

приводят к занижению модуля и завышению аргумента импеданса дросселя. Однако если выбрать трубопровод с $R_{TP} \leq 0,1$, то максимальная погрешность определения $|Z_g|$ не превысит 6%, а $\delta\varphi_{Z_g}$ - 4%.

Таким образом, разработанная методика позволяет определять экспериментально импеданс дросселя с погрешностью не больше заданной величины без непосредственного измерения расхода рабочей среды при реализации различных граничных условий.

Л и т е р а т у р а

1. Шорин В.П. О периодическом течении жидкости через диафрагмы. - Изв.вузов. Авиационная техника, 1970, № 4, с. 116-121.

2. Эпштейн В.Л., Руденко А.Н., Жемуранов А.П. Нелинейное акустическое сопротивление отверстия. - В кн.: Авиационная акустика. Труды ЦАГИ. М., 1976, вып. 1806, с. 74-80.

3. Гимадиев А.Г., Шорин В.П. О расчете частотных характеристик безрасходных магистралей, содержащих сосредоточенное сопротивление. - Машиноведение, 1972, № 6, с. 25-30.

4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1977. - 424 с.

УДК 621.67:532.528

В.М.Гуров, А.И.Иванов, В.Н.Орлов

НАПРАВЛЕНИЯ И СРЕДСТВА УСТРАНЕНИЯ
НЕБЛАГОПРИЯТНОГО ВЛИЯНИЯ ВТОРИЧНЫХ ПОТОКОВ
НА АНТИКАВИТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

У с л о в н ы е о б о з н а ч е н и я :

ρ - плотность;
 C_p - теплоемкость;
 p - давление;
 T - температура;
 p_v - давление насыщенного пара;
 V, \dot{V} - объемный расход;
 ω - частота вращения;
 Δp - перепад давления;

ΔT - перепад температуры;

$H = \Delta p / \rho$ - напор;

$h = (p_{\delta x}^* - p_v) / \rho$ - кавитационный запас;

$K_A = V_p / V_{min}$ - степень дросселирования;

$C_{кр} = 297,6 \omega \sqrt{V} / h_{ср}^{0,75}$ кавитационный коэффициент быстроходности ступени насоса;

η, η_o - соответственно общий и объемный к.п.д. ступени насоса;

$\bar{h}_{ср} = \frac{h_{ср} / \omega^2}{(h_{ср} / \omega^2) \rho}$ - относительный кавитационный запас на срывном режиме;

$\bar{V} = \frac{V / \omega}{(V / \omega) \rho}$ - относительный объемный расход;

r - текущий радиус;

Z - осевая ордината;

L - длина;

δ, Δ - соответственно радиальный и осевой зазоры.

И н д е к с ы:

H - насос;

V_x, V_{yx} - соответственно вход и выход;

y - утечка и уплотнение;

$ж$ - жидкость;

$\delta, п, о, п$ - соответственно вторичный и основной потоки;

p - расчетный;

$ср$ - срывной;

$*$ - параметр заторможенного потока.

Антикавитационные свойства центробежных насосов (ЦБН) в настоящее время достигли весьма высокого уровня. Применяя соответствующие методики расчета [1, 2], конструкторы насосных систем подачи (НСП) создают ЦБН, имеющие на расчетном режиме работы кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр} = 4500-5000$. Однако и эти величины, еще пять лет назад казавшиеся исследователям предельными для ЦБН одно-вальной (однокаскадной) схемы, уже превышены также в однокаскадной схеме ЦБН с так называемыми бустерными шнеками [3]; в насосах подобной схемы $C_{кр} = 8000-10000$.

В настоящее время перед конструкторами стоит задача дальнейшего повышения параметрической надежности и, в частности, обеспечения достигнутых высоких величин $C_{кр}$ для НСП, работающих на жидкостях, склонных к парообразованию (кавитации) во всей области эксплуатационных

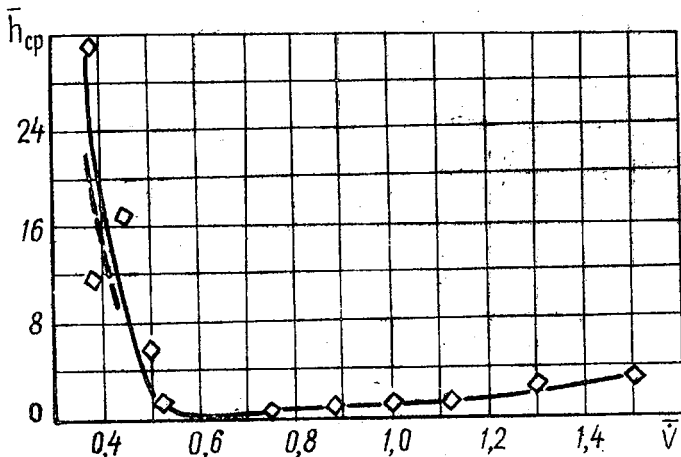
значений h и $T_{вх}$. К таким жидкостям, имеющим особые теплофизические свойства, относятся, например, азот, кислород, фреоны, горячая вода при $T = 400-500$ К и некоторые другие.

В работе [4] предложен критерий $\alpha_0 = \frac{r^2}{c_{ж} T_{ж}} \left(\frac{\bar{r} \eta}{\rho_{ж}} \right)^2$, характеризующий изменение внутренней энергии жидкости при кавитации. Для холодной деаэрированной воды параметр $\alpha_0 \rightarrow 0$, а для перечисленных выше жидкостей $\alpha_0 > 1$, для них же характерен большой градиент dp_v/dT в эксплуатационном диапазоне величин $T_{вх}$.

При работе ЦБН на жидкостях, имеющих $\alpha_0 > 1$, устойчивая, без срывов напора и подачи, работа НСП в значительной степени начинает определяться влиянием вторичных потоков (ВП) жидкостя. ВП образуются в осевых зазорах между корпусом насоса и покрывными дисками рабочих колес (РК), в полостях разгрузочных устройств, в щелях уплотнений и отводятся в область входа (всасывания).

Влияние ВП на рабочий процесс ЦБН усиливается на режимах дросселирования [2], [5], что в итоге ограничивает работоспособность НСП при больших потребных величинах K_D (например, при $K_D > 8-10$).

В работе [6] в результате экспериментального исследования характеристик $\Delta p_H = f(\dot{V})$, при $\omega = \text{const}$ двухступенчатого ЦБН, работающего на жидкостях с $\alpha_0 > 1$, определена характеристика $\bar{h}_{ср} = f(\dot{V})$ в широком диапазоне расходов (рис.1). По этой зависимости



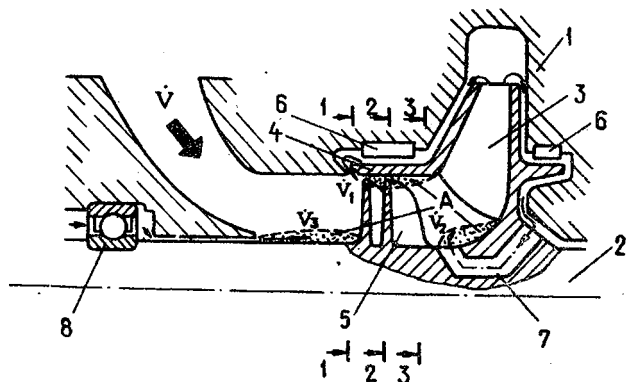
Р и с. 1. Зависимость кавитационного запаса на срывном режиме от относительного расхода в ЦБН:
 ◇ — эксперимент; - - - расчет

можно судить о значительном росте величины h_{cp} в области малых расходов, обусловленном, как считают авторы, влиянием утечек жидкости, отводимых в область входа РК первой ступени насоса. Для многих энергетических установок (ЭУ) подобное протекание зависимости $h_{cp}=f(\dot{V})$ совершенно неприемлемо, так как требует увеличения располагаемого давления на входе в ЦН, а следовательно, применения напорных преднасосов, увеличения массы НСП, что в целом снижает эффективность ЭУ и ее надежность.

В данной статье рассматриваются и анализируются некоторые технические решения, направленные на улучшение всасывающих свойств и повышение надежности ЦН, работающих на жидкостях с $\alpha_0 > 1$ в широком диапазоне расходов.

Рассмотрим физические основы рабочего процесса ЦН с учетом влияния ВП.

На рис. 2 для примера дана схема проточной части ЦН. В зоне всасывания происходит смещение основного потока (с расходом \dot{V}) с ВП.



Р и с. 2. Схема проточной части ЦН: 1 - корпус; 2 - вал; 3 - рабочее колесо; 4 - бурт переднего покрывного диска; 5 - шнек; 6 - уплотнение; 7 - разгрузочные отверстия; 8 - шарикоподшипник; А - зона деформации полей скоростей и температуры

имеющими соответственно расходы \dot{V}_1 и \dot{V}_3 , температуры которых выше, чем температура основного потока. В зону расположения входных кромок РК отводится утечка с расходом \dot{V}_2 из разгрузочной полости ЦН. Относительное превышение температур ВП \dot{V}_1 , \dot{V}_2 и \dot{V}_3 над температурой $T_{0,п}$ основного потока $(T_{в,п} - T_{0,п})/T_{0,п}$ может достигать 20% и более. Это приводит к деформации полей скоростей и температур на

протяжении всей зоны всасывания, вплоть до входных кромок РК, по сравнению со случаем отсутствия вдува ВП в основной поток. Особо неблагоприятное влияние на антикавитационные свойства ЦБН оказывает поток, отводимый на периферию, например, перед предвключенным шнеком (ПШ), в его межлопаточные каналы или перед РК (см. сечения I-I, 2-2 и 3-3 на рис. 2).

В работе [2] на основании модели полного перемешивания ВП и основного потока предлагается соотношение

$$\Delta T_{вх.у} = \Delta T_{вых} \frac{1 - \eta_0}{1 - \eta} \quad (I)$$

для вычисления повышения температуры жидкости во входной области насоса (здесь $\Delta T_{вых} = \Delta T_H = H_H (1 - \eta) / c_p \eta$). Используя выражение (I), можно определить температуру основного потока на входе в ЦБН, т.е. $T'_{вх} = T_{вх} + \Delta T_{вх.у}$, и именно по этой температуре вычислить кавитационный запас. Указанный метод учета неблагоприятного влияния ВП на антикавитационные свойства ЦБН в целом определяет так называемую модель "горячих" утечек. Успешное применение этой модели известно из работы [7].

В работе [2] проанализированы и конструктивные мероприятия для ЦБН, направленные на устранение вредного влияния "горячих" утечек. Лучшие из этих мероприятий позволяют осуществлять с помощью уголко-вых отражателей плавный ввод утечек из уплотнений проточной части в сечение основного потока, расположенного за ПШ. Однако ЦБН с такими отражателями, способствующими получению минимальной неравномерности полей скоростей перед РК, не улучшают эпюру температурного поля потока. Например, из работы [8] известно, что деформация поля температуры при вдуве под углом $\alpha > 90^\circ$ в холодный поток нагретой струи наблюдается вплоть до расстояния вниз по потоку от места вдува, равного 5-10 диаметрам отверстия вдува. Указанное обстоятельство весьма неблагоприятно для жидкостей с $\alpha_0 > 1$.

Основное отличие другой модели влияния ВП на всасывающую способность ЦБН по сравнению с моделью "горячих" утечек состоит в возможности вскипания ВП в щелях уплотнений и в образовании в процессе течения паровой фазы [9]. Процесс течения в этом случае сопровождается тепло- и массообменом. Сохранение и образование паровой фазы в потоке жидкости предполагает возможность критического режима течения.

Экспериментальные исследования таких режимов течения показали, что следует четко различать два полярных случая: течение испаряющей-

ся жидкости через отверстия и короткие каналы и течение по длинным каналам. Для типичных случаев истечения жидкости с $\alpha_0 > 1$ из уплотнений проточной части ЦБН в основной поток можно рассматривать щели с параметрами $3 < L/2\delta < 12$ и $L/2\delta \geq 12$.

При истечении через щель с $3 < L/2\delta < 12$, ввиду конечности времени фазового перехода, жидкость не успевает полностью испариться и поэтому находится в метастабильном состоянии; структура струи в этом случае представляет собой смесь крупных капель жидкости и мелких паровых пузырей в сердцевине.

При истечении через длинную щель с $L/2\delta \geq 12$ (рис.3) течение близко к равновесному; в окрестности координаты $L/2\delta \approx 12$ струя приобретает структуру дисперсного двухфазного потока. Давление потока по длине щели будет уменьшаться (см. график $p=f(z)$ на рис. 3), вследствие этого массовый расход через уплотнение значительно уменьшится. Ввод двухфазной струи в основной поток под углом α искажает поле скоростей и температур. По всей длине зоны смешения от сечения В-В до сечения С-С, т.е. до входа в РК (см.рис.3), происходят тепло-массообменные процессы, которые усложняются, если в этом пространстве находится шнек. В этом случае благодаря вращению паровая фаза будет перемещаться на меньший радиус, а ее будет замещать более тяжелая жидкая фаза.

Для обеспечения бескавитационной работы ЦБН в потребном диапазоне величины K_D необходимо, чтобы давление в сечении С-С (см.рис.3) было больше, чем давление пара в этом же сечении, т.е.

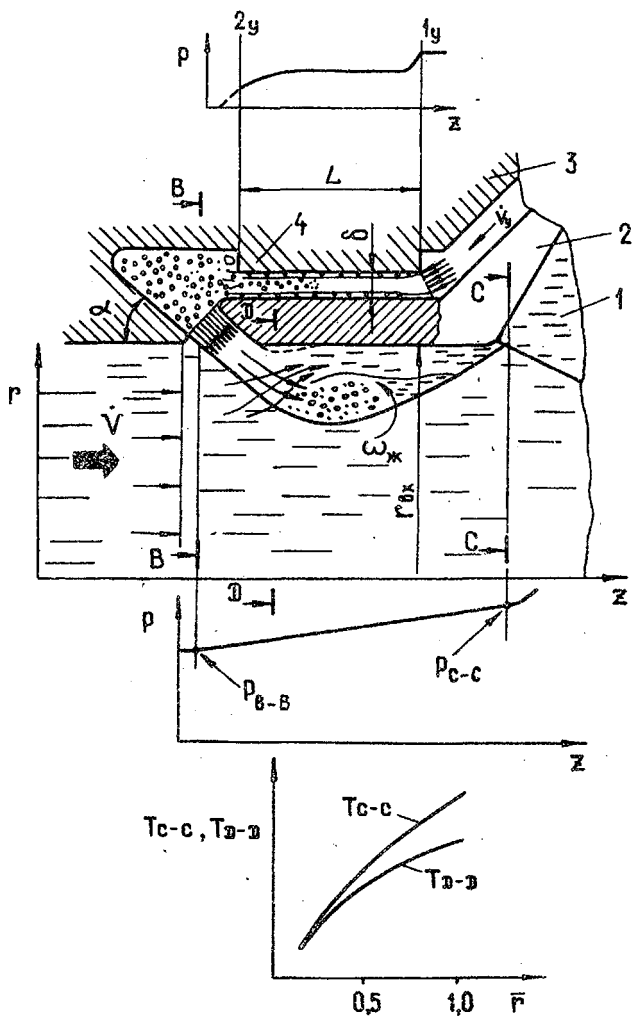
$$p_{c-c} \geq p_v(T_{c-c}) \quad (2)$$

Соотношение (2) предполагает завершение процесса конденсации отводимого из уплотнения двухфазного потока на входе в РК в условиях переменных давлений и температуры вдоль оси Z и радиуса $\bar{r} = r/r_{\text{вх}}$ (см.графики $p=f(z)$ и $T_{c-c}, T_{D-D}=f(\bar{r})$ на рис. 3). В работе [5] температуру T_{c-c} предлагается оценивать приближенно по соотношению

$$T_{c-c} \approx T_2 \quad (3)$$

где T_2 - температура основного потока на выходе из РК.
Тогда условие (2) с учетом (3) будет

$$p_{c-c} \geq p_v(T_2) \quad (4)$$



Р и с. 3. Схема истечения "горячего" вторичного потока из уплотнения проточной части в область засасывания: 1-рабочее колесо; 2-передний покрывной диск; 3-корпус; 4-уплотнение

Являясь приближенным, последнее условие позволяет на стадии проектирования ЦБН, предназначенного для работы в широком диапазоне расходов на жидкостях с $\alpha_0 > 1$, оценить антикавитационные свойства насоса с учетом влияния ВП. При этом применимость равенства (3) вполне оправдана, так как дополнительный подогрев ВП по сравнению с температурой T_2 в результате дискового трения в осевом зазоре между корпусом и покрывным диском РК компенсируется снижением температуры ВП при его парообразовании в щели уплотнения и в зоне смешения с основным потоком.

Для более точной оценки процесса смешения ВП и основного потока необходимо применять термодинамические методы расчета критических расходов насыщенной и не догретой до насыщения жидкости [9].

В рамках модели двухфазного неравновесного истечения ВП и его смешения с основным потоком в работе [10] расчетным путем определена величина $h_{cp} = f(V/\omega)$ для экспериментального ЦБН. На рис. 1 эти расчетные данные сопоставляются с экспериментом. Видно, что в зоне пониженных расходов совпадение расчета с опытом удовлетворительное. Одним из заключений работы [10] является рекомендация по ограничению параметров ВП, отводимых в область всасывания. Установлено, что если значение комплекса $\frac{v_y}{v} \cdot \frac{T_y - T_{вх}}{T_{вх}}$, характеризующего неравномерность поля температур на входе в насос, не превышает $7 \cdot 10^{-3}$ для каждого из отводимых ВП, то их влияние на величину h_{cp} оказывается незначительным. При увеличении этого комплекса свыше $15 \cdot 10^{-3}$ изменение кавитационного запаса h_{cp} , обусловленное влиянием ВП, может превысить 10-15% и даже более по сравнению с первым случаем.

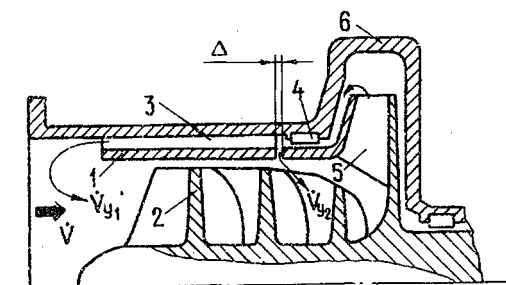
Изложенные выше соображения о влиянии ВП, отводимых из трактов ЦБН в область входа, на антикавитационные свойства насосов, перекачивающих жидкости с $\alpha_0 > 1$, позволяют рекомендовать следующие мероприятия, направленные на устранение этого влияния:

1. Уменьшение величин массового расхода "горячих" утечек, отводимых в область всасывания насоса.
2. Предварительное охлаждение ВП перед их сбросом в основной поток.
3. Отвод ВП в сечение входного тракта насоса, расположенное на значительном расстоянии от входных кромок ПШ или РК, качественное смешение ВП с основным потоком жидкости.

Первое мероприятие предусматривает применение уплотнений проточной части, обладающих высокой герметизирующей способностью. Поэтому наиболее перспективным типом уплотнения следует считать торцевое гидростатическое уплотнение [11].

К техническим решениям, реализующим мероприятия, сформулированные выше в п. 2-3, следует отнести следующие.

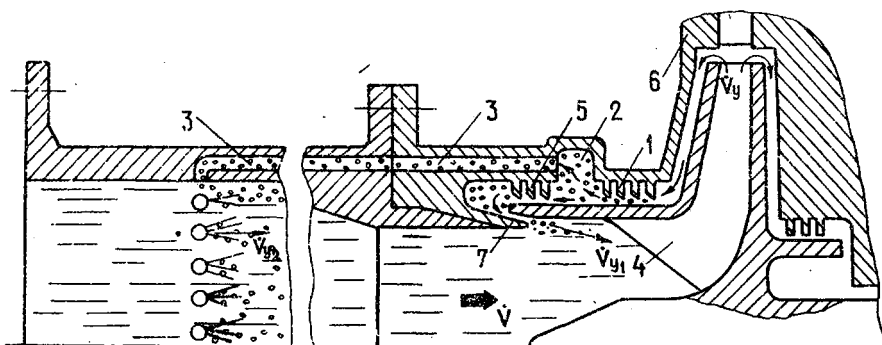
На рис. 4 изображена схема ЦБН [12, 13], при работе которого



Р и с. 4. Схема ЦБН с устройством отвода "горячих" утечек: 1-втулка; 2-шнек; 3-канал; 4-уплотнение; 5-рабочее колесо; 6-корпус

при движении утечек по каналу 3 они охлаждаются основным потоком путем теплопередачи через стенку втулки 1. Степень выравнивания поля температур на входе в шнек 2 зависит от протяженности зоны смешения утечек и основного потока, определяемой длиной втулки 1, а эффективность захвата утечек после уплотнения 4 - от уплотнительных свойств зазора Δ .

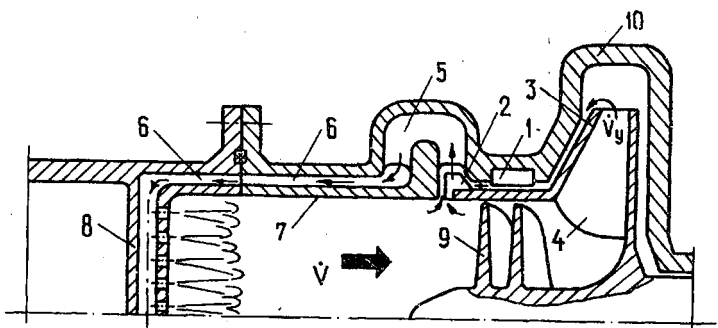
На рис. 5 представлена схема ЦБН, работающего в широком диапа-



Р и с. 5. Схема ЦБН с устройством для вентиляции "горячих" утечек: 1-первое лабиринтное уплотнение; 2-коллектор; 3-канал; 4-рабочее колесо; 5-второе лабиринтное уплотнение; 6-корпус; 7-угловой отражатель

зоне расходов жидкости с $\alpha_0 > 1$ [14]. В насосе двойное лабиринтное уплотнение расположено на бурте переднего покрывного диска РК. Пройдя гребни 1 первого уплотнения, "горячие" утечки попадают в коллектор 2, из которого большая их часть по внутренним каналам 3 отводится и распыляется в основной поток на значительном расстоянии от входных кромок РК 4. Это позволяет осуществить качественное перемешивание утечек с основным потоком и, следовательно, принцип минимизации максимальной величины T'_{6x} . Через гребни 5 второго уплотнения в основной поток отводится меньшая часть "горячих" утечек. Действительно, расходы через каналы 3 и уплотнение 5 будут обратно пропорциональны их гидравлическим сопротивлениям, что при примерно равных перепадах давления эквивалентно коэффициентам сопротивления, который больше у второго лабиринтного уплотнения. Тем не менее с целью плавного ввода в основной поток утечек из этого уплотнения в насосе выполнен угловой отражатель 7. Описанная система отвода "горячих" утечек [14] получила название системы с вентиляцией утечек (*seal vent*).

Конструкции ЦБН, изображенные на рис. 4 и 5, имеют много сходного со стороны выполнения устройств для отвода "горячих" утечек из проточной части в основной поток. В энергетическом смысле эти устройства можно отнести к пассивному типу, так как движение среды, т.е. "горячих" утечек, в них осуществляется за счет собственной потенциальной энергии, полученной в РК ЦБН. В устройствах активного типа механическая энергия "горячих" утечек после их выхода из щели уплотнений получает приращение, например, от облопаченного по торцу и цилиндрической поверхности покрывного диска. Насос с таким устройством изображен на рис. 6. Утечки при выходе из щели уплотнения 1 закручиваются радиальными лопатками 2, выполненными на бурте покрывного диска 3 РК 4. Одновременно эти же лопатки засасывают и закручивают периферийную часть основного потока. После смешения этих двух закрученных потоков их кинетическая энергия преобразуется в энергию давления в раскручивающем аппарате 5. Далее смешанный поток проходит по каналам 6, через стенку 7 которого дополнительно охлаждается основным потоком, в распылитель 8, расположенный на значительном расстоянии от входных кромок шнека 9. Через отверстия распылителя 8 смешанный поток впрыскивается в основной поток. Длина пути перемешивания от распылителя 8 до шнека 9 подбирается такой, чтобы достичь высокой полноты смешения двух потоков существенно различной температуры. Как следует из описания такого устройства для отвода "горячих" утечек в ЦБН, вредное воздействие последних на всасывающую способность шнека и насоса в данном случае полностью блокировано. Эффективность такого



Р и с. 6. Схема ЦБН с устройством активного типа для отвода "горячих" утечек: 1-уплотнение; 2-радиальные лопатки; 3-покрывной диск; 4-рабочее колесо; 5-раскручивающий аппарат; 6-канал; 7-стенка входного тракта; 8-распылитель; 9-шнек; 10-корпус

технического решения подтверждается предварительными результатами экспериментов. Поэтому важной задачей следует признать разработку методики гидравлического и теплового расчета подобного устройства для отвода "горячих" утечек из проточной части в основной поток с целью выбора и назначения его оптимальных геометрических параметров.

В заключение следует отметить, что проблема повышения антикавитационных свойств ЦБН на нерасчетных режимах с учетом влияния вторичных потоков, отводимых в область всасывания, остается актуальной и мало изученной для насосов, перекачивающих жидкости, склонные к кавитации ($\alpha_0 > 1$). Научные исследования следует направить на разработку надежных методов расчета смещения вторичных потоков с основным в области входа в насос, а также на поиск новых технических решений и экспериментальную отработку устройств для отвода "горячих" утечек.

Л и т е р а т у р а

1. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1973. - 152 с.
2. Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1978. - 128 с.
3. Шапиро А.С., Калашников Д.Ф. Центробежные насосы с двумя предвключенными шнеками. - В сб.: Гидрогазодинамика энергетических установок. Киев: Наукова думка, 1982, с. 22-29.

4. Гуров В.И. Кавитационные режимы работы лопастных насосов. - Теплоэнергетика, 1978, № Ю. с. 72-76.
5. Иванов А.И., Косицын И.П., Куликов К.И., Шадрин К.К. О некоторых особенностях работы шнекоцентробежного насоса на режимах дросселирования. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Куйбышев: КуАИ, 1982, с. 84-88.
6. Иванов А.И., Куликов К.И., Орлов В.Н. Регулирование двухступенчатого центробежного насоса способом перепуска. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Куйбышев: КуАИ, 1984, с. 65-74.
7. Елизаров А.И., Иванов А.И. Проектирование лопастных насосов с оптимальными энергокавитационными и массовыми характеристиками. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1982, с. 60-77.
8. Рамсей Дж., Гольдштейн Р. Взаимодействие вдуваемой нагретой струи с основным потоком. - Теплопередача. Труды амер. о-ва инж.-мех., 1971, № 4, с. 41-50.
9. Теплопередача при низких температурах /Под редакцией У.Форста - М.: Мир, 1977. - 391 с.
10. Гуров В.И., Дорфман Ю.М., Шестаков К.Н. О влиянии утечек жидкости на всасывающую способность лопастных насосов. - В сб.: Лопаточные машины и струйные аппараты. Тр. ЦИАМ. М.: ЦИАМ, 1984, №1147, с.31-41.
11. Мальер Ф., Нельсон Л., Бакмен П. Испытания уплотнений с изнашиваемыми кольцами для быстроходных турбонасосов высокого давления. - Проблемы трения и смазки. Труды амер. о-ва инж.-мех., 1969, №3, с.77-91.
12. А.с. 585315 (СССР). Способ повышения антикавитационной устойчивости шнекоцентробежных насосов /В.И.Гуров, К.Н.Шестаков. - Опубл. в обл. "Открытия, изобретения и товарные знаки", 1977, № 47.
13. Гуров В.И., Шестаков К.Н. Повышение всасывающей способности лопастных насосов. - Изв. вузов. Авиационная техника, 1981, № 3, с.86-88.
14. Green E.A., Turner A.W. Maintenance Tommorrow and the Day After. - Aircraft Engineering, vol. 53, April, 1981, p. 5-15.