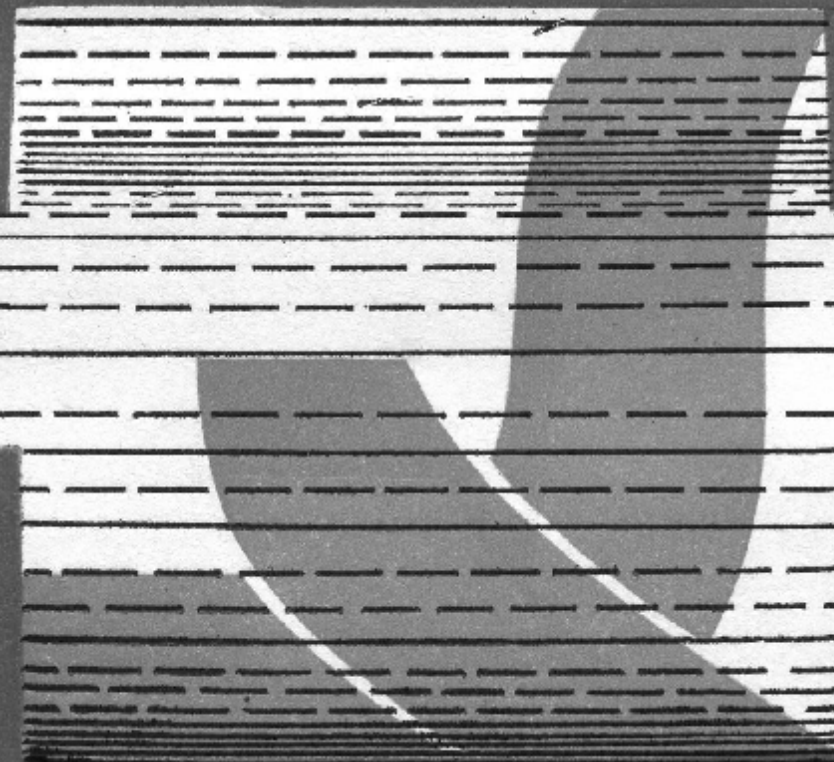


**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ  
МАШИНЫ**





ника жидкости и газа. — М.: Наука, 1970. — 904 с. 6. Ross D. A new approach to turbulent boundary layer problems. — Proceedings ASME, 1955, 81, N 604. 7. Мандрыка А. С. Исследование отрыва потока в лопастной системе колеса реверсивного осевого насоса. — Депон. ЦИТИ химнефтемаш. — Реф. журн. Механика, 1973, № 3, реф. № 36756. 8. Результаты экспериментальных исследований реверсивных осевых насосов/Д. Я. Алексапольский, В. В. Захаров, А. К. Тищенко, А. С. Мандрыка. — Гидравл. машины, 1973, вып. 7, с. 48—58. 9. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 362 с. 10. Папир А. Н. Осевые насосы водометных движителей. — Л.: Судостроение, 1965. — 225 с.

Поступила 5 ноября 1979 г.

УДК 621.674

А. С. МАНДРЫКА, канд. техн. наук

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО НАСОСА ДЛЯ АЭС

В связи с увеличением производства электроэнергии за счет использования ядерных энергетических установок возникла потребность в экономичном, надежном в эксплуатации насосном оборудовании и прежде всего главных циркуляционных насосах (ГЦН), предназначенных для создания циркуляции теплоносителя (воды) в первом контуре реактора АЭС.

В статье приведены результаты исследования проточной части (п. ч.) ГЦН быстроходностью  $n_s=1200$ , отличающейся высокой окружной скоростью на периферии колеса  $U_{\text{пер}}$  (до 130 м/с) и напором  $H$ , примерно в 5—10 раз превышающим напор обычных осевых насосов [1]. Предстояло обеспечить поворот потока на  $90^\circ$  со всасывающей и напорной стороны при минимальных осевых размерах. Указанные требования диктовались условиями компоновки ГЦН в блоке АЭС и стремлением предельно улучшить массовые характеристики агрегата.

Отечественная практика не располагает достаточным количеством сведений, необходимых для расчета, проектирования подобных п. ч. Как следует из анализа литературных источников [2—7], при решении этой проблемы необходимо учитывать многие показатели, в частности экономичность, опасность кавитационного воздействия (прежде всего от щелевой кавитации), прочность лопастной системы рабочего колеса (р. к.). Решение перечисленных вопросов практически невозможно без широко поставленных экспериментальных исследований.

Ниже излагается некоторый экспериментальный материал, относящийся к модельному исследованию двух вариантов п. ч. рассматриваемого типа: ПЧ-1 и ПЧ-2. Исследование проведено на гидравлическом стенде с диаметром модели р. к.  $D=0,3$  м.

Варианты п. ч. имели такие параметры:  $Q=0,662$  м<sup>3</sup>/с,  $H=14,35$  м,  $n=50$  с<sup>-1</sup> и различались между собой только лопастными системами р. к. и выправляющего аппарата (в. а.).



При определении формы подводящего, отводящего устройств п. ч. принимались во внимание материалы работ [1—3, 8]. Степень поджатия потока  $F_{расш}/F_{суж}$  ( $F_{расш}/F_{суж}$  — площади сечений канала в местах расширения и сужения соответственно) в случае подвода равна 2,45 и расширения в случае отвода — 2,35.

Камера р. к. — цилиндрическая. Меридианное сечение п. ч. в области в. а. — коническое, с углом конусности  $10^\circ$ .

Р. к. и в. а. рассчитаны с помощью метода решения обратной задачи теории решеток [9]. В основу расчета РК-1\* положена схема свободного вихря, которая при исходных теоретических предпосылках  $V_{1u}=0$ ,  $V_{0z}(r)=const$  выражается формулой  $rV_{2u}(r)=const$  (1) и, как показывает опыт проектирования осевых насосов и компрессоров, обеспечивает высокие энергокавитационные показатели.

Колесо РК-2\* спроектировано с учетом условия переменного напора вдоль радиуса. Напор  $H$  на периферии р. к. на 20% больше, чем у корня. Зависимость  $H=f(r)$  — линейная. Среднеинтегральный напор

$$\bar{H} = \frac{2\pi}{Q} \int_{d_{вр}/2}^{D/2} H(r) V_{0z}(r) dr \quad (2)$$

равен 14,35 м.

Аппарат ВА-1 рассчитан на полную раскрутку потока, выходящего из колеса. Для ВА-2 недораскрутка составляла 10% от входной циркуляции.

Лопастные системы р. к. и в. а. профилировались на трех цилиндрических поверхностях тока. В качестве исходного симметричного профиля (которым «одевались» скелетные линии) для РК-1, РК-2, ВА-1 использован профиль ЛПИ [10]. Лопатки ВА-2 имели постоянную толщину  $d$  с радиусом закругления кромок  $r_{кр}=d/2$ , что было вызвано мероприятиями, направленными на повышение технологичности конструкции.

Решетки каждого цилиндрического сечения р. к. проверялись на безотрывность обтекания методом Аккерета [11].

Испытания п. ч. проводили при различных фиксированных положениях лопастей колеса. Результаты испытаний в виде универсальных характеристик, представляющих собой серии кривых  $k_H=f(k_Q)$  (каждая кривая отвечает заданному углу поворота лопастей  $\varphi$ ; расчетный  $\varphi=0^\circ$ ) с нанесенными на них изолиниями:  $\eta=const$ ,  $C_{кр}=const$  представлены на рис. 1, 2. Коэффициенты напора  $k_H$  и подачи  $k_Q$  подсчитывались по формулам  $k_H=H/n^2D^2$ ,  $k_Q=Q/nD^3$ . Значения критического кавитационного

\* Цифры 1, 2 здесь и в дальнейшем указывают на принадлежность рабочих органов соответственно к первому и второму вариантам п. ч.



коэффициента  $C_{кр}$  соответствовали двухпроцентному падению  $\eta$ .  
 Как видно из рис. 1, 2, экономичность п. ч. сравнительно невысока. Максимальный к. п. д. ПЧ-1 равен 75%, однако режим этот сдвинут в сторону меньших  $k_Q$  и больших  $k_D$ , т. е. в сторону более низких  $n_s$ . Аналогичная картина наблюдается

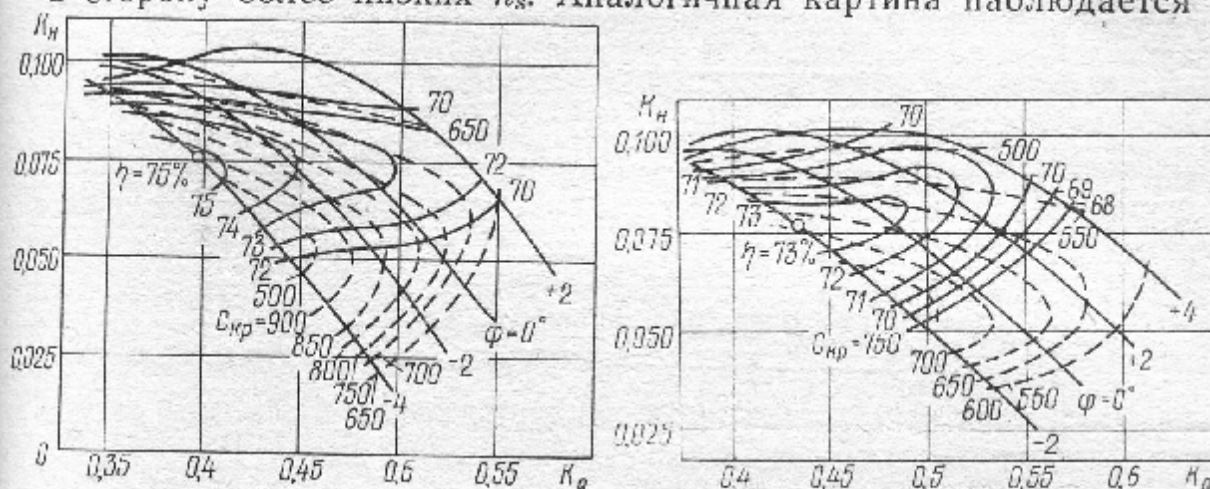


Рис. 1. Универсальная характеристика ПЧ-1 с коленным подводом ( $\Delta$  — расчетная точка,  $\otimes$  — точка максимального к. п. д.).  
 Рис. 2. Универсальная характеристика ПЧ-2 с коленным подводом (обозначения объяснены на рис. 1).

и в случае ПЧ-2, где  $\eta_{\max} \approx 73,5$ . В расчетном режиме ( $k_{Q_{\text{расч}}} = 0,49$ ;  $k_{D_{\text{расч}}} = 0,064$ ) экономичность модификаций п. ч. составила 72,5% и 71%.

Причиной столь невысокого к. п. д. прежде всего могла быть гидравлически несовершенная форма входного, выходного колен, в значительной степени обусловленная жесткими осевыми габаритами. Для выяснения вопроса проведены испытания п. ч. с осевым подводом.

Оказалось, что  $\eta_{\max}$  вырос примерно на 4—5% и достиг для ПЧ-1 — 77,5%, а для ПЧ-2 — 76% (универсальные характеристики не приводятся); у обоих п. ч.  $k_{Q_{\max}}$  почти совпадал с  $k_{Q_{\text{расч}}}$ . Следовательно, одним из путей повышения экономичности в дальнейшем должно стать совершенствование конфигурации подводящего колена.

Смещение оптимальных режимов влево по  $k_Q$  в случае п. ч. с коленом на входе, видимо, явилось следствием увеличенного сопротивления последнего по сравнению с осевым подводом, на который проектировались рабочие органы.

Уровень  $\eta$  п. ч. с осевым подводом жидкости к колесу (равно как и коленным) также нельзя признать удовлетворительным. Сопоставление его с экспериментальными данными по насосам близкой или равной быстроходности свидетельствует о существующем резерве для его повышения, т. е. о необходимости дальнейшей доводки как р. к., в. а., так и отводящего устройства.



Кроме того, на к. п. д. проточной части отрицательное влияние оказало утолщение привтулочных сечений лопастей колеса, предпринятое с целью обеспечения прочности натурной машины. Толщина лопастей РК-1 и РК-2 в указанном месте превышала такую для типовых осевых насосов в 1,5—1,6

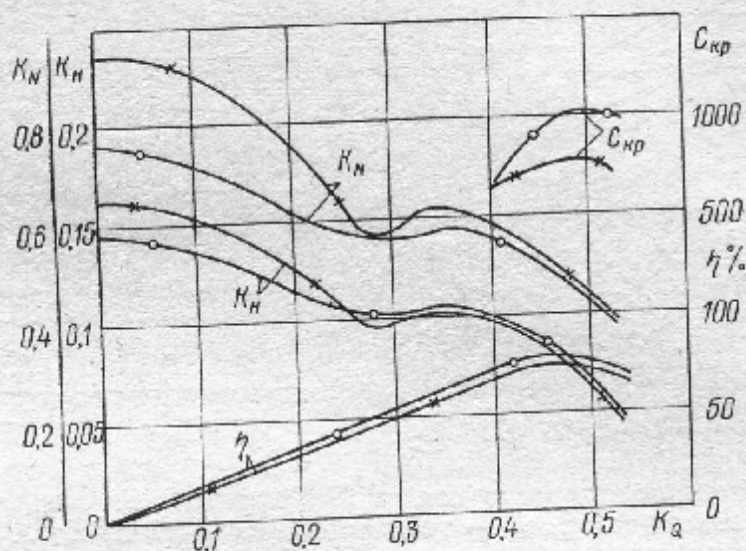


Рис. 3. Сравнительные характеристики ПЧ-1 с различными подводами при  $\varphi=0^\circ$ : —X—X— подвод коленный; —O—O— подвод осевой.

раза. Согласно некоторым сведениям подобное утолщение лопастей ведет к падению  $\eta$  на 1,5—2%.

Меньший к. п. д. ПЧ-2 по сравнению с этим показателем для ПЧ-1 отчасти можно объяснить большим сопротивлением ВА-2, нежели ВА-1. Сказанное подтверждают данные опытной проверки ПЧ-2 с выправляющим аппаратом ВА-3, в котором распределение толщин профиля лопатки взято по типу ЛПИ [10], а остальные геометрические параметры такими, как у ВА-2. Во всем диапазоне изменения подачи к. п. д. проточной части с ВА-3 на  $\sim 1,5\%$  выше.

Полученный в последнем случае максимальный к. п. д.  $\eta_{\max}=77,5\%$ , т. е. такой, как у ПЧ-1, позволяет говорить о равноценности с точки зрения к. п. д. ступеней, спроектированных на условия  $H(r)=\text{const}$  и  $H(r)=\text{var}$ . Для выявления причин обнаруженного необходимо углубленное исследование механизма течения в проточной полости насоса.

Для рассматриваемой п. ч., предназначенной для ГЦН, важно иметь возможно меньшую мощность при нулевой подаче. В этой связи обращает на себя внимание различная форма кривых  $k_N - k_Q$  (рис. 3) при осевом и коленном подводах жидкости к р. к. Надо полагать, более резкое изменение коэффициента мощности  $k_N = N/n^3 D^5$  на частичных подачах у п. ч. с коленом на входе было вызвано более развитыми обратными течениями в лопастной системе р. к.



Проанализировав кавитационные характеристики, отметим следующее. Значения  $S_{кр}$  испытанных вариантов п. ч. с коленом на входе сравнительно низкие (см. рис. 1, 2). Так,  $S_{кр}$  в точке ( $k_{Q_{расч}}=0,49$ ;  $k_{\eta_{расч}}=0,064$ ) для ПЧ-1 равен 810, а ПЧ-2 — 740. Наибольшие значения указанного коэффициента  $S_{кр}=950$  и  $S_{кр}=750$ , соответствующие первому и второму случаю, находятся левее расчетного режима по подаче.

При переходе к осевому подводу кавитационные качества улучшаются. У ПЧ-1, например, это улучшение выразилось в росте  $S_{кр}$  до 1020 (см. рис. 3), т. е. до уровня  $S_{кр}$  обычных насосов данной быстроходности [10, 12]. Увеличение  $S_{кр}$ , вероятней всего, произошло благодаря более благоприятному перераспределению скоростей на входе в р. к. и снижению потерь в самом подводе. Высказанное предположение не противоречит литературным сведениям [4, 12].

Таким образом, сравнительно низкие гидравлические показатели испытанных вариантов п. ч. объясняются несовершенной формой подводящего, отводящего устройств, в значительной степени обусловленной жесткими осевыми габаритами. Второй причиной является неоптимальная конструкция рабочих органов. Входное колено оказывает большое влияние на энергетические и кавитационные характеристики п. ч.: к. п. д. уменьшается на ~4,5%, существенно снижается  $S_{кр}$  (по сравнению с осевым подводом). Применение р. к., спроектированного по закону постоянства циркуляции вдоль радиуса, и в. а. с полной раскруткой потока улучшает кавитационные качества п. ч. при практически неизменном к. п. д. Использование в. а. с лопатками постоянной толщины нецелесообразно, так как это приводит к понижению экономичности п. ч.

Список литературы: 1. Дейч М. И., Зарякин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970. — 384 с. 2. Идельчик Е. И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с. 3. Schöneberger W. Beeinflussung des Kavitationsbeginns bei Radialpumpen durch die Zuströmverhältnisse. — VGB Kraftwerkstechnik, 1975, 55, Heft 9, S. 600—602. 4. Папир А. И. Щелевая кавитация в осевом насосе. — Энергомашиностроение, 1964, № 12, с. 38—40. 5. Шальнев К. К. Кавитация оконечных элементов рабочего колеса осевых турбомашин. — Инж. сборник, 1952, 11, с. 3—34. 6. Вальчук В. С. Разработка методики проектирования рабочих колес осевых насосов с требуемой формой распределения скоростей по лопасти применительно к условиям работы ГЦН АЭС: Автореф. ...канд. дис. — Л., 1978. — 14 с. 7. Насосы осевые типа «О», «ОП» и центробежные вертикальные типа «В». — Каталог-справочник. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970. — 50 с. 8. Богдановский В. И. Исследование форм подводов и отводов осевых насосов. — Тр. ВИГМ. В кн.: Исследование и расчет насосов: Тр. ВИГМ, 1958, вып. XXII, с. 91—113. 9. Викторов Г. В., Моргунов Г. М. Решение обратной задачи решеток профилей на осесимметричных поверхностях тока в переменном слое. — Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа, 1968, № 4, с. 83—89. 10. Папир А. И. Водометные движители малых судов. — Л.: Судостроение, 1970. — 116 с. 11. Acneret I. Zum Entwurf dichtstehender Schaufelgitter. — Schweizer Bauzeitung, 1942, 120, S. 103. 12. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 362 с.

Поступила 28 августа 1979 г.



## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                                                                                                                       |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Алексапольский Д. Я. Расчет характеристик высоконапорных насос-турбин. Сообщение 1.                                                                                                                                                                   | 3  |
| Алексапольский Д. Я., Быкова Н. А. Расчетные характеристики высоконапорных насос-турбин в зависимости от коэффициента быстроходности. Сообщение 2.                                                                                                    | 10 |
| Паршик С. А., Удовиков А. И., Эскрибано Е. М. К вопросу о выборе меридионального сечения рабочего колеса обратимой гидромашины                                                                                                                        | 14 |
| Тищенко А. К., Удовиков А. И., Эскрибано Е. М., Гришин А. М. Исследование потока в высоконапорной радиально-осевой обратимой гидромашине                                                                                                              | 17 |
| Зайченко Е. Т. Определение диаметра рабочего колеса диагонального насоса на заданную степень реактивности и диффузорности потока                                                                                                                      | 21 |
| Мандрыка А. С., Тищенко А. К. Отработка реверсивного насосного колеса с оптимальными кавитационными свойствами                                                                                                                                        | 28 |
| Мандрыка А. С. Экспериментальное исследование модельной проточной части осевого насоса для АЭС                                                                                                                                                        | 33 |
| Марциковский В. А., Ворона П. Н. Расчет гидростатического торцового уплотнения с саморегулируемым ступенчатым зазором                                                                                                                                 | 38 |
| Хворост В. А., Зайцев И. Г. Определение надежности плавающих уплотнений роторов центробежных насосов и компрессоров                                                                                                                                   | 41 |
| Чурилова В. Е. Расчет характеристик кольцевого канала со ступенчатым изменением зазора                                                                                                                                                                | 45 |
| Колычев В. А. О задании краевых условий в задаче осесимметричного движения жидкости в области рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины                                                                                            | 51 |
| Колычев В. А., Колычева Т. Н. Безразмерные интегральные характеристики взаимодействия потока с рабочими органами гидротурбины                                                                                                                         | 58 |
| Барлит В. В., Бородаевский В. В., Биттенок А. И., Воронцов Ю. В., Шеховцов В. К., Яковлева Л. К., Вапник Б. К., Ратников Ю. А. Влияние формы выходной части лопастей рабочего колеса на показатели высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО500 | 64 |
| Барлит В. В., Шеховцов В. К. Исследование потока в рабочих колесах радиально-осевых турбомашин                                                                                                                                                        | 69 |
| Ласенко В. Е. К расчету гидравлических потерь в спиральной камере высоконапорной радиально-осевой гидротурбины                                                                                                                                        | 79 |
| Завьялов П. С., Болотников А. А., Лицник А. В., Манцурова Т. В., Масенко Л. А. Оценка прочностных качеств лопастей высоконапорных гидротурбин на напоры — 100 м                                                                                       | 82 |
| Сулига В. И., Харченко В. П., Музыкин Ю. Д., Татков В. В. Определение газосодержания в линии нагнетания объемного насоса, регулируемого дросселированием на входе                                                                                     | 84 |
| Коваленко А. А., Дядичев К. М., Косенко-Белинский Ю. А. К вопросу о пульсациях давления в напорной гидрوليнии объемного гидропривода                                                                                                                  | 88 |
| Коваленко А. А., Дядичев К. М., Бажанов Г. А., Косенко-Белинский Ю. А. О возможности повышения экономичности транспортной машины с помощью гидравлической рекуперативной системы                                                                      | 90 |
| Нехорошев Б. Г. Определение минимального рабочего объема камеры роторно-поршневых машин                                                                                                                                                               | 93 |



|                                                                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Бажанов Г. А. Исследование зависимости объемных потерь в насосе типа 210.25 от давления и скорости                                            | 96  |
| Никитин В. И., Цай А. А. Влияние концентрации твердых частиц в гидросмеси на износ отвода углесоса                                            | 100 |
| Дечев В. И., Тютина Л. Б., Кидина Г. Н. Влияние длины кольцевого канала сложной конфигурации на его коэффициент гидравлического сопротивления | 106 |
| Дечев В. И., Тютина Л. Б., Кидина Г. Н. О точности определения расхода жидкости с помощью сужающих устройств                                  | 111 |
| Гришкевич А. П., Жовнович Н. М., Свищарев А. Г. О графическом методе определения оптимального межремонтного периода гидромашин                | 114 |