса при работе на воде и жидкости с различной вязкостью показало, что теоретическая зависимость $H-Q$ для насосов удовлетворительно описывает влияние геометрических параметров и вязкости перекачиваемой жидкости на подачу и напор насоса. Установлено, что максимальный напор насоса соответствует нулевой подаче и не зависит от величины зазора, числа зазоров и вязкости жидкости. Изменение вязкости перекачиваемой жидкости не влияет на гидравлический кпд насоса. Показано, что для дискового насоса при работе на жидкости с любой вязкостью, хорошо выполняются соотношения пропорциональности.

4. Установлено, что увеличение числа междисковых зазоров приводит к пропорциональному росту подачи насоса; оптимальная величина междискового зазора с достаточной точностью определяется по выражению (II). Оптимальное отношение наружного диаметра к внутреннему $d_2/d_1 = 2,5 + 3,5$.

5. Исследование влияния отводящего канала на характеристики насоса показало, что минимальные потери энергии обеспечивает канал, построенный по закону постоянства момента скорости (что совпадает с логарифмической спиралью). Ширину отводящего канала и расстояние между языком отвода и рабочим колесом можно рассчитать по соотношениям, используемым для центробежных насосов.

6. Исследование работы дискового насоса на абразивной жидкости позволяет заключить, что дисковый насос удовлетворительно работает при перекачивании гидроабразивной смеси. Износ элементов дискового насоса практически не влияет на его гидродинамику.

ческие характеристики.

7. На основании полученных экспериментальных данных разработана методика проектирований дискового насоса для перекачивания вязких абразивных жидкостей и построены графики для расчета характеристик и размеров проточной части насоса.

8. По результатам исследований разработаны, спроектированы, изготовлены и опробованы дисковые насосы для перекачивания битума и сахарной патоки на ряде промышленных предприятий.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Абдурашитов К.А., Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Цабиев О.Н. "Экспериментальное исследование дискового насоса для перекачивания жидкостей с повышенной вязкостью". За технический прогресс, 1973, № 4.

2. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Цабиев О.Н. "Исследование дискового насоса для перекачивания вязкой жидкости", Известия вузов, Строительство и архитектура, 1974, № 2.

3. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Цабиев О.Н. "Исследование дискового насоса трения", Известия вузов. Авиационная техника, 1974, № 3.

4. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Цабиев О.Н., Исследование течения в междисковом зазоре насоса трения. Известия вузов. Энергетика, депонент, РЖ. Механика, 1975, № 3.

5. Цабиев О.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование дискового насоса трения при работе на вязкой абразивной жидкости, депонировано в НИИинформтяжмаш, № 56 от 16 мая 1975 г.

6. Цабиев О.Н. "Некоторые результаты экспериментального исследования дисковых насосов", Гидравлика и гидротехника, Межвузовский сборник, труды т.150, Кишинев, 1975 г.