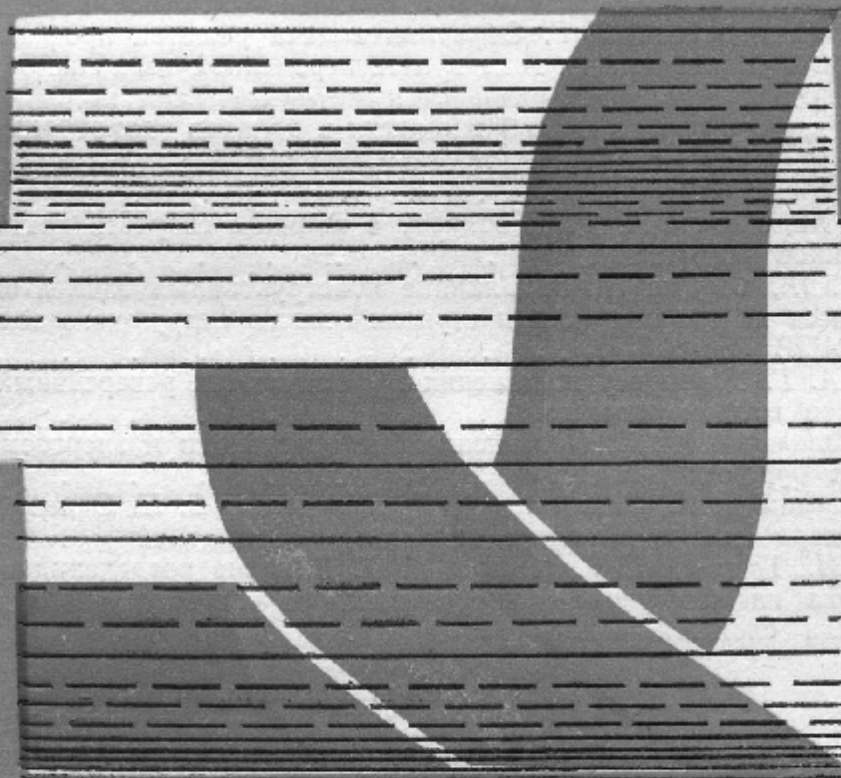


**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
МАШИНЫ**



области пространственной решетки лопастей описана автором в работе [1].

Список литературы: 1. Потетенко О. В. Определение формы трехмерного потока и распределения скоростей в каналах гидромашин.— Энергетическое машиностроение, 1967, вып. 4, с. 99—107. 2. Потетенко О. В., Панченко Н. С. Вихревой характер движения жидкости в спиральной камере и межлопастных каналах направляющего аппарата высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО-500.— Гидравлические машины, 1973, вып. 7, с. 3—7. 3. Современное состояние гидроаэродинамики вязкой жидкости./Под ред. С. Гольштейна. Т. I (пер. с англ.). Изд-во иностр. лит., 1948.— 378 с. 4. Хинце И. О. Турбулентность.— М.: Физматгиз, 1968.— 680 с.

Поступила в редколлегию 20.12.80.

УДК 621.674

А. С. МАНДРЫКА, канд. техн. наук

ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ ОСЕВОГО НАСОСА

Исследуемые подводящие устройства (подводы) представляют собой колена круглого сечения с углом поворота потока на 90° или комбинации таких колен с прямоосными конфузорами. По условиям эксплуатации эти устройства должны обеспечить поток на выходе, максимально приближающийся к осесимметричному, при возможно меньших потерях. Выполнение указанного требования является необходимым условием получения, кроме к. п. д., высокой кавитационной надежности лопастной машины, заключающейся в ослаблении или полном устранении эрозионного разрушения проточной части. Дело в том, что неравномерность потока за подводом может быть источником локальных пиков разрежения, а с ними и кавитационных явлений на лопасти предполагаемого рабочего колеса (р. к.).

В литературе имеется ограниченное количество экспериментального материала по исследованию подводящих колен с поворотом на 90° [1, 2]. Теоретическое решение задачи также встречает значительные трудности, поскольку возникающее в криволинейных каналах сложное пространственное течение не поддается точному математическому описанию. В силу отмеченного практический интерес представляет опытное исследование рассматриваемых элементов проточной части.

Ниже изложены результаты испытаний на воздухе трех подводящих устройств: № 1, 2, 3 (рис. 1 обозначены *a*, *b*, *в*). Все устройства спроектированы на альтернативные условия — с одинаковыми диаметрами входа $D_1=300$ мм и выхода $D_2=0,6 D_1=180$ мм, а следовательно, равной степенью сужения потока $(D_1/D_2)^2=2,78$.

Вариант № 1 представляет собой конфузорное колено с плавным изменением площади поперечного сечения. На выходе ко-

лено имеет конический участок длиной $\sim 0,15 D_1$. Отличительной особенностью варианта является наименьший осевой размер ($1,1 D_1$ против $2,0 D_1$ у варианта № 2, 3).

Подводы № 2, 3 состоят из крутого колена и расположенного за ним прямоосного конфузора. Форма меридианного сечения

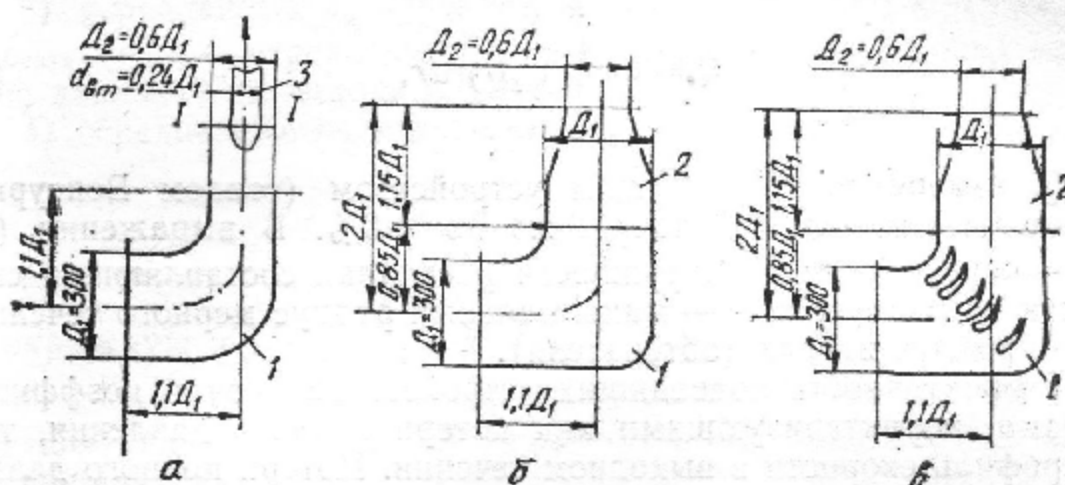


Рис. 1. Испытанные подводящие устройства осевого насоса

прямоосного конфузора найдена из условия линейного закона изменения расходной составляющей скорости вдоль его оси.

Вариант № 3 отличается от варианта № 2 встроенными направляющими лопатками, профилировка которых, как расположение и количество, принято согласно рекомендациям [2].

Цель испытаний — определить потери полного давления, профиля скорости в выходном сечении и на этом основании выявить лучший вариант подвода.

Испытания проводили на аэродинамическом стенде открытого типа. Воздух из атмосферы засасывался непосредственно через исследуемый подвод. На входе подвода был установлен присмный насадок с лемнискатным профилем (для создания равномерного поля скорости), а на выходе — участок трубопровода достаточной длины (для возможности траверсирования потока). Средняя скорость во входном сечении подвода равнялась ~ 22 м/с, что при $D_1 = 0,3$ м давало число Рейнольдса $Re \approx 9,9 \cdot 10^5$, соответствующее режиму автомодельности [2].

Все варианты испытывали с обтекателем (см. рис. 1, а, поз. 3), имитирующим втулку р. к. Параметры потока измеряли пятиканальным сферическим зондом на расстоянии одного диаметра трубопровода за подводом (сечение 1—1). Количество точек замера составляло 84 (по 12 равномерно расположенных точек на 7- и радиусах r). Величины r определяли из условия равенства площадей элементарных кольцевых сечений. Крайние точки замера отстояли от стенок трубопровода и обтекателя на $\sim 1,2$ диаметра шара зонда.

Методика зондовых замеров и возникающие при этом погрешности подробно освещены в [3, 4], и на них мы не останавливаемся.

Надежность полученных данных проверяли сопоставлением расхода, найденного по результатам зондирования:

$$Q = 2\pi \int_{r_{\text{вт}}}^R \bar{V}_z(r) r dr, \quad (1)$$

и Q , измеренного сужающим устройством (соплом Вентури). Расходы совпадали с точностью до $\sim 6\%$. В выражении (1) \bar{V}_z — осредненная по окружности расходная составляющая скорости на радиусе r ; R — максимальный радиус мерного сечения; $r_{\text{вт}}$ — радиус втулки (обтекателя).

Эффективность подводных устройств оценивали коэффициентами, характеризующими как потери полного давления, так и профиль скорости в выходном сечении. Потери полного давления оценивали коэффициентом потерь

$$\zeta = \frac{h}{\rho v_z^2 / 2}, \quad (2)$$

где h — осредненные по сечению потери полного давления в подводе; V_z — средняя по сечению расходная составляющая скорости на выходе из подвода; ρ — плотность воздуха.

Профиль скорости за подводом характеризовался коэффициентами окружной неравномерности

$$\Delta V_z = \frac{V_{z\text{max}} - V_{z\text{min}}}{\bar{V}_z} \quad (3); \quad \delta_{V_z} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_{zi} - \bar{V}_z)^2}{N-1}} \quad (4)$$

ее расходной составляющей V_z и

$$\Delta V_u = \frac{V_{u\text{max}} - V_{u\text{min}}}{\bar{V}_z} \quad (5); \quad \delta_{V_u} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N V_{ui}^2}{N}} \quad (6)$$

— окружной составляющей V_u ($N=12$ — количество точек замера в окружном направлении; i — порядковый номер точки).

Цифровые значения ΔV_z , δ_{V_z} , ΔV_u , δ_{V_u} подсчитывали для каждого кольцевого сечения. За степень неравномерности потока принимали максимальные значения указанных коэффициентов.

Все расчеты выполняли на ЭВМ по специально разработанной программе. Согласно последней по величинам, замеренным зондом в отдельных точках, поочередно определяли:

1) местные потери полного давления $h = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ ($p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ — полные давления соответственно на входе и в каждой конкретной точке на выходе подвода). При этом распределение

$p_{\text{вх}}$ по сечению считалось равномерным, а потери в приемном насадке равными нулю. Тогда $p_{\text{вх}} = p_{\text{атм}}$; $h = p_{\text{атм}} - p_{\text{вых}}$;

2) местные скорости V_z, V_u (согласно известной методике [4]);

3) осредненные в окружном направлении потери $\bar{h} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вых}}$ ($p_{\text{вых}}$ — осредненное по окружности и кольцевому сечению давление на выходе подвода);

4) осредненные по кольцевому сечению расходную

$$V_z = \frac{1}{F_k} \int_{(F_k)} U_z dF$$

и окружную $\bar{V}_u = \frac{1}{Q_k} \int_{(F_k)} V_u V_z dF$

составляющие скорости (Q_k — расход через кольцевое сечение с площадью F_k);

5) осредненную по всему сечению расходную скорость $V_z = Q/F$, где Q подсчитывали по формуле (1) (F — площадь мерного сечения);

6) осредненные по сечению потери давления $\bar{h} = p_{\text{атм}} - \bar{p}_{\text{вых}}$ ($\bar{p}_{\text{вых}}$ — осредненная по сечению величина полного давления на выходе подвода);

7) коэффициент потерь полного давления ζ (см. формулу (2));

8) коэффициенты неравномерности $\Delta V_z, \delta V_z, \Delta V_u, \delta V_u$ (см. формулы (3) — (6)).

Результаты опытного определения коэффициента потерь энергии в рассматриваемых подводящих устройствах приведены ниже.

Как видно, вариант № 3 обладает наименьшим сопротивлением, причем его ζ значительно меньше (\sim на 28%), чем у варианта № 2. Следовательно, установка направляющих лопаток улучшает гидравлические показатели подвода. Об этом говорят и литературные источники [2]. Видимо, отмеченный эффект связан с уменьшенной зоной вихреобразования непосредственно в области поворота потока.

Коэффициент потерь у варианта № 1 также существенно больше, чем у варианта № 3.

Сравнение коэффициента потерь лучшего из подводящих устройств (вариант № 3) с литературными данными свидетельствует о его хороших гидравлических качествах. Так, для варианта № 3 $\zeta = 0,134$, в то время как оптимальные по данному

| Подводящее устройство | Коэффициент потерь |
|-----------------------|--------------------|
| Вариант № 1 | 0,179 |
| Вариант № 2 | 0,187 |
| Вариант № 3 | 0,134 |

показателю подвода работы [2] с таким же поджатием потока и углом поворота на 90° имеют $\xi = 0,118$.

Поток за подводом № 3 также более организован. Коэффициенты ΔV_z , δV_z , ΔV_u на большей части безразмерного радиуса $\bar{r} = r/R$ здесь заметно меньше, а изменение ΔV_z , δV_z , ΔV_u в функции r более равномерно по сравнению с другими вариантами (рис. 2). Численные значения δV_u у подвода № 3 колеблются между таковыми для варианта № 1 и 2.

По характеру изменения ΔV_u вдоль радиуса лучше выглядит вариант № 1. Кривая $\Delta V_u = f(\bar{r})$ у него самая пологая.

Для всех испытанных подводов примечательным является рост коэффициентов неравномерности на периферии и вблизи втулки, т. е. у границ течения. Исключение составляет δV_u у варианта № 2, 3, величина которого при изменении \bar{r} от 0,45 до 0,95 постепенно падает.

В средней части канала явно выделяется зона уменьшенной неравномерности. Ширина ее, особенно по расходной составляющей скорости V_z , у подвода № 3 существенно больше и захватывает она большие радиусы, т. е. простирается дальше на периферию. Установленный факт очень важен, поскольку именно в периферийной области особенно опасны перепады скорости, вызывающие большие локальные пики давления на лопасти.

Итак, на основании проведенного анализа предпочтение следует отдать подводу № 3, как имеющему меньший коэффициент потерь и поток на выходе, наиболее приближающийся к осесимметричному. С точки зрения более глубокого изучения рассматриваемых подводящих каналов внимания заслуживает структура потока за ними.

Как показали испытания, всем вариантам подводов присущи общие закономерности в распределении осевых скоростей V_z . Зона максимальных V_z располагается ближе ко втулке ($\bar{r} \approx 0,5-0,65$), охватывая ее на 360° . По мере удаления к периферии V_z достаточно плавно убывает. Аналогично ведут себя и осредненные по окружной ординате скорости \bar{V}_z . Отмеченное изменение скоростей вдоль радиуса частично явилось следствием обтекания конического входного участка втулки. Очевидно, варьированием формы этого участка можно влиять на распределение осевой скорости по сечению, приближая его к более равномерному.

Наблюдаемое уменьшение V_z и \bar{V}_z на периферии у трех подводов объясняется подтормаживающим влиянием стенки канала.

У вариантов подводящих устройств № 1, 2 с внутренней (вогнутой) стороны колена обнаружены большие провалы скорости V_z и соответствующие им пики h , что свидетельствует о замедлении потока в этой области, сопровождающемся рос-

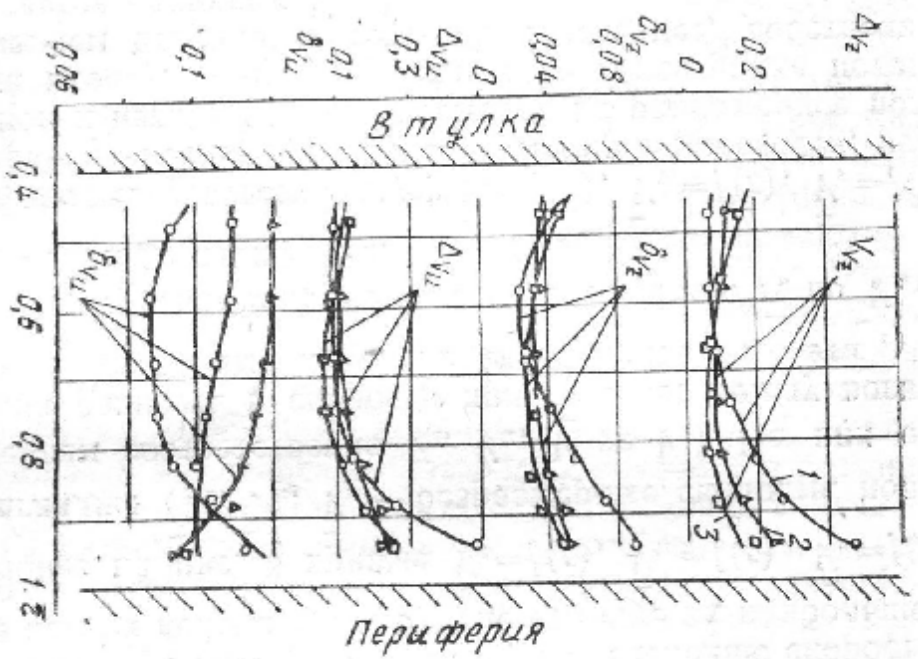


Рис. 2. Распределение коэффициентов неравномерности погоды на выходе подводящего устройства: 1 — вариант № 1; 2 — вариант № 2; 3 — вариант № 3

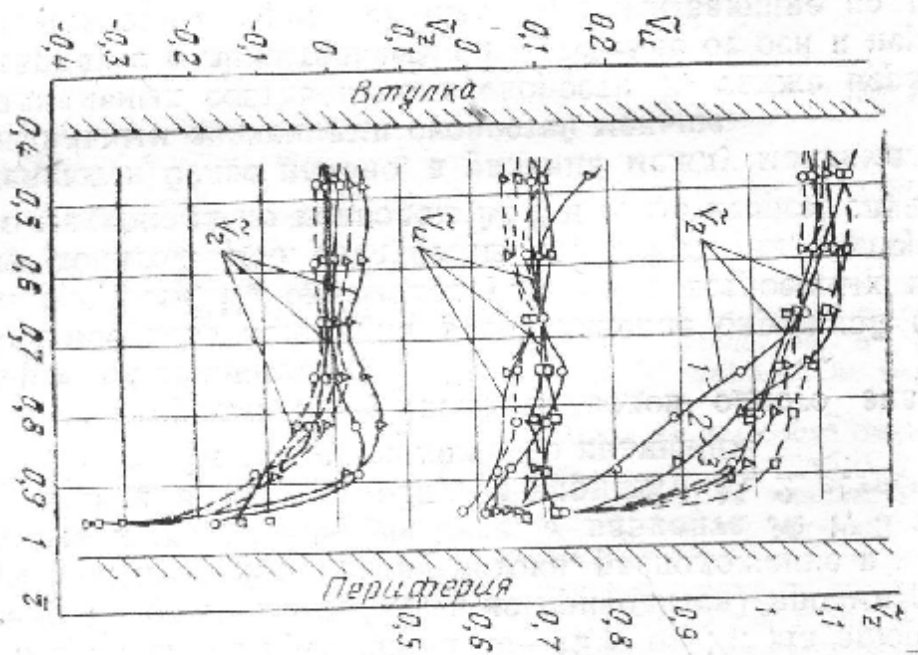


Рис. 3. Распределение скоростей за подводящим устройством в плоскости поворота потока: 1 — вариант № 1; 2 — вариант № 2; 3 — вариант № 3; — — — выпуклая сторона; — — — — — вогнутая сторона

том потерь. Для варианта № 3 отмеченное изменение V_z и h гораздо менее выражено и как следствие — меньшие ΔV_z , δV_z и ξ .

Изменение окружной составляющей скорости V_u оказалось довольно сложным и трудно поддающимся анализу, хотя величина V_u в среднем не превышала 10—12% от V_z . На эпюрах распределения V_u по сечению (здесь не приводятся) просматриваются зоны повышенной закрутки потока, расположение и число которых для каждого подвода свос. У варианта № 1, 3 закрутка направлена в одну сторону, у варианта № 2 встречаются вихревые области противоположного вращения.

Осредненные скорости \bar{V}_u у всех подводов одного знака и примерно равной величины.

Благоприятное воздействие на распределение окружной составляющей скорости V_u оказывает установка встроенных направляющих лопаток. Это следует из сопоставления экспериментального материала по подводам № 2 и 3. Во втором случае V_u , \bar{V}_u изменяются более плавно, а разница между максимальным и минимальным значениями скоростей меньше.

Поля радиальных составляющих скорости V_r также неравномерны. Наряду с положительными V_r (течение от оси к периферии) имеются зоны отрицательных V_r , указывающие на протекание от периферии к оси. В отдельных местах $V_r=0$, что свидетельствует о радиальном равновесии потока.

О степени осесимметричности течения за изучаемыми подводами в какой-то мере можно судить по распределению скоростей в плоскости изгиба колена (рис. 3), где отличие их наибольшее.

Представленные на рис. 3 кривые $\tilde{V}_z=f(\bar{r})$, $\tilde{V}_u=f(\bar{r})$, $\tilde{V}_r=f(\bar{r})$ довольно наглядны (\tilde{V}_z , \tilde{V}_u , \tilde{V}_r — безразмерные скорости, полученные делением соответственно V_z , V_u , V_r на \bar{V}_z). На них отчетливо видна разность в скорости при $\bar{r}=\text{const}$ между вогнутой и выпуклой сторонами колена. Для варианта № 3 эта разность по \tilde{V}_u , \tilde{V}_r существенно меньше на всей длине \bar{r} ; по \tilde{V}_z — начиная с $\bar{r}\approx 0,7$ и до периферии.

Заметим, что несоответствие эпюр $\tilde{V}_z=f(\bar{r})$, $\tilde{V}_u=f(\bar{r})$, $\tilde{V}_r=f(\bar{r})$ слева и справа по потоку имело место также в плоскости, перпендикулярной к изгибу колена (несмотря на равномерное поле скоростей на входе). Причиной послужила перестройка потока с возникновением вторичных течений. Последнее, собственно, и подтверждается наличием V_u , V_r .

Таким образом, поток за исследованными подводными устройствами пространственный. Осевая симметрия отсутствует.

Применение встроенных направляющих лопаток положительно сказывается на распределении скоростей и коэффициенте потерь: поле скоростей на выходе становится более равномер-

ным, ξ уменьшается. Надо полагать, варьированием формы и расположения лопаток можно добиться практически осесимметричного распределения V_z за подводом.

Выводы. Исследованные варианты подводных устройств обладают достаточно высокими гидравлическими качествами. Лучший из подводов имеет коэффициент потерь $\xi=0,134$.

Поток за испытанными подводами пространственный с отсутствием осевой симметрии. Зона уменьшенной неравномерности располагается в средней части канала. На периферии и у втулки течение менее организовано.

Установка встроенных направляющих лопаток в крутом колесе приводит к улучшению гидравлических показателей подвода и более выравненному полю скоростей на выходе.

Список литературы: 1. Дейч М. И., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин.—М.: Энергия, 1970.—384 с. 2. Идельчик И. К. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.—М.: Машиностроение, 1975.—559 с. 3. Горлин С. М., Слезингер И. И. Аэродинамические измерения. Методы и приборы.—М.: Наука, 1964.—590 с. 4. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении.—М.—Л.: Машиностроение, 1959.—395 с.

Поступила в редколлегию 09.09.80.

УДК 621.671.2:532.528

В. М. ЖУКОВ, канд. техн. наук, А. Д. КЛОЧКО

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ СКОРОСТИ ПОТОКА НА КАВИТАЦИОННОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Из многообразия факторов, определяющих кавитационное разрушение, скорость потока вызывает особый интерес. Обусловлено это следующим. Во-первых, среди других влияние этого фактора само по себе наиболее существенно. Во-вторых, весомость его с ростом скоростей, неизбежным в условиях непрерывного увеличения единичной мощности гидромашин, все более возрастает. Не удивительно поэтому, что его изучению посвящено большое количество работ. И как это ни парадоксально, но именно по его влиянию данные наиболее противоречивы.

Авторы большинства работ связь интенсивности кавитационного разрушения I_p со скоростью потока v представляют степенной зависимостью: $I_p \sim v^n$. Показателей степени в этой зависимости не намного меньше количества работ, в которых они приводятся. Приведем пример: Расмуссен — $n=10$; Перник А. Д. — $n=8,0$; Кнэпп — $n=6$; Шальнев К. К. — $n=5,0-5,8$ [1]; Хаттен [2] — $n=-2$.

Как видим, речь идет не о незначительном расхождении, а даже о противоположных тенденциях. По данным Расмуссена, интенсивность кавитационного разрушения возрастает пропорционально десятой степени скорости, а по данным Хаттена — наоборот, уменьшается пропорционально ее квадрату.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----|
| <i>Александровский Д. Я.</i> Зависимость степени диффузорности потока в направляющем аппарате и статоре радиально-осевой насос-турбины от ее коэффициента быстроходности в насосном режиме работы | 3 |
| <i>Зайченко Е. Т.</i> Определение основных геометрических размеров рабочего колеса насос-турбины радиально-осевого типа с $n_s = 80 \div 150$ | 6 |
| <i>Барлит В. В., Бородаевский В. В., Воронцов Ю. Б., Шеховцов В. К., Яковлева Л. К.</i> Исследование влияния формы лопаток направляющего аппарата на характеристики гидротурбины РО 600 | 11 |
| <i>Федулов Ю. И., Дедков В. Н.</i> Экспериментальное определение потерь энергии в элементах проточной части модели обратной гидромашинны при турбинном режиме работы | 21 |
| <i>Колычев В. А., Оробченко А. А., Булгаков В. А.</i> Расчетное и опытное исследование потока за рабочим колесом радиально-осевой гидротурбины | 26 |
| <i>Литовский Ю. А.</i> Особенности методики расчетов переходных процессов в системах регулирования гидротурбин при программном регулировании | 33 |
| <i>Бондаренко А. В., Завьялов П. С., Вапник Б. К., Кузьмин И. Д.</i> Исследование «мгновенного» поля давлений, индуцированного вихревым жгутом в отсасывающей трубе гидротурбины | 38 |
| <i>Фридман Л. И., Гинзбург А. С.</i> О расчете потребных усилий сервопривода поворота лопастей рабочего колеса диагональной гидротурбины | 41 |
| <i>Удосиков А. Н.</i> Влияние параметров радиально-осевой насос-турбины на положение оптимумов ее характеристик | 46 |
| <i>Ласенко В. Е., Булгаков В. А., Дранковский В. Э.</i> Формирование потока в спиральной камере высоконапорной радиально-осевой гидротурбины | 51 |
| <i>Косторной С. Д., Неня В. Г.</i> Обратная задача решеток профилей на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины | 54 |
| <i>Потегенко О. В.</i> К вопросу разработки математической модели трехмерного вихревого потока вязкой жидкости в каналах гидротурбин | 60 |
| <i>Мандрыка А. С.</i> Опытное исследование подводных устройств осевого насоса | 66 |
| <i>Жуков В. М., Ключко А. Д.</i> К вопросу о влиянии скорости потока на кавитационное разрушение | 73 |
| <i>Черный А. П., Смутин Н. В.</i> Влияние конструктивных элементов рабочего колеса на характеристики ступени осевого погружного электронасоса ОМПВ 250-10,5 | 78 |
| <i>Свинарев А. Г.</i> К вопросу повышения эффективности реверсивных осевых насосов малых размеров | 81 |
| <i>Косенко-Белинский Ю. А.</i> Повышение быстроходности и энергоемкости поршневых буровых насосов | 89 |
| <i>Александровский Д. Я., Онищенко А. Н., Запорожец В. П.</i> О коэффициентах расхода клапанов систем гидропневмоавтоматики | 97 |
| <i>Дечев В. И., Тютин Л. Б., Кидина Г. Н.</i> Влияние разделения и слияния потока на коэффициент гидравлического сопротивления кольцевого канала сложной конфигурации | 102 |

Техническая информация

| | |
|---|-----|
| <i>Барлит В. В., Шеховцов В. К., Гонтарь В. А.</i> Установка для экспериментального исследования потока во вращающемся рабочем колесе радиально-осевой высоконапорной гидротурбины | 105 |
| <i>Никитин В. И., Малюшенко В. В., Герман В. Ф., Голод И. С., Горбенко Н. И.</i> Опыт применения свободно-вихревого насоса на угольных обогатительных фабриках | 112 |
| <i>Веремеенко И. С., Скрышник А. Т., Трампольский В. Д., Барская Э. А.</i> Разработка САПР «Гидротурбоагрегат» на производственном объединении «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова | 113 |