М334314

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

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

На правах рукописи

СКОРУПКО Антон Михайлович

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ.

Специальность 05.04.03 – гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники.

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Москва – 1978

Работа выполнена в Одесском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Грабовский А.М.

Официальные оппоненты: профессор, д.т.н. Некрасов Б.Б.

доцент, к.т.н. Подвидз Л.Г.

Ведущее предприятие: Всесоюзный научно-исследовательский институт атомного и энергетического насосостроения.

Защита диссертации состоится "30" октября 1978 г.

на заседании специализированного Совета

К 053 15.07

вого Красного Знамени

мана по адресу:

м. 5.

ренные печатью, пр

библиотеке МВТУ

1978 г.

ета

В.Н.Козлов.

М 334314

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана
1334314
Скорупко А. М. Гидродинамич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

АКТУАЛЬНОСТЬ. Высокие темпы развития народного хозяйства требуют постоянного совершенствования методов управления, внедрения новой техники, совершенствования технологии производства. При гидромеханизации ряда процессов, во многих отраслях промышленности (строительство, морской и речной транспорт, химическая промышленность и др.) для подъема и транспорта жидкости наряду с лопастными и объемными гидромашинами используются специальные насосы, работающие на других физических принципах. К ним относятся струйные насосы или эжекторы, используемые в случаях, когда их применение диктуется технологическими требованиями и величина КПД не играет решающей роли. Эжекторы обладают рядом достоинств: простота конструкции, изготовления и эксплуатации, малая чувствительность к изменению агрегатного состояния перекачиваемой жидкости, отсутствие подвижных частей. По конструктивному исполнению различают эжекторы с подводом рабочей воды по периферии (кольцевые) и по оси камеры смешения. Кольцевой эжектор применяется, когда перекачиваемый поток содержит твердые включения.

Широкому внедрению в промышленность струйных аппаратов с центрально расположенным соплом предшествовало большое количество исследований. На базе работ Л.Г.Подвидза и Ю.Л.Кирилловского, Е.Я. Соколова, Н.М.Зингера и др. созданы методы расчета, позволяющие проектировать эжекторы как для оптимальных, так и для нерасчетных режимов. Наиболее перспективным является расчет по, так называемой, сводной характеристике, являющейся совокупностью безразмерных расходно-напорных характеристик с различной величиной модуля геометрического подобия m, представляющего собой отношение площадей поперечного сечения камеры смешения и рабочего сопла (кольцевой щели).

Работы, посвященные кольцевым эжекторам немногочисленны, а вопросы расчета характеристики аппаратов с различной величиной m и определения оптимальных соотношений геометрических размеров эжектора не исследовались.

Таким образом, актуальность работы определяется тем, что в диссертации рассматриваются важные и, вместе с тем, малоизученные вопросы работы кольцевых струйных аппаратов. Методика расчета этих аппаратов, разработанная в диссертации, позволит широко применять их в различных отраслях промышленности.

ЦЕЛЬЮ РАБОТЫ является: аналитическое и экспериментальное

исследование гидродинамики процессов, происходящих в проточной части кольцевого струйного насоса; получение сводной характеристики эжекторов с оптимальными соотношениями геометрических размеров и разработка методики расчёта основных его параметров при различных условиях работы.

ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

I. Аналитическое описание характеристики эжектора с помощью уравнения энергии.

2. Изучение влияния геометрических факторов на коэффициент потерь рабочей камеры и выбор оптимальной формы кольцевого сопла.

3. Экспериментальное изучение процессов, происходящих в камере смешения эжектора, получение уравнения для аппроксимации эпюры скорости в ней и зависимости для определения расхода подсасываемого кольцевой ограниченной струёй.

4. Определение оптимальных соотношений геометрических размеров эжектора, путем сравнения его расходно-напорных характеристик с различной величиной модуля и разработка методики графо-аналитического расчёта эжектора при условии его бескавитационной работы.

НАУЧНУЮ НОВИЗНУ диссертации определяют: исследование истечения жидкости из кольцевой щели различных размеров и конфигурации, определение влияния формы и размеров рабочей камеры эжектора на её коэффициент потерь; изучение гидродинамики потока в камере смешения и диффузоре кольцевого эжектора; определение физической сущности явлений, происходящих при смешении потоков и эжектирующей способности кольцевой ограниченной струи на базе уравнений, описывающих эпюру скорости в камере смешения эжектора; исследование влияния геометрических факторов на характеристики эжектора при работе без противодавления и на сеть; получение сводной характеристики кольцевых эжекторов и определение их параметров графо-аналитическим методом.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ диссертации заключается в получении новых данных о работе кольцевого эжектора и использовании их для расчёта характеристик кольцевых струйных насосов и эжекторов центрального типа по общей методике. Это позволяет при проектировании схем и установок со струйными насосами выбрать оптимальный вариант, а в случае перекачивания жидкостей, содержащих твердую взвесь, оснастить соответствующие установки простыми в изготовлении и эксплуатации аппаратами.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Отдельные разделы и основное содержание

диссертационной работы докладывалось на XXXI, XXXУШ конференциях ОПИ, на У конференции молодых исследователей ОПИ, на научном семинаре кафедры гидравлики и гидроавтоматики МВТУ им.Н.Э.Баумана.

ПУБЛИКАЦИИ. По результатам выполненных исследований опубликовано 6 работ.

ОБЪЁМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и приложений. Изложена на 107 страницах с 69 рисунками. Список литературы включает 85 наименований на русском и 10 - на иностранных языках.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ диссертации рассматриваются существующие методы расчёта струйных насосов. Анализ этих методов позволил установить, что наиболее перспективным является совместное использование теории струй и уравнения энергии. Изучение литературы показало, что известные работы, посвященные исследованиям кольцевых струйных насосов не могут быть использованы для целей настоящего исследования, так как в них рассматриваются частные вопросы применения кольцевых эжекторов. В результате рассмотрения рабочего процесса кольцевого эжектора выбрана расчётная схема (рис.I) и установлено, что в кольцевом эжекторе можно выделить три основных элемента: I - рабочую камеру с кольцевой щелью; 2 - камеру смешения; 3 - диффузор.

Работу струйного насоса характеризует ряд размерных параметров: $Q_р$ - расход рабочей жидкости, $Q_э$ - расход эжектируемой жидкости, $H_р$ - полный напор рабочей жидкости, $H_э$ - полный напор, создаваемый струйным насосом.

При определении полного напора рабочей и эжектируемой жидкости следует учитывать условия входа в струйный насос. При этом зависимости для определения $H_р$ и $H_э$ имеют вид:

$$H_р = \left(\frac{P_в}{\rho g} + \frac{\alpha_в V_в^2}{2g}\right) - \left(\frac{P_а}{\rho g} + \frac{\alpha_а V_а^2}{2g}\right) \qquad (1)$$

$$H_э = \left(\frac{P_с}{\rho g} + \frac{\alpha_с V_с^2}{2g}\right) - \left(\frac{P_а}{\rho g} + \frac{\alpha_а V_а}{2g}\right) \qquad (2)$$

Ряд зависимостей $H_э = f(Q_э)$ для эжектора при $m = const$, полученных для различных значений $H_р$, можно свести к безразмерной зависимости $\bar{h} = f(q)$, где: $\bar{h} = \frac{H_э}{H_р}$ - относительный напор; $q = \frac{Q_э}{Q_р}$ - относительный расход или коэффициент эжекции. КПД эжектора представляет собой отношение полезной мощности к затраченной

$$\eta_э = \frac{Q_э H_э}{Q_р (H_р - H_э)} = q \frac{\bar{h}}{1 - \bar{h}} \qquad (3)$$

Зависимости $h = f(q)$ и $\eta_э = f(q)$ являются основными характеристиками струйных насосов.

Относительный напор эжектора, записанный с помощью уравнения энергии имеет вид:

$$\frac{H_э}{H_р} = \frac{\left(\frac{P_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g}\right) - \left(\frac{P_a}{\rho g} + \frac{\alpha_a V_a^2}{2g}\right)}{\left(\frac{P_б}{\rho g} + \frac{\alpha_б V_б^2}{2g}\right) - \left(\frac{P_a}{\rho g} + \frac{\alpha_a V_a^2}{2g}\right)} \qquad (4)$$

или после соответствующих преобразований в безразмерной форме:

$$h = \frac{m^2 - (\zeta_{кс} + \zeta_д)(1+q)^2 - q^2(1-m)^2(1+\zeta_{вх})}{m^2(1+\zeta_ш) - q^2(1-m)^2(1+\zeta_{вх})} \qquad (5)$$

Анализ параметров, входящих в уравнение (5) показал, что для расчета характеристик польцевых струйных насосов, работающих в различных условиях, нужно тщательно изучить гидродинамику потока, как в отдельных элементах, так и в аппарате в целом, что явилось задачей экспериментальных исследований.

ВТОРАЯ ГЛАВА посвящена исследованиям течений в рабочей камере эжектора. Коэффициент потерь определялся для рабочей камеры в целом. При этом принималось, что основная часть потерь происходит в кольцевой щели. Проведенный анализ вопроса о движении жидкости в кольцевых каналах показал, что в работах, посвященных изучению этого процесса, содержатся противоречивые данные, которые нельзя использовать при определении коэффициента потерь рабочей камеры кольцевого струйного насоса.

При проведении экспериментальных исследований изучалось влияние формы входа в кольцевую щель и её геометрических размеров на коэффициент потерь и характеристики аппарата. При проектировании экспериментального стенда основное внимание уделялось возможности его многоцелевого использования и изменению режимов в достаточно широком диапазоне. Гидравлический стенд использовался, как для проливки отдельных элементов эжектора, так и для снятия характеристик кольцевых струйных насосов.

Все опыты проводились в области квадратичного закона сопротивления. Данные экспериментов приведены в виде зависимостей $Eu = f(Re)$ Их анализ показал, что форма входного участка в кольцевую щель оказывает существенное влияние на её коэффициент потерь. В зависимости от формы сопла коэффициент потерь колеблется в пределах 0,16 ÷ 0,96. Лучшие результаты были получены на соплах с коническими образующими и на сопле с параллельными стенками с плавно-скругленным входом.

В дальнейшем решено было использовать комбинированное сопло с плавно-скругленным входом, начальный участок которого выполнялся в виде конуса, а на выходе – небольшой цилиндрический участок.

Было также установлено, что изменение ширины щели δ не влияет на коэффициент потерь рабочей камеры. При проведении этих экспериментов величина m изменялась от 3,76 до 8,92. В диапазоне Re от $3 \cdot 10^4$ до $6{,}0 \cdot 10^4$ значение коэффициента потерь для рабочей камеры в целом составило 0,16 – 0,20, что соответствует коэффициенту расхода $\mu = 0{,}92 \div 0{,}93$. Для кольцевой щели в отдельности среднее значение коэффициента потерь (при соответствующей обработке поверхности сопла не ниже $\nabla 6$) существенно не отличается от коэффициента потерь для конических сопел $\zeta_{щ} = 0{,}08 \div 0{,}12$. Было также установлено, что форма рабочей камеры не влияет на её сопротивление.

В процессе работы проверялось предположение о влиянии цилиндрического участка на выходе из сопла на характеристику эжектора. Уменьшение длины цилиндрического участка улучшает характеристику эжектора вследствие уменьшения потерь на трение в кольцевой щели. Однако это улучшение несущественно. Это подтверждает, что основные потери в рабочей камере связаны с организацией потока на входе в кольцевое сопло.

Таким образом, проведенные исследования позволили определить влияние геометрии на коэффициент потерь рабочей камеры.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ приводятся результаты исследований гидродинамики потока в камере смешения кольцевого эжектора. Эксперименты проводились на аэродинамическом стенде. Камера смешения диаметром 73 мм была выполнена со вставками из оргстекла для визуализации потока. Изучение полей скоростей и давлений производилось с помощью шарового зонда ($d_ш = 5$ мм), изготовленного и отградуированного в аэродинамической лаборатории ЛПИ им.М.И.Калинина. Экспериментально исследовались параметры кольцевой ограниченной струи при значениях $m = 8$; 10; 12,3; 18,25. Опыты проводились в квадратичной области сопротивлений, о чём свидетельствовало распределение относительных скоростей, полученных при различных числах Re. Анализ полученных данных показал, что при различных скоростях истечения рабочей струи смешение потоков заканчивается на одном и том же расстоянии. Это означает, что при работе струйных насосов с различной величиной напора рабочей жидкости перед соплом длина камеры смешения остается неизменной. Характер распределения осевых скоростей в камере смешения кольцевого эжектора и аппаратов центрального типа различен. На начальном участке камеры смешения происходит не возрастание, а падение осевой скорости. Это объясняется наличием вихревой зоны, наблюдавшейся нами на начальном участке камеры смешения при визуализации потока с помощью древесных опилок. Анализ

экспериментальных данных позволил сделать предположение, что причиной образования вихревой зоны является турбулентное перемешивание частиц рабочего и подсасываемого потоков, происходящее в замкнутой кольцевой полости. Расстояние, на котором наблюдается вихревая зона, практически не зависит от m и в наших опытах составило (2÷4) $d_{кс}$. Анализ распределения относительного статического давления показывает, что на начальном участке камеры смешения давление не подчиняется гидростатическому закону. Выравнивание эпюры давления начинается на расстоянии (5÷6) $d_{кс}$ и заканчивается в конце камеры смешения (I0 $d_{кс}$). Выравнивание эпюры скорости происходит на расстоянии (5÷I0) $d_{кс}$.

Анализ литературы показал, что в ряде случаев, для упрощенного расчета низконапорных аппаратов $m>7$, в качестве основной характеристики эжектора используют коэффициент эжекции q. Такие аппараты используются в конструкциях современных нефте-мусоросборщиков, в устройствах для разбавления сточных вод и пр. Как правило, они работают без диффузора, т.к. отсутствие сети не требует восстановления давления. В этом случае расчет эжектора сводится к определению расхода подсасываемого кольцевой ограниченной струей.

Для аппроксимации эпюры скорости в различных сечениях камеры смешения кольцевого эжектора в зависимости от m было использовано выражение, полученное И.М.Коноваловым и К.И.Безюковым и скорректированное нами по экспериментальным данным. В качестве коррелирующего параметра был использован коэффициент K, представляющий собой отношение площади эпюры скорости, полученной экспериментальным путем, к площади эпюры скорости, определенной по зависимости, полученной И.М.Коноваловым и К.И.Безюковым. Для определения K была получена зависимость $K = 3,I7\ (\ell/d_{кс})^{-0,87} \times e^{0,15\ell/d_{кс}}$, показывающая, что этот параметр практически не зависит от m.

Уравнение для аппроксимации эпюры скорости имеет вид:

$$u = \left[\frac{V_щ^2 \delta r_0}{2a^2x^2} e^{-\frac{r_0^2+r^2}{4a^2x^2}} J_0\left(\frac{r\cdot r_0}{2a^2x^2} i\right) K^2\right]^{0,5} \qquad (6)$$

где $V_щ$ – скорость истечения из кольцевой щели; δ – ширина кольцевой щели; r_0 – средний радиус кольцевой струи; a – опытный коэффициент (по И.М.Коновалову $a = 0,034$); x – расстояние от среза сопла до рассматриваемого сечения; $J_0\left(\frac{r\cdot r_0}{2a^2x^2} i\right)$ – функции Бесселя мнимого аргумента.

Анализ экспериментальных данных показал, что с помощью уравнения (6) с достаточной для практики точностью можно рассчитать эпюру скорости в камере смешения кольцевого эжектора в зависимости от геометрических размеров сопла, продольной координаты струи и

скорости истечения из кольцевой щели.

Формула (6) была использована для расчета значений расхода, эжектируемого кольцевой ограниченной струей при различных значениях параметра m. Данные были представлены в виде зависимости $q = f(m)$. Значение суммарного расхода $Q_э + Q_р$, подставленного в формулу $q = \frac{Q_э + Q_р}{Q_р} - 1$, было найдено графическим интегрированием эпюр скоростей полученных с помощью уравнения (6). Сопоставление этих данных с экспериментом, а также данных, полученных путем обработки экспериментом И.В.Гусака и данных R.E.Nece, полученных им несколько позже, вполне удовлетворительное. Зависимость для определения безразмерного эжектирующего расхода $q = f(m)$ удовлетворительно описывается выражением:

$$q = 0{,}295m - 0{,}007m^2 - 0{,}04 \qquad (7)$$

С помощью этого выражения можно, не прибегая к трудоемкому интегрированию эпюр скоростей, определять расход эжектируемый кольцевой ограниченной струей. Были также проведены эксперименты по определению длины камеры смешения эжектора при работе без противодавления, которые показали, что в этом случае длина камеры смешения может быть принята равной $(3 \div 4)d_{кс}$.

Эксперименты позволили определить значения коэффициента Кориолиса для кольцевой ограниченной струи. Анализ опытных данных показал, что на участке камеры смешения $(4 \div 10)d_{кс}$ величина $\alpha \approx 1{,}3$.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ приводятся данные исследований гидродинамики потока в камере смешения и в диффузоре при работе эжектора на внешнюю сеть. Так как основная доля потерь приходится на камеру смешения и диффузор, КПД аппарата зависит от выбора рациональных соотношений этих двух узлов. Исследования структуры потока показали, что хотя выравнивание эпюры скорости происходит на расстоянии $(5 \div 10)d_{кс}$ эту величину нельзя принять за исходную при определении оптимальной длины камеры смешения. Работы Л.Г.Подвидза и Ю.Л.Кирилловского показали, что длина камеры смешения является функцией модуля струйных насосов. Очевидно, что и для кольцевого эжектора имеет место такая же зависимость. Вид этой зависимости был найден нами экспериментальным путем. Для этого были сняты безразмерные характеристики $h = f(q)$ эжекторов с различной величиной модуля $m = 3{,}76;\ 4{,}45;\ 5{,}52;\ 7{,}25;\ 8{,}92$. Предварительно на экспериментальном стенде были получены данные, показывающие, что для различных значений $H_р = const$ для аппаратов с $m = const$ существует единая зависимость $h = f(q)$. Это позволило в дальнейшем оперировать безразмерными характеристиками струйных насосов.

Характеристики $h = f(q)$ были получены для эжекторов с $m = const$ при различной длине камеры смешения $l/d_{кс}$, которая изменялась в пределах от 2,7 до 10,8. Оптимальная длина камеры смешения выбиралась из условия максимально достижимого коэффициента напора h при $q = const$. Сопоставление зависимости $(l/d_{кс})_{опт} = f(m)$, полученной для кольцевого эжектора, с данными для аппаратов центрального типа показывает, что для кольцевых эжекторов при значениях модуля $m = 3{,}5 \div 6{,}0$ длина камеры смешения в $1{,}5 \div 2$ раза короче. Эксперименты проводились с цилиндрическими камерами смешения, т.к. такая форма считается наиболее целесообразной. Тем не менее были проведены эксперименты с камерами смешения конической формы, которые показали, что замена цилиндрической камеры смешения конической не вызывает улучшения параметров работы эжектора.

Экспериментальные данные показывают, что изменение длины камеры смешения в зависимости от m, влияет на структуру потока на входе в диффузор. Это обстоятельство, как указывает И.Е.Идельчик, играет существенную роль при определении его параметров. Профиль с пониженными скоростями в центре и повышенными – у стенок ("вогнутая" форма) по данным ряда исследователей должен несколько затягивать начало отрыва потока в диффузоре. Проверка этого предположения, выполненная экспериментально, показала, что в кольцевом эжекторе могут быть использованы диффузоры с углом раскрытия до 16°. Были также определены численные значения коэффициента потерь диффузора. При этом проводилось измерение полей скоростей и давлений в сечении перед диффузором при различной величине коэффициента эжекции. Учитывая сложность процессов, происходящих в камере смешения и диффузоре и их существенное взаимное влияние, было решено при расчете характеристики эжектора использовать условный комплексный коэффициент потерь эжектора $\psi_э$. Этот коэффициент учитывает потери энергии рабочего потока при прохождении через эжектор. Он удобен при расчете безразмерной характеристики эжектора, однако пользоваться им для вычисления потерь энергии в камере смешения и диффузоре нельзя, поскольку в потери войдет и та энергия, которую приобретает поток подсасываемой жидкости. Поэтому этот коэффициент нужно рассматривать как некоторую условную величину, необходимую для расчета характеристики эжектора.

После введения комплексного коэффициента потерь уравнение (5) примет вид:

$$h = \frac{m^2 - \psi_э(1+q)^2 - q(1-m)^2(1+\zeta_{вх})}{(1+\zeta_{ш})m^2 - q^2(1-m)^2(1+\zeta_{вх})} \qquad (8)$$

Значения коэффициента Ψ_3 были найдены путем обработки безразмерных характеристик эжекторов, полученных из экспериментов. Используя данные опытов нами были построены сводные характеристики $h=f(q)$ и $\eta_э=f(q)$ для кольцевых эжекторов с различной величиной модуля. Сводная характеристика $h=f(q)$ представлена на рис.2. Сопоставление огибающих зависимостей $\eta_э=f(m)$ и $h=f(q)$ полученных для различных m, при условии максимума КПД, с данными для аппаратов центрального типа, показывает, что КПД эжекторов с центральным соплом несколько выше. Однако сравнение параметров кольцевых струйных насосов с характеристиками эжекторов, предназначенных для перекачивания загрязненных жидкостей (фекальных и др.), показывает, что кольцевые эжекторы по своим энергетическим показателям не уступают существующим аппаратам центрального типа.

Анализ зависимости $\eta_э=f(m)$ показывает, что с увеличением m КПД аппарата уменьшается. Оптимальным можно считать эжекторы с m = = 3,5÷4,0.

Для выяснения причин падения КПД эжектора по мере увеличения модуля m был проведен анализ его рабочего процесса с помощью баланса мощности, выражение для определения которого записывается в виде.

$$N_з = N_э + \sum N_{пот} \qquad (9)$$

где $N_з$ – мощность, затрачиваемая в струйном насосе; $N_э$ – мощность, получаемая от насоса (эффективная); $\sum N_{пот}$ – потери мощности в элементах насоса.

Анализ баланса мощности, полученного путем обработки экспериментальных характеристик эжекторов с $m=3,76$ и 7,25 показал, что по мере увеличения коэффициента эжекции в эжекторе с $m=3,76$ (длина камеры смешения $3d_{кс}$) потери мощности в диффузоре, где продолжается процесс смешения, растут. В эжекторе с $m=7,25$, где длинная камера смешения позволяет, в основном, закончить процесс смешения, преобладают потери в камере смешения. Полученные балансы мощности подтвердили предположение о существенном взаимном влиянии камеры смешения и диффузора и показали, что наблюдаемое падение КПД по мере увеличения модуля m, связано, в основном, с дополнительными потерями, возникающими при смешении потоков в кольцевом эжекторе.

С помощью баланса мощности были получены коэффициенты потерь в камере смешения в виде зависимости $\zeta_{кс}=f(q)$.

Результаты расчета этого коэффициента с помощью выражения,

полученного из уравнения количества движения удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Полученная сводная характеристика $h = f(q)$ кольцевых струйных насосов позволяет упростить расчет установок со струйными насосами. Для проверки полученных соотношений нами была испытана модель эжектора для специальных судовых систем. Совпадение расчёта и эксперимента вполне удовлетворительное. Учитывая, что расчётные соотношения могут быть использованы лишь при бескавитационной работе эжектора, было проведено исследование процесса кавитации в кольцевом эжекторе. Исследования проводились на двух моделях эжектора. Эксперименты на эжекторе с прозрачной камерой смешения позволили получить данные о процессе кавитации в кольцевом эжекторе.

Анализ кавитационных характеристик модели эжектора для судовых систем, полученных различными способами и данных других исследований, показал, что для приближенных расчётов, в качестве параметра, характеризующего возникновение начальной стадии кавитации в камере смешения эжекторы, при температурных условиях, близких к нормальным, можно использовать величину $H_{пак}^{осп}$ = 7,5÷8,0 м.

В большинстве случаев эжектор является вспомогательным устройством, параметры которого рассчитываются при заданных – характеристике насоса для рабочей жидкости, диаметрах и длинах всасывающей и напорных линий. При использовании эжектора в таких схемах он должен перекачивать максимально возможный расход жидкости при отсутствии кавитации. Решение такой задачи разработано графо-аналитически. Блок-схема расчёта приведена на рис.3. На первом этапе строится ряд вспомогательных зависимостей, представляющих собой прямые и обратные характеристики соответствующих участков трубопроводов. Затем методом последовательных приближений с помощью полученных ранее зависимостей находят параметры эжектора, соответствующие заданным условиям.

Основные выводы.

В диссертационной работе изложены и обобщены основные результаты исследования кольцевого струйного насоса для перекачивания жидкостей, содержащих твердые включения.

I. Аналитическое исследование рабочего процесса кольцевого эжектора, выполненное с помощью уравнения энергии, позволило получить выражение для расчета характеристики эжектора и наметить основные задачи исследования.

2. Исследования гидродинамики потока в рабочей камере эжекто-

ра позволили выбрать рациональную форму рабочей камеры и входного участка в кольцевую щель, определить численные значения коэффициентов потерь рабочей камеры в целом $\zeta_{ц} = 0,16 \div 0,20$ и кольцевой щели $\zeta_{щ} = 0,10$.

3. Исследования структуры потока в камере смешения эжектора показали, что скорость истечения из сопла не влияет на процесс смешения. Полученные данные о распределении скоростей и давлений и визуализации потока в камере смешения позволили установить, что процессы смешения в кольцевом эжекторе и в аппаратах центрального типа различны. В кольцевом струйном насосе на начальном участке камеры смешения наблюдается интенсивная вихревая зона, причиной возникновения которой является процесс передачи энергии, происходящий в замкнутой кольцевой полости, образованной кольцевой ограниченной струей.

4. При исследовании работы эжектора без противодавления, для низконапорных аппаратов ($m > 7$), получено уравнение для аппроксимации эпюры скорости в камере смешения эжектора и выражение в безразмерной форме для определения расхода эжектируемого кольцевой ограниченной струей. Получены данные, позволяющие рекомендовать для этих условий длину камеры смешения $(3 \div 4)d_{кс}$.

5. При работе на внешнюю сеть длина камеры смешения является функцией модуля m. Зависимость $\left(\frac{l}{d_{кс}}\right)_{опт} = f(m)$ получена экспериментально. Исследования влияния формы камеры смешения на характеристики эжектора подтвердили целесообразность применения камер смешения цилиндрической формы. Сравнение зависимости $\left(\frac{l}{d_{кс}}\right)_{опт} = f(m)$ с аналогичной для эжектора центрального типа показывает, что длина камеры смешения кольцевого эжектора в ряде случаев в $1,5 \div 2$ раза короче.

6. Исследование работы диффузоров позволило рекомендовать в кольцевых струйных насосах диффузоры с углом до 16^{0}, что уменьшает длину аппарата.

7. Путем обработки экспериментальных данных были получены значения условного коэффициента потерь эжектора ($\Psi_{э}$), сводная характеристика $h = f(q)$ и огибающие зависимости $\eta_{э} = f(m)$ и $h = f(q)$ для кольцевых эжекторов при максимальном значении $\eta_{э}$.

8. Анализ огибающих зависимостей и баланса мощности кольцевого эжектора позволил установить особенности его рабочего процесса и выбрать оптимальные значения модуля $m = 3,5 \div 4,0$.

9. Разработанная методика графо-аналитического расчета дает возможность рассчитать размеры и характеристику аппарата для заданных условий его работы при отсутствии кавитации.

Внедрение результатов работы проведено Ростовским ЦПКБ, где разработан комплекс для закачки полистирола в отсеки затонувших судов (проект № 2036). Работы по внедрению ведутся в настоящее время кафедрой гидравлики ОПИ с рядом других организаций (Каспийское ЦПКБ, Бендерское ПУВКХ и др.).

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

I. Грабовский А.М., Скорупко А.М. и др. "Разработка нефтесборщика нового типа" - Морской флот, №9, 1971, с.72.

2. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Скорупко А.М. "Экспериментальное определение коэффициента расхода сопла кольцевого гидроэлеватора", Известия вузов, Энергетика, 1972, №4, с.105-107.

3. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Скорупко А.М. "Исследование структуры потока в камере смешения кольцевого эжектора", Известия вузов, Строительство и архитектура, 1972, №9, с.114-117.

4. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Скорупко А.М. "Гидравлический расчёт параметров кольцевого эжектора", Известия вузов, строительство и архитектура, 1973, №8, с.95-99.

5. Грабовский А.М., Иванов К.Ф., Скорупко А.М. "Гидравлическое исследование параметров кольцевого эжектора". -В сб. "Гидравлика и гидротехника", Кишинев, 1975, т.150, с.60-63.

6. Скорупко А.М. "Основные расчетные соотношения для проектирования кольцевых струйных насосов", депонировано НИИинформтяжмаш, № 280, 1978, 15с. -Деп.рук. (естественные и точные науки, техника) библиогр.у к. 1978,вып.3, с.134.

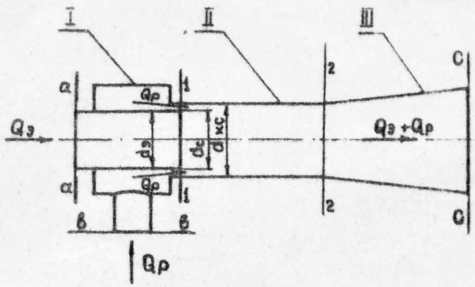


Рис. I. Схема кольцевого эжектора.

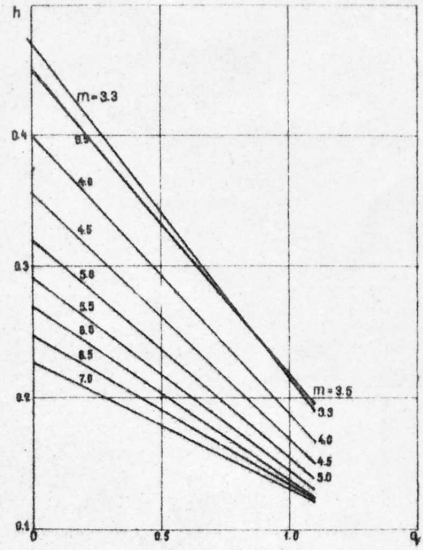


Рис. 2. Сводная характеристика $h = f(q, m)$ кольцевых струйных насосов.

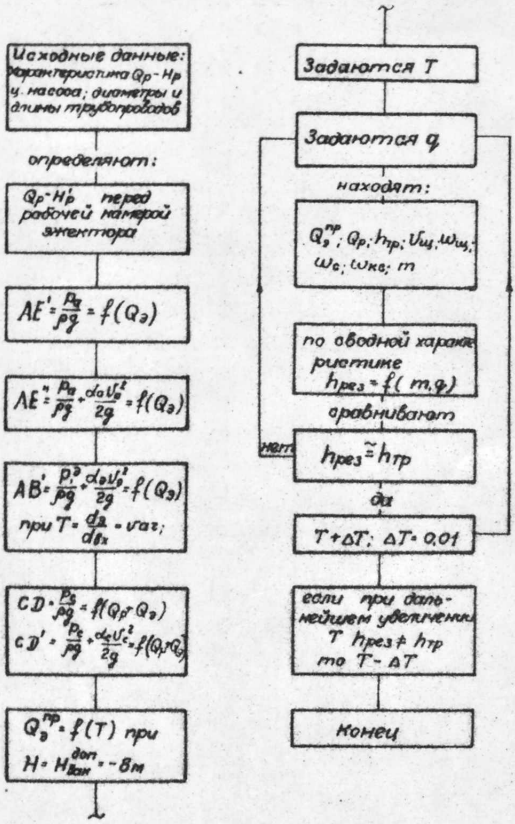


Рис. 3. Блок-схема графо-аналитического расчета кольцевого струйного насоса.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

БР 08413 Подп. к печати 21.09.78 г. Формат 60 х 84 1/16
Об"ем 1 п.л. Заказ № 3616. Тираж 100 экз.
Гортипография Одесского облполиграфиздата, цех № 3.
Ленина, 49