

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.М. ГРИШИН, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
Е.С. КРУПА, м.н.с. НТУ «ХПИ»;
А.А. ГУЛАХМАДОВ, аспирант НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ ОБУСЛОВЛЕННЫХ ХАРАКТЕРНЫМИ ОСОБЕННОСТЯМИ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

В данной работе проведен анализ результатов экспериментальных исследований сложной вихревой структуры потока в проточной части высоконапорных радиально-осевых гидротурбин. Совершенствование элементов проточной части гидротурбины с целью уменьшения гидравлических потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе возможно на основе анализа вихревой структуры турбулентного движения жидкости в этих элементах.

У даній роботі проведено аналіз результатів експериментальних досліджень складної вихрової структури потоку в проточній частині високонапірних радіально-осьових гідротурбін. Вдосконалення елементів проточної частини гідротурбіни з метою зменшення гідравлічних втрат енергії в підвідних органах і робочому колесі можливо на основі аналізу вихрової структури турбулентного руху рідини в цих елементах.

In this work, results of experimental research of complex vortex structures in duct flow channel of high-head radial-axial turbines. Improving the flow of the turbine components to reduce energy losses in the hydraulic underwater bodies and the impeller is possible based on the analysis of the vortex structure of turbulent fluid motion in these elements.

Структура потока в проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м имеет сложный вихревой характер обусловленный большими скоростями потока, а, следовательно, и большими силами инерции в местах поворота потока, большими градиентами скоростей, обуславливающих так называемую «градиентную завихренность» и рядом других причин.

В отличие от средне и низконапорных радиально-осевых гидротурбин высоконапорные гидротурбины (РО-400 – РО-600) имеют потери энергии в подводящих органах (спиральная камера, статор, направляющий аппарат) на оптимальном режиме работы до двух-четырёх процентов, что составляет (30–40) % от общих гидравлических потерь в гидротурбине.

Как известно, подводящие органы гидротурбины имеют своей целью подвод потока с минимальными потерями к рабочему колесу с одинаковой величиной скорости (равномерный поток) в цилиндрическом сечении перед рабочим колесом, а также, что является немаловажным фактором, создание перед рабочим колесом гидротурбины момента количества движения потока, обеспечивающего оптимальную работу гидротурбины.

Эти условия желательно обеспечить не только для оптимальной зоны эксплуатации гидротурбин, но и для режимов отличных от оптимальных.

Рассмотрим в какой мере подводящие органы гидротурбины на напоры 400–600 м обеспечивают эти требования.

Анализ десятков гидротурбин отечественного и зарубежного производства позволяет сделать следующие выводы. Момент количества движения жидкости во

входном сечении $\rho Q V_u r$ (или момент приведенный к единице массового расхода $V_u r$, где V_u – средняя скорость во входном сечении спирали; r – радиус расположения центра входного сечения спирали по отношению к оси вращения рабочего колеса гидротурбины) составляет всего лишь 50 % от необходимого момента для оптимальной работы гидротурбины для радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м, в то время как для гидротурбин на напоры 45–230 м он составляет порядка 100 %.

Для радиально-осевых гидротурбин на напоры 45–230 м подводющие органы могут проектироваться из условия сохранения того момента количества движения, которое имеет место во входном сечении спирали (т.е. из условия $V_u r = \text{const}$).

Для радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600–1000 м подводющие органы призваны увеличить момент количества движения в два и более раза. Попытка увеличить момент количества движения во входном сечении спирали нерациональна, т.к. это приводит либо к значительному увеличению габаритов ГЭС в плане при увеличении радиуса расположения центра входного сечения спирали, например, в два раза или к существенному увеличению потерь энергии на трение при уменьшении площади входного сечения спирали в два раза.

Совершенствования элементов проточной части гидротурбины с целью уменьшения гидравлических потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе возможно на основе анализа вихревой структуры турбулентного движения жидкости в этих элементах.

Всесторонние экспериментальные исследования структуры потока в проточной части модельных гидротурбин выполненные на кафедре гидромашин для радиально-осевых турбин на напоры 310, 400 и 500 м, а также расчетные исследования позволяют провести глубокий анализ вихревой структуры потока. В частности применительно к номенклатурному рабочему колесу РО-500 на основе зондовых замеров параметров потока в спиральной камере, на цилиндрической поверхности перед и за рабочим колесом в 91 точке поверхности на 23-х режимах работы гидротурбины, а также экспериментального определения распределения давления на вращающихся лопастях в 56-ти точках поверхности лопасти (рис. 1), в настоящей работе проведен анализ структуры потока.

Вихревая структура потока в спиральной камере (рис. 2) определяется высокими скоростями потока и большими градиентами скорости обусловленными поворотом потока. Имеет место случай аналогичный движению жидкости в колене трубопровода круглого сечения с определенным радиусом поворота трубопровода. То есть в спиральной камере наряду с пристеночной мелкомасштабной завихренностью наблюдается градиентная завихренность потока обусловленная большими градиентами скорости в радиальном направлении и диффузионным переносом массы, импульса, момента импульса и энергии, а также крупномасштабная завихренность вида «парного вихря».

Вторичное движение жидкости обуславливает существенное изменение угла φ (между проекцией скорости на плоскость перпендикулярную оси вращения турбины и окружной составляющей V_u) по сечению спирали, например, от $\varphi \approx -6^\circ$ до $\varphi = 15^\circ - 18^\circ$ для режима $a_0 = 25$ мм, $n_1' = 65$ об/мин (для модельной гидротурбины с $D_1 = 400$ мм).

Движение жидкости в спиральной камере с учетом вторичного вихревого движения («парного вихря») приближенно можно считать винтовым ($\vec{V} \times \text{rot} \vec{V} = 0$), т.к. полная энергия потока в сечении с точностью (1–3) % есть величина постоянная, не зависящая от выбранной точки сечения.

В соответствии с терминологией, предложенной И.С. Громека (1851–1889) в спиральной камере турбины РО-500 имеет место неоднородный винтовой поток $\text{rot}\vec{V} = \lambda\vec{V}$, где $\lambda = f(q_1, q_2, q_3)$.

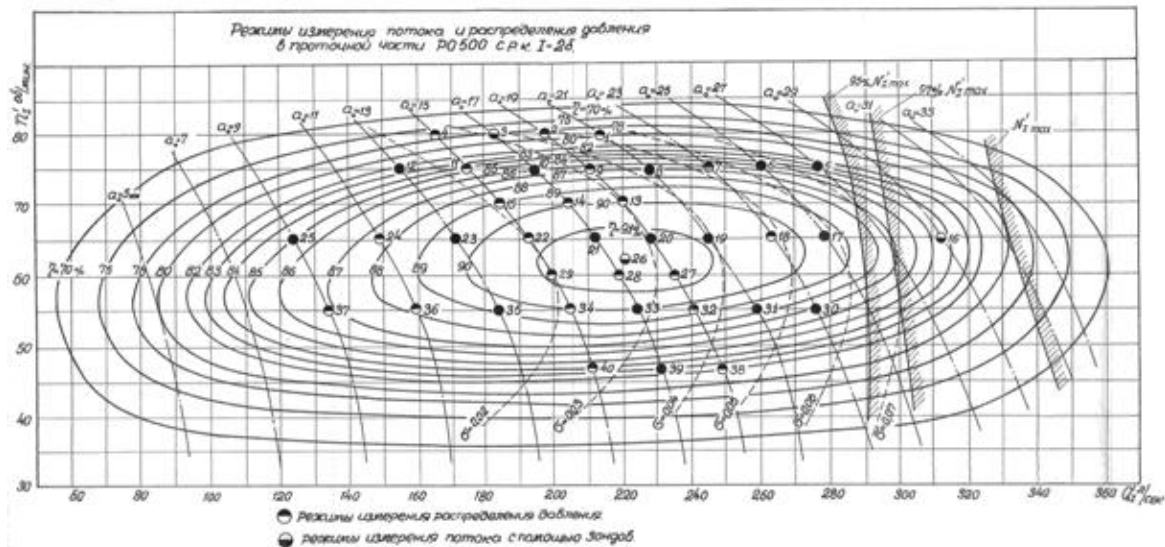


Рис. 1. Режимы измерения потока и распределения давления в проточной части РО 500 с р.к. I-26

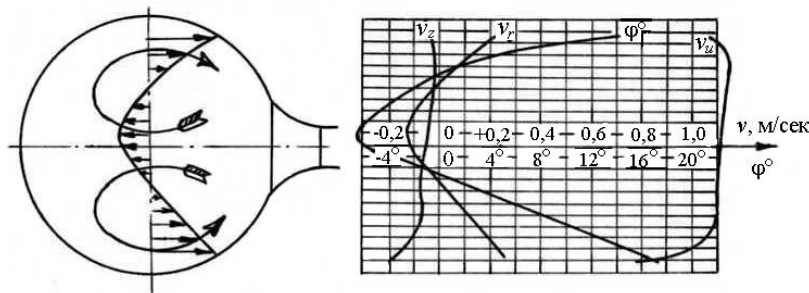


Рис. 2. Структура потока в поперечном сечении спиральной камеры

На рис. 2 можно наблюдать распределения меридиональных скоростей в поперечном сечении спиральной камеры. Если окружная компонента скорости V_u (или $V_u r$) практически является постоянной за исключением затормо-

женных пристеночных зон потока и равной приблизительно 50 % от необходимой величины перед рабочим колесом для оптимальной работы гидротурбины, то меридиональная скорость меняется радикальным способом. Так в центральной зоне поперечного сечения спирали направления потока (меридиональная скорость) даже противоположны направлению основного потока (т.е. от рабочего колеса).

Вихревые структуры потока, и особенно крупномасштабный «парный вихрь» сносится потоком в каналы колонн статора, направляющего аппарата и межлопастные каналы рабочего колеса деформируя существенно структуру потока в этих каналах.

Обтекая колонны статора и лопатки направляющего аппарата с различными углами атаки по высоте колонн и лопаток, и с различной меридиональной скоростью т.е. с различной циркуляцией скорости в различных сечениях лопаток и колонн поток наряду с пристеночной завихренностью и вихревой дорожкой Кармана за выходными кромками формирует также индуктивные вихревые потоки обусловленные изменением циркуляции по высоте лопаточных аппаратов вида $\vec{V} \times \text{rot}\vec{V} = 0$.

Выше отмеченная сложная вихревая структура потока в подводящих органах гидротурбины, наряду с большими скоростями движения жидкости вызывает у высоконапорных радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м увеличенные по сравнению со средненапорными гидротурбинами потери энергии. Эти результаты

підтверджуються не тільки отечественной, но и мировой практикой гидротурбостроения.

Проаналізуємо структуру потоку поступаючого в міжлопатні канали робочого колеса і причини втрат енергії в самому робочому колесі.

При дослідженні структури потоку перед робочим колесом основне уваження уделюється наступним питанням:

- а) вихревої структури потоку;
- б) нерівномірності потоку по висоті направляючого апарату;
- в) нерівномірності потоку по окружному напрямку;
- г) характеристиці потоку, осередненого по окружному напрямку;
- д) характеристиці потоку, осередненого по циліндричеській поверхності.

Із спіральної камери потік поступає в канали направляючого апарату. В зв'язі з малими кутами атаки потоку натекаючого на лопатки направляючого апарату і малою кривизною профіля, а також деякою конфузорністю каналів в зоні лопаток, можна передположити, що виникаюче в цій зоні додаткове вихреве рухування незначительно, і не суттєво змінює сумарну завихренність потоку виникаючу в спіральної камері, хоча внаслідок «шагової» нерівномірності поля швидкостей тут має місце і «шагова» нерівномірність $\text{rot}\vec{V}$.

Так як в циліндричеському сеченні на вході в робоче колесо енергія потоку постійна (з точністю до (1–3) %), то потік натекаючий в робоче колесо також підчиняється закону $\text{rot}\vec{V} = \lambda\vec{V}$, т.е. представляє собою винтової вихревої характер в котрому вільна завихренність являється слідствием «парного вихря» виникаючого в спіральної камері і частично індуктивних вихрей стекаючих з вихідних кромки колонн статора і лопаток направляючого апарату, як слідствие перемінності циркуляції швидкості в різних сеченнях лопаток і колонн за рахунок зміння величини швидкості і кута натекаючого потоку по висоті каналу.

В результаті аналізу зміння епюри осередненої по окружному напрямку величини $\text{rot}\vec{V}$ і її складових в потоку перед робочим колесом при змінненні відкриття направляючого апарату від величини $a_0 = 9$ мм до $a_0 = 29$ мм (для модельної гидротурбіни з $D_1 = 400$ мм) було встановлено, що зміння a_0 почти не впливає на осереднену величину $\text{rot}\vec{V}$. Лише при очень малих ($a_0 \leq 9$ мм) відкриттях направляючого апарату це впливання починає проявлятися.

Ці результати, а іменно, нерівномірність розподілення швидкостей і вихрей во входному сеченні перед робочим колесом дозволяє більш обосновано задати не тільки структуру осередненого потоку в якості граничних умов при комп'ютерному математичеському моделюванні робочого процесу і рахунку структури потоку для внової розроблюваних робочих колес, но так же задати основні параметри турбулентності (масштаб і інтенсивність) во входному сеченні при різних режимах роботи турбіни.

Для всіх розглянутих режимів характерним являється суттєве зміння кута φ во входному сеченні перед робочим колесом по висоті направляючого апарату. Так, при $a_0 = 17$ мм, кут φ зміннюється від 17° – $20,5^\circ$ (в залежності від положення зонда по окружності) у нижнього кільця направляючого апарату до 12° – $15,5^\circ$ в центральній частині і 18° – 21° у верхнього кільця (рис. 3).

Така нерівномірність по висоті направляючого апарату потоку натекаючого на робоче колесо приводить до змінненню кута атаки і кута відносительної швидкості β_1 , що відражається на змінненні розподілення тиску по поверхності лопатки по

направлению оси вращения рабочего колеса (см. рис. 4). При этом эта неравномерность приводит к изменению циркуляции скорости по различным сечениям лопастей, а следовательно и к неравномерности распределения давления по различным поверхностям тока на поверхности лопасти.

Особенно большая неравномерность распределения давления наблюдается на поверхности входной кромки лопасти по высоте входной кромки, что естественно обусловлено изменением угла φ натекающего потока по высоте направляющего аппарата перед рабочим колесом.

При больших открытиях направляющего аппарата ($a_0 = 25\text{--}29$ мм) существенная неравномерность натекающего потока в рабочее колесо по окружному направлению имеет место в зоне вихревого следа за выходной кромкой лопатки, т.е. неравномерность угла по отношению к окружному направлению φ , скоростей V_u , V_r , V_z в положении зонда «е», «ж», «з» для $a_0 = 29$ мм и «з», «и», «к» для $a_0 = 25$ мм по окружному направлению (рис. 3, 5).

Чтобы оценить величину неравномерности скорости перед рабочим колесом, определялись так же величины вариаций реальной скорости и ее компонент по отношению к осредненной скорости потока в различных точках цилиндрического сечениях перед рабочим колесом $V'_r = V_r - \bar{V}_r$, $V'_u = V_u - \bar{V}_u$, $V'_z = V_z - \bar{V}_z$, которые приводят к пульсациям скоростей и давлений в движущемся потоке и к вибрации ротора и других элементов гидроагрегата, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности при эксплуатации гидротурбины.

Составляющая скорости V'_u у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата имеет несколько меньшую величину. Чем в центральной части. Для $a_0 = 17$ мм, $n_1' = 65$ об/мин у верхнего кольца $V'_u = 2,6\text{--}2,8$ м/сек, в центральной части $V'_u = 2,5\text{--}2,96$ м/сек, у нижнего кольца $V'_u = 2,35\text{--}2,6$ м/сек.

Составляющая скорости V'_r у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата имеет несколько большую величину, чем в центральной части. Для $a_0 = 17$ мм, $n_1' = 65$ об/мин у верхнего кольца $V'_r = 0,9\text{--}1,3$ м/сек, в центральной части $V'_r = 0,6\text{--}0,75$ м/сек, у нижнего кольца $V'_r = 0,75\text{--}0,93$ м/сек.

Заторможенные слои жидкости начиная с пристеночных слоев спиральной камеры, верхних и нижних колец колонн статора и направляющего аппарата сносятся потоком (конвективный перенос) во входное сечение рабочего колеса, что приводит к снижению полной энергии потока в зонах верхних и нижних колец и соответственно к уменьшению величины момента количества движения жидкости приведенного к единице массового расхода V_{ur} в этих пристеночных слоях.

Неравномерность натекающего в рабочее колесо потока по окружному направлению, особенно при больших открытиях направляющего аппарата, обусловлено в первую очередь тем, что выходные кромки лопаток направляющего аппарата близко располагаются к входным кромкам рабочего колеса. При $a_0 = 29$ мм и $D_1 = 400$ мм кратчайшее расстояние меньше 6 мм по радиусу и 12 мм по линии тока. При этом диаметр окружности расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата принимался стандартным общепринятым $D_0 = 1,2 \cdot D_1$. В этом случае поток не успевает выровнять шаговую неравномерность распределения скоростей в зоне между направляющим аппаратом и рабочим колесом.

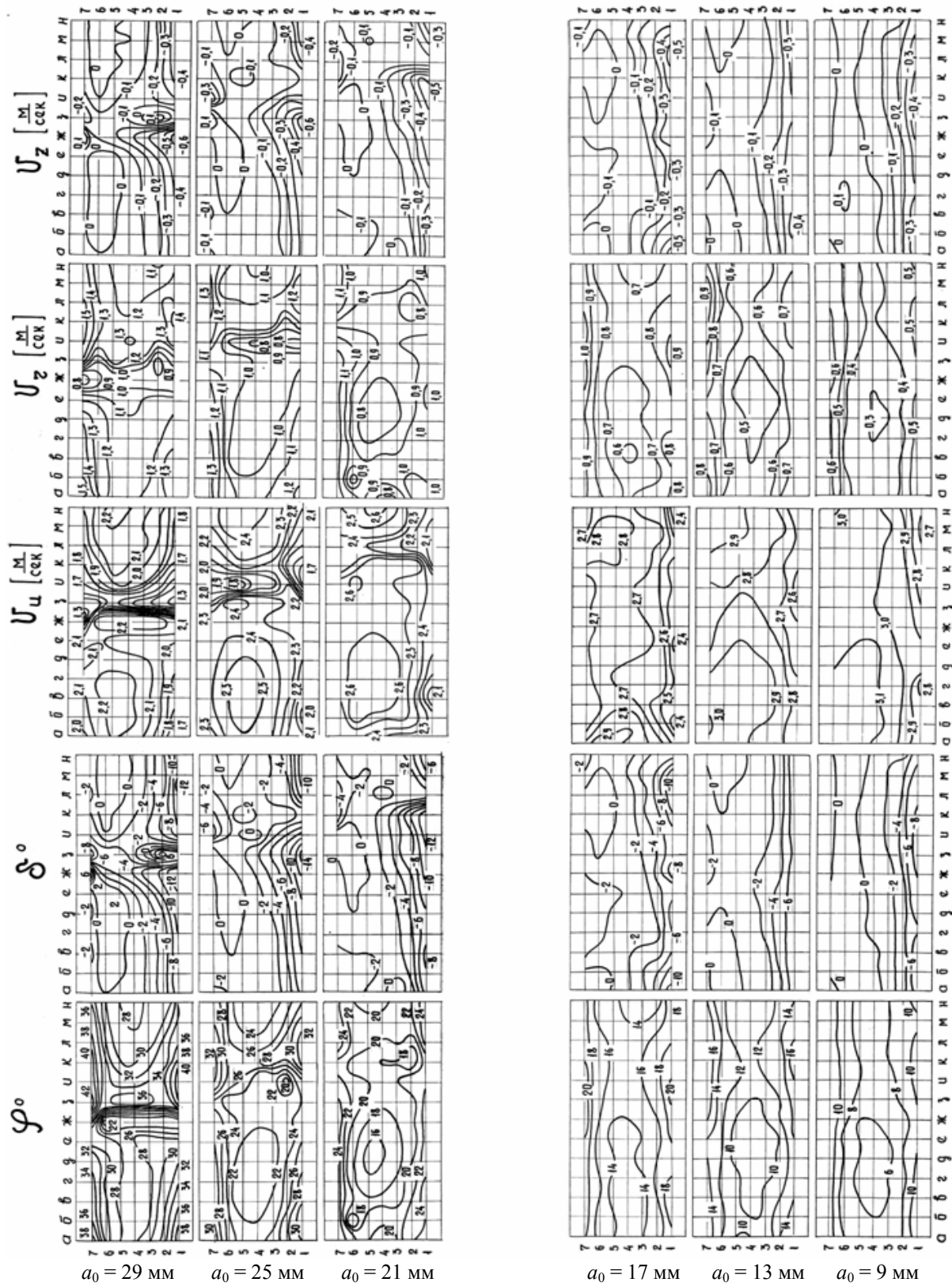


Рис. 3. Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500 I-26 ($D_1 = 400$ мм) при $n_1' = 65$ об/мин

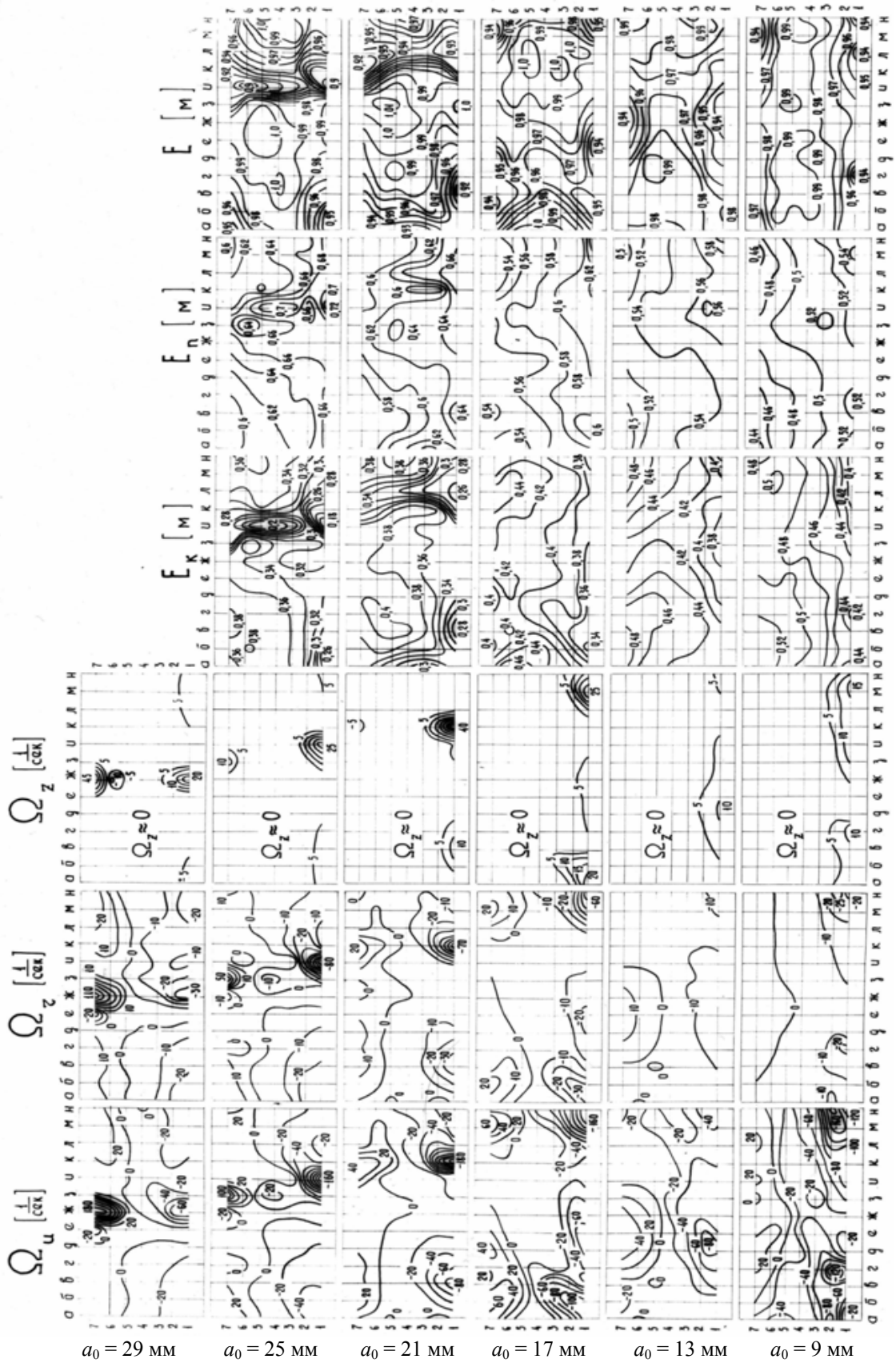
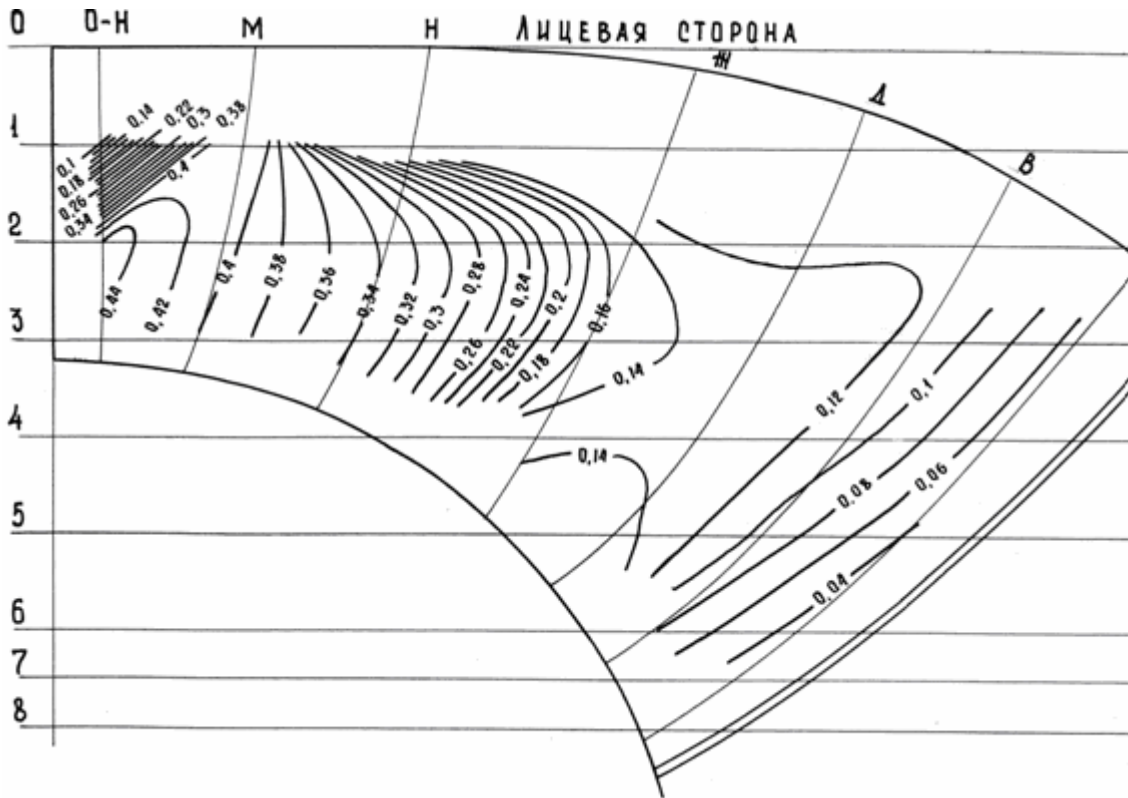
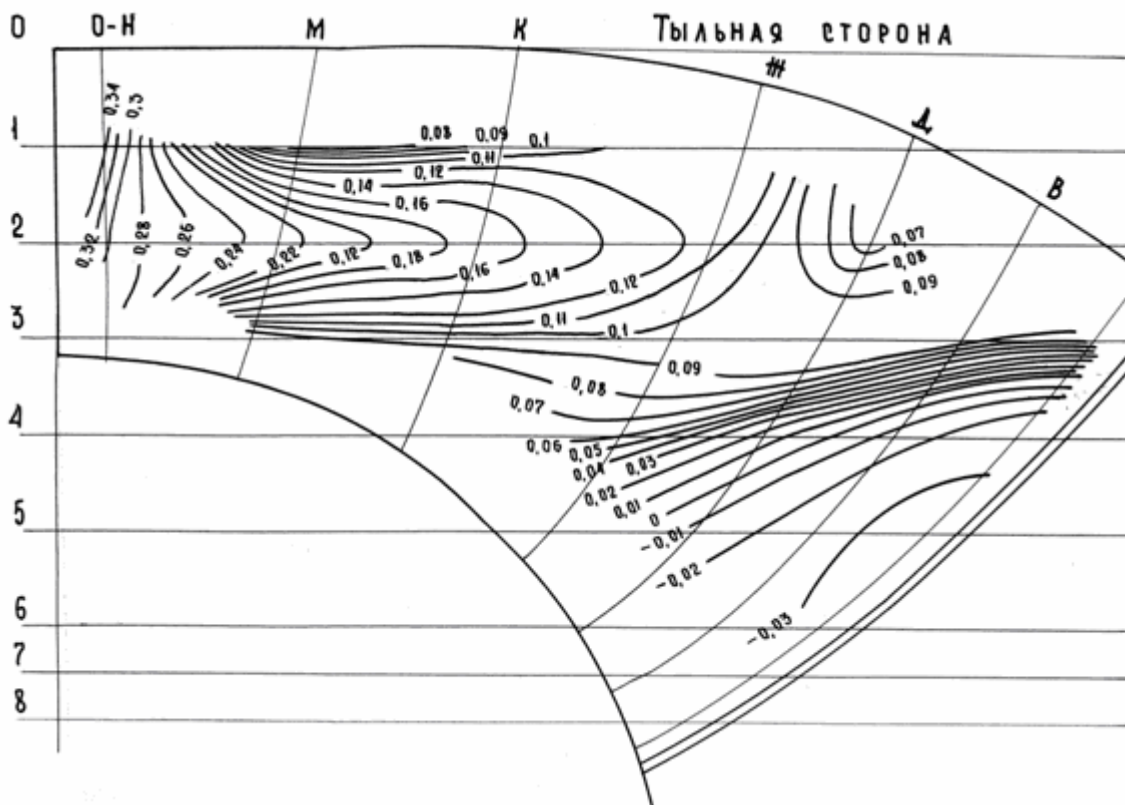


Рис. 4. Характеристика потоку перед робочим колесом РО 500 I-26 для $n_1' = 65$ об/мин и $D_1 = 400$ мм



а)



б)

Рис. 5. Распределение давления по поверхности лопасти:
 РО 500 I-26; Режим 21; $a_0 = 17$ мм; $Q_1' = 212$ л/сек; $n_1' = 65$ об/мин

В качестве рекомендаций можно предложить увеличить величин D_0/D_1 до 1,3 и более величины.

Следует также отметить, что в межлопастных каналах рабочего колеса возникает вследствие больших величин скоростей, градиентов скоростей и давлений так называемая градиентная завихренность потока. С выходных кромок и обтекателя рабочего колеса вследствие переменности циркуляции скорости вокруг профиля для различных поверхностей тока, а также больших градиентов скоростей будут сходиться индуктивные вихревые потоки, которые в отсасывающей трубе могут объединяться в крупномасштабные винтообразные вихревые жгуты, особенно на режимах далеких от оптимального.

Выводы:

1 Вихревая структура потока в проточной части и межлопастных каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м носит сложный характер обуславливающий повышенные по сравнению со средненапорными гидротурбинами гидравлические потери (на 2–3 %).

2 Дальнейшее продвижение радиально-осевых гидротурбин на напоры свыше 600 м в качестве последствий будет иметь еще большее повышение гидравлических потерь энергии, что делает не рациональным использование традиционно применяемых для радиально-осевых гидротурбин конструктивных решений.

3 Применение в качестве подводящих поток к рабочему колесу органов более просторной спиральной камеры со скоростями потока в ней в 1,5–2 и более раза меньшими и создание необходимого перед рабочим колесом для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения в сопловых каналах непосредственно перед рабочим колесом позволит, как показывают расчеты, в 3–5 раз уменьшить гидравлические потери энергии в подводящих органах, обеспечить практически равноскоростной поток перед рабочим колесом на различных режимах эксплуатации турбины и уменьшить также гидравлические потери в самом рабочем колесе.

Список литературы: 1. Потетенко, О.В. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации [Текст] / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, С.М. Ковалев, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева, Н.Г. Шевченко // Вісник Сумського Державного університету. – 2010. – С. 125-135. 2. Потетенко, О.В. Анализ вихревой структуры потока в каналах радиально-осевой гидротурбины на напоры 400-500 м [Текст] / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, К.С. Дяченко // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 45-55. 3. Потетенко, О.В. Основные параметры и закономерности структуры потока в высоконапорных гидротурбинах РО 400-500 [Текст] / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, Ю.А. Подвойский // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 68-75. 4. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Патент на винахід UA85237. – Опубл. 12.01.2009. – Бюл. № 1. 5. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Патент на винахід UA85090. – Опубл. 25.12.2009. – Бюл. № 24. 6. Потетенко, О.В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649. – Опубл. 17.07.2007. – Бюл. № 2. 7. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, В.Е. Дранковський // Деклараційний патент на корисну модель UA14284. – Опубл. 15.05.2006. – Бюл. № 5.

© Потетенко О.В., Дранковський В.Э., Гришин А.М., Крупа Е.С., Гулахмадов А.А., 2012
Поступила в редакцію 10.02.12