

УДК 621.224

О. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И СТРУКТУРЫ ПОТОКА В МЕЖЛОПАСТНЫХ КАНАЛАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА И В ДРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН НА НАПОРЫ 400–600 М**

Робота присвячена всебічному комплексному дослідженню структури потоку в проточній частині, включаючи міжлопатеві канали робочого колеса і підвідні органи гідротурбіни на напори 500 м. Показано, що виникнення дрібно, середньо і великомасштабної завихреності деформує потік в каналах гідротурбіни, викликаючи підвищені втрати енергії. Пропонується сучасний метод експериментального дослідження руху рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса шляхом визначення розподілу тиску по поверхнях лопатей робочого колеса, що обертаються. На основі глибокого аналізу структури потоку показані недоліки проточних частин гідротурбін на напори 400, 500 і 600 м.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, спіральна камера, напрямний апарат, втрати енергії, турбулентність.

Работа посвящена всестороннему комплексному исследованию структуры потока в проточной части, включая межлопастные каналы рабочего колеса и подводящие органы гидротурбины на напоры 500 м. Показано, что возникновение мелко, среднее и крупномасштабной завихренности деформирует поток в каналах гидротурбины, вызывая повышенные потери энергии. Предлагается современный метод экспериментального исследования движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса путем определения распределения давления по поверхностям вращающихся лопастей рабочего колеса. На основе глубокого анализа структуры потока показаны недостатки проточных частей гидротурбин на напоры 400, 500 и 600 м.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, потери энергии, турбулентность.

The work is devoted to the comprehensive study of the flow structure in the flow space, including channels of the runners and turbine inlet at a heads of 500 m. Occurrence of small, medium and large-scale vortex deforms the turbine flow channels, causing increased energy loss it is shown. A modern method of experimental study of fluid motion in the runners channels by determining the pressure distribution over the surfaces of the rotating runners blades. Based on deep analysis of structure of stream the lacks of flow space of hydroturbines on heads 400, 500 and 600 m are shown.

Keywords: turbine, runner, spiral case, guide vanes, loss of energy, turbulence.

Введение. Широкое применение современных компьютерных технологий позволило решить ряд гидродинамических задач и получить образцы проточных частей и рабочих колес гидротурбин, конкурентоспособных на внешнем рынке. Наряду с физическим моделированием рабочего процесса расчетное моделирование стало основным методом разработки нового оборудования. В частности, определение усилий и моментов, действующих на обтекаемые потоком колонны статора, лопатки направляющего аппарата, лопасти рабочего колеса на различных режимах работы гидротурбины – данные необходимые для расчета этих элементов на прочность более точно и с меньшими затратами в настоящее время вместо эксперимента определяются расчетным методом на ЭВМ.

Что касается гарантированной величины коэффициента полезного действия модельной гидротурбины, расчетные современные методы дают погрешность 1–3 %, в то время как с помощью физического эксперимента на современных модельных блоках погрешность не превышает 0,1–0,2 %.

Причины погрешностей и направления совершенствования методов математического моделирования потока и рабочего процесса гидротурбин рассмотрены в работах [1–7].

Настоящая статья является продолжением рассмотрения особенностей структуры потока и рабочего процесса гидротурбин, изложенных в работах [2, 3].

1. Структура потока, формируемая спиральной камерой и другими подводящими

органами высоконапорной гидротурбины.

Турбулентный поток характеризуется, как известно, следующими непрерывно происходящими основными процессами: генерацией и диссипацией завихренности (турбулентности), конвективным и диффузионным переносом массы, импульса, момента импульса (завихренности) и энергии; каскадным дроблением вихрей, их деформацией, корреляционными процессами и др.

К числу малоизученных, но важных процессов в турбулентном потоке относится также трансформация энергии импульса в энергию момента импульса в процессе генерации вихрей и диффузионном переносе, и наоборот – трансформация энергии момента импульса в энергию импульса. Эти вопросы подробно были рассмотрены в работе [1]. Отметим, однако, что в современных методах расчета турбулентных потоков не используются уравнения вытекающие из фундаментального закона сохранения момента импульса (момента количества движения), что, как отмечается в работе [1] является существенным недостатком не позволяющим повысить точность математического моделирования потока.

К числу основных параметров турбулентности относятся, как известно, масштаб, интенсивность или степень турбулентности, коэффициент корреляции, частотно-амплитудная характеристика турбулентного потока и др.

На рис. 1 представлены универсальный гидротурбинный стенд кафедры «Гидравлические машины» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», который

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2016

позволяет проводить большой комплекс исследовательских работ, включая следующие:

1. Энергетические, кавитационные и эрозионные испытания.
2. Исследование параметров нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений) с помощью тензометрических датчиков и термоанемометров.
3. Измерения скоростей и давлений с помощью шаровых зондов. Причем, при замере потока перед рабочим колесом шаровый зонд имеет возможность перемещаться не только по высоте, но и в окружном направлении, определяя структуру потока на цилиндрической поверхности входа в рабочее колесо.

4. Измерение распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса в 56-ти точках с помощью специально спроектированного устройства замера распределения давления высокой точности, исключающая необходимость учета сил инерции во вращающихся трубках передающих давление посредством воздушной среды.

5. Определение осевого усилия действующего на рабочее колесо и др.

На рис. 2 и рис. 3 представлены схемы установки зондов в мерных сечениях модели гидротурбины РО 400–РО 500.

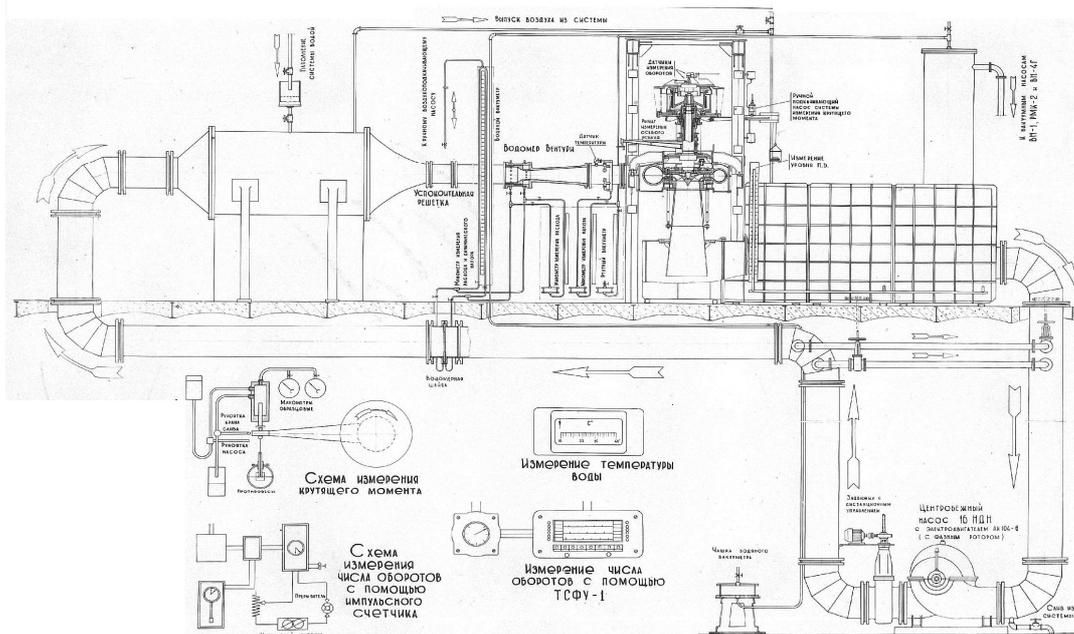


Рис. 1 – Универсальный гидротурбинный стенд

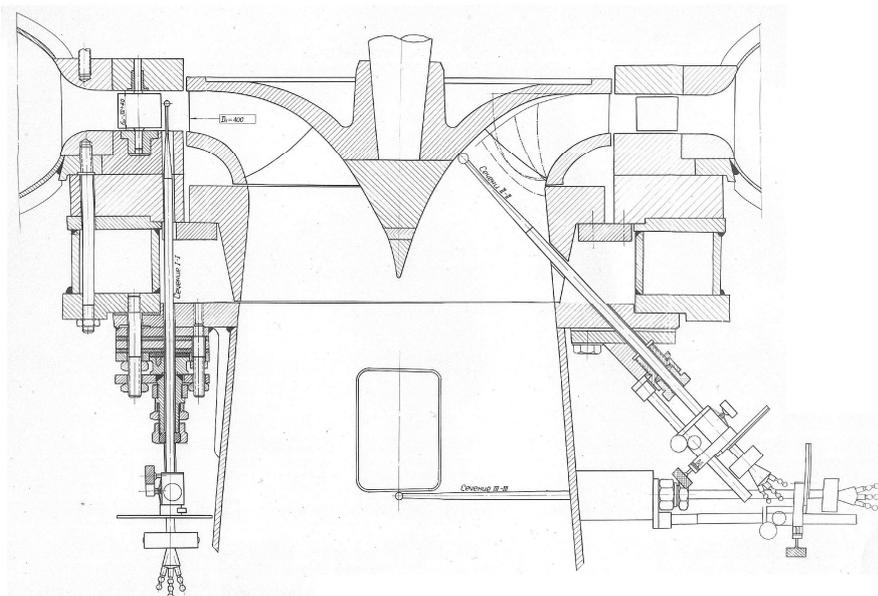


Рис. 2 – Схема установки зондов в мерных сечениях модельной гидротурбины

Высоконапорные радиально-осевые гидротурбины межлопастными, а также подводящими каналами. В этих каналах проявляется сильное взаимодействие

между пристеночными зонами и ядром потока, способствующее появлению крупномасштабных вихревых структур и больших величин гравитационных полей скорости и давления, вызывающих «градиентную турбулентность».

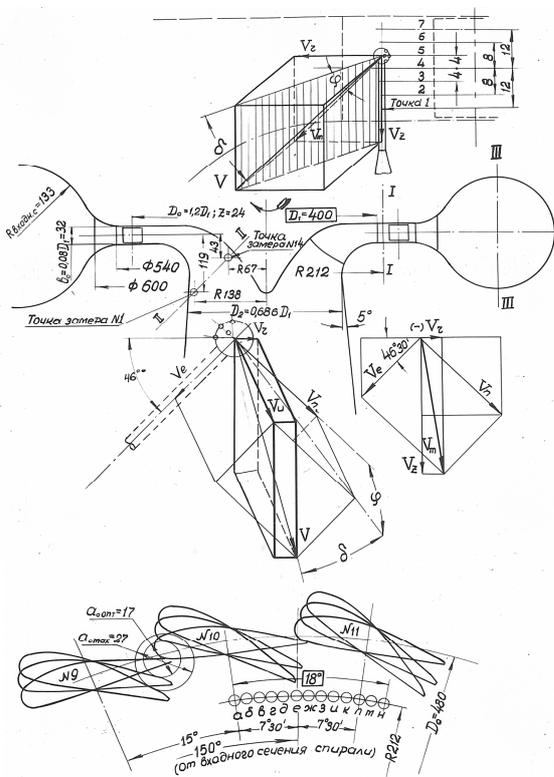


Рис. 3 – Схема установки зондов в мерных сечениях модельной гидротурбины

Сложность и характерные особенности структуры потока в проточных частях гидротурбин низкой быстроходности приводит к тому, что не удается общепринятыми методами расчета и исследования разработать высоконапорные гидротурбины и насосы с коэффициентом полезного действия, достигнутым для средненапорных радиально-осевых гидротурбин.

Важность экспериментального исследования структуры потока в отдельных каналах гидромашин подчеркивается тем фактом, что система, описывающая рабочий процесс гидротурбины или насоса, является нелинейной и каждый элемент проточной части (например, в гидротурбине – спиральная камера, зона колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса и отсасывающая труба) не являются независимыми элементами. Т.е. на точность математического моделирования потока в отдельном элементе проточной части влияет не только точность и корректность математической модели, но и точность граничных условий, которые, к сожалению, мы можем получить лишь из эксперимента.

Поэлементный расчет проточной части без использования эксперимента, особенно для лопастных машин низкой быстроходности в силу существенной взаимной зависимости потока в одном элементе от

потока в остальных элементах может привести к большим погрешностям.

В качестве граничных условий для потока, проходящего через входное сечение, обычно задаются полем скоростей и давлений в этом сечении. Однако, для турбулентного вихревого потока в данном рассматриваемом случае этого недостаточно. Учитывая сложный характер вихревого турбулентного движения жидкости, формируемого предшествующими рассматриваемому каналами, во входном сечении также надо задать распределение параметров свободной (зависящий от предыстории) турбулентности; масштаба, интенсивности завихренности потока и др.

Завихренность потока, его турбулизация, постепенно нарастает по мере прохождения спиральной камеры, колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса. Уже входное сечение спирали высоконапорных гидротурбин ПО 400, ПО 500 характеризуется высокой степенью турбулизации потока. Это обусловлено тем, что, как правило, высоконапорные ГЭС имеют длинный, до 1 км и более, деривационный трубопровод с шероховатыми бетонными стенками, а иногда и с поворотом перед зданием ГЭС, и вода в нем движется при больших скоростях и числах Рейнольдса.

Во входном сечении спиральной камеры (как показывает анализ универсальных характеристик и проточных частей номенклатурных гидротурбин [8]) момент количества движения составляет всего лишь 50–60 % от необходимого перед рабочим колесом на оптимальном режиме эксплуатации. Таким образом, подводящие органы (спиральная камера, статор и направляющий аппарат) призваны увеличить момент количества движения в 1,5–2 раза. Для сведения, анализ показывает, что в случае гидротурбин на напоры от 10 м до почти 300 м момент количества движения во входном сечении спирали близок к необходимому моменту перед рабочим колесом.

Известно также, что в ряде случаев для увеличения момента количества движения используются лопатки направляющего аппарата и колонны статора отрицательной, закручивающей поток, кривизны с увеличенной густотой решетки (l/l_0) колонн статора, в основном, за счет увеличения их числа.

Поток в спиральной камере перемещается с довольно большими скоростями и градиентами скоростей в радиальном направлении. Все это приводит к возникновению следующих вихревых эффектов, характерных только для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин. Во-первых, в поперечном сечении спирали возникает крупномасштабное вихревое движение типа «парный вихрь» (рис. 4) с движением жидкости от оси вращения турбины в центре спирали и к оси в верхней и нижней части сечения. Таким образом, площадь сечения спирали, подводящего потока к рабочему колесу как бы сокращается, формируя увеличение момента количества движения ($V_u r$) в спиральной камере. Но в то же время это приводит к

интенсивному сносу вихревого градиентного пристеночного потока в зону колонн статора и направляющего аппарата, которое вместе с «парным вихрем» имеет первоначальный характер $\text{rot}\vec{V} \perp \vec{V}$ переходящий постепенно в вихревой винтовой поток. Во-вторых, градиентный в направлении, перпендикулярном к оси вращения, поток в поперечном сечении спирали вследствие интенсивного диффузионного переноса импульса будет иметь во всей центральной зоне градиентную турбулентность (завихренность: $\text{rot}\vec{V} \perp \vec{V}$), несколько выравнивающую градиент скорости в поперечном сечении. Такой сложный с гидродинамической точки зрения поток в спиральной камере, безусловно, может быть математически смоделирован лишь на основе строгой системы уравнений, описывающих трехмерные турбулентные потоки.

Поскольку одним из главных назначений спиральной камеры является создание совместно с колоннами статора и лопатками направляющего аппарата требуемого перед рабочим колесом момента количества движения для оптимальной работы гидротурбины, то поток в спиральной камере должен удовлетворять следующему интегральному уравнению, полученному на основе фундаментального закона сохранения момента импульса:

$$\int_{S_1} (rV_u)V_u dS - \int_{S_2} (rV_u)V_u dS - (rV_u)_{\text{р.к.}} \Delta Q_\theta = - \int_{S_1} \frac{P}{\rho} rdS_u + \int_{S_2} \frac{P}{\rho} rdS_u - \int_{S_6} \frac{P}{\rho} rdS_6 + \kappa \int_{S_6} V_u^2 rdS_6 + \Delta M_c + \Delta M_{\text{н.а.}}$$

где S_1 и S_2 – меридиональные сечения, расположенные по потоку на расстоянии угла θ друг от друга, охватывающие спиральную камеру, зоны колонн статора и направляющего аппарата вплоть до входного сечения в рабочее колесо;

$(rV_u)_{\text{р.к.}}$ – удельный момент количества движения перед рабочим колесом, определяемый оптимальной работой (минимальными потерями гидротурбины в оптимальном универсальной характеристике);

S_6 – боковая поверхность спирали между меридиональными сечениями S_1 и S_2 ;

ΔQ_θ – расход через входное сечение рабочего колеса между двумя меридиональными сечениями S_1 и S_2 ;

dS_u – проекция dS_6 на плоскость перпендикулярную направлению u (окружная скорость);

κ – коэффициент, пропорциональный среднему коэффициенту трения на стенках спирали;

ΔM_c и $\Delta M_{\text{н.а.}}$ – приращение момента количества движения за счет обтекания лопаток направляющего аппарата и колонн статора.

При бесциркуляционном выходе потока из рабочего колеса $(rV_u)_{\text{р.к.}} = \frac{\eta_r g H}{\omega}$. Закон изменения

$(V_u r) = f(r)$ в зоне спиральной камеры, статора и направляющего аппарата должен быть получен из условий минимума потерь как в подводе, так и в самом рабочем колесе, что требует равномерности по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению подводящего к рабочему колесу потока с необходимым для оптимальной работы моментом количества движения и минимумом возмущающих факторов в виде крупномасштабных вихрей.

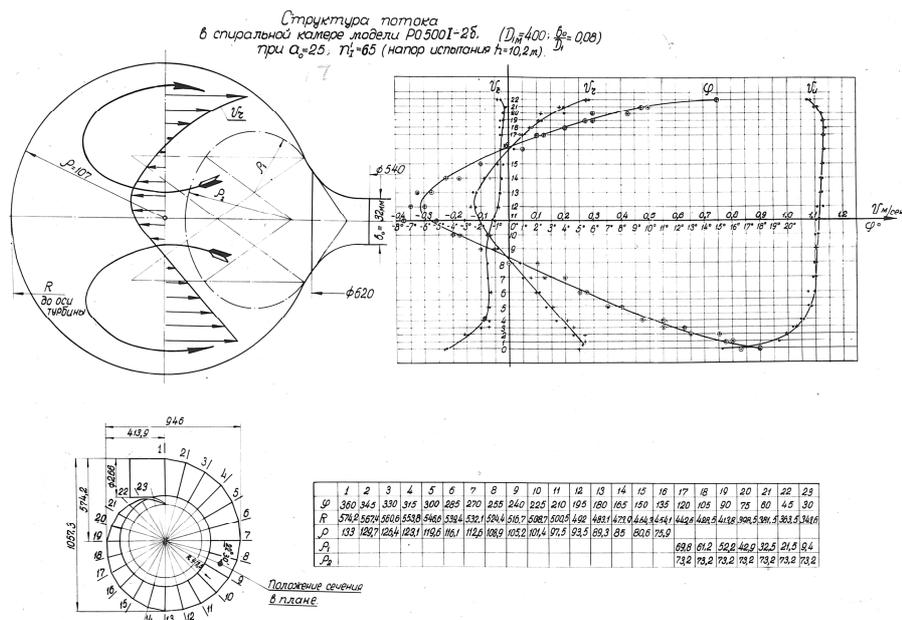


Рис. 4 – Структура потока в спиральной камере

Вследствие возникновения «парного вихря» и лопатки направляющего аппарата обтекаются потоком градиентной завихренности колонны статора и при различных углах атаки по высоте, а,

следовательно, с различной циркуляцией. Это в свою очередь приводит к появлению в пограничных слоях на поверхности лопаток и колонн, а также за выходными кромками П-образных или Г-образных индуктивных вихрей, приводящих к индуктивным потерям энергии.

При циркуляционном обтекании лопаточных аппаратов (это характерно для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин) на верхнем и нижнем кольцах направляющего аппарата в межлопастном канале происходит перетекание жидкости в заторможенном пограничном слое со стороны давления к стороне разрежения. При малой высоте b_0 (высота направляющего аппарата) этот концевой эффект, в свою очередь, может привести к появлению «парных вихрей», воздействующих на всю область течения.

При малых открытиях направляющего аппарата, т. е. на режимах $a_0 < a_{0\text{опт}}$ крупномасштабные вихревые структуры, возникающие в спиральной камере и других элементах подвода, взаимодействуя со стенками, разрушаются, приводя к дополнительным потерям энергии. При больших открытиях они могут пройти в межлопастные каналы рабочего колеса и тоже приводят к дополнительным потерям в рабочем колесе. Комплексные экспериментальные исследования потока в проточных частях номенклатурных гидротурбин РО 400, РО 500 показали, что на оптимальном режиме их работы, гидравлические потери в подводе составляют 3–4 %. Если учесть, что дисковые и объемные потери в высоконапорных гидротурбинах доходят до 0,5–1 %, то становится ясным, что для получения 94 % КПД (достигнутое для средненапорных турбин) для модели с $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м необходимо не только снижать потери в рабочем колесе, но также посредством глубокого расчетно-теоретического и экспериментального анализа потерь в подводе существенно повлиять на уменьшение этих потерь, в том числе и с помощью новых конструктивных решений, включая применение сопловых аппаратов, и на формирование более рационального потока, оптимального с точки зрения минимума суммарных потерь в подводе и в самом рабочем колесе.

Вышеизложенная структура потока в подводящих каналах спиральной камеры, статора и направляющего аппарата сформировала поток перед рабочим колесом на цилиндрической поверхности $r = 212$ мм при $D_1 = 400$ мм, изображенной на рис. 5–рис. 7.

На рис. 5 представлены осредненные по окружному направлению параметры потока, обеспечивающие баланс расхода (индекс Q) и баланс энергии (индекс \bar{E}) такие, как \bar{E}_k – кинетическая энергия; \bar{E}_n – потенциальная энергия; \bar{E} – полная энергия; \bar{V}_u , \bar{V}_r , \bar{V}_z – компоненты скоростей; $\bar{V}_u r$ – момент количества движения приведенный к единице массового расхода. Все параметры потока, приведенные на рис. 5, пересчитаны для диаметра рабочего колеса равного 1 м и напора 1 м. Графики

представлены для различных открытий направляющего аппарата (для $D_1 = 400$ мм). Оптимуму универсальной характеристики РО 500-I-26 соответствует $n'_i = 65$ мин⁻¹ и $a_0 = 17$ мм.

На рис. 6 представлены параметры завихренности потока на цилиндрической поверхности $r = 212$ мм при $D_1 = 400$ мм, пересчитанные для $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м.

На рис. 7 представлены возмущения в потоке перед рабочим колесом $r = 212$ мм при $D_1 = 400$ мм, т. е. величины $V_u - \bar{V}_u$ (реальная окружная скорость V_u минус осредненная по окружному направлению окружная скорость) на различных режимах работы гидротурбины.

Картина распределения параметров потока по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению иллюстрирует вышеизложенные причины возникновения завихренности (турбулизации) потока в подводящих органах гидротурбины. Завихренный поток с переменной по высоте направляющего аппарата скоростью поступает в межлопастные каналы рабочего колеса.

2. Вихревая структура потока в межлопастных каналах рабочего колеса и распределение давления на поверхности лопасти. Конвективный вместе с движущимся потоком перенос массы, импульса, момента импульса и энергии приводит к тому, что вихревая структура, покидающая лопатки направляющего аппарата поступает в межлопастные каналы рабочего колеса, суммируясь со связанной завихренностью, генерируемой в межлопастных каналах.

Связанная турбулентность (завихренность) характеризуется следующими процессами ее генерации в межлопастных каналах:

1. Пристеночная мелкомасштабная анизотропная турбулентность генерируется как завихренность вида $\text{rot} \vec{V} \perp \vec{V}$. Вследствие больших перепадов скоростей в окружном направлении от поверхности лопасти – стороны давления до стороны разрежения в межлопастном канале интенсивность пристеночных вихрей на стороне разрежения существенно больше, чем на стороне давления. Это приводит к скосу вихревых линий в пристеночной зоне поверхности ступицы и обода, вызывающих скос вихревых линий с формированием на этих поверхностях компонент винтовых вихревых образований, сходящих от поверхности ступицы к поверхности конуса обтекателя рабочего колеса и далее в отсасывающую трубу, образуя в случае совпадения этих вихрей по направлению вращения с циркуляционными потоками, покидающими рабочее колесо на режимах отличных от оптимального, крупномасштабные вихревые структуры большой интенсивности, вызывающие повышенные низкочастотные пульсации скоростей и давлений.

2. Вследствие больших градиентов скоростей и давлений в окружном направлении межлопастного канала происходит образование градиентной

завихренности (турбулентности) и возможно завихренности вида «парного вихря».

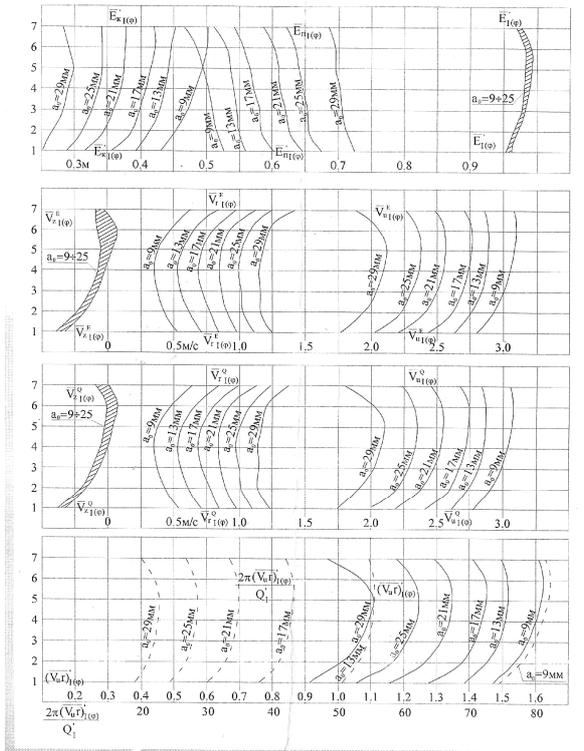


Рис. 5 – Средненные параметры потока перед рабочим колесом РО 500-I-26

3. Вследствие существенного по высоте изменения углов натекания и скоростей потока поступающего на входные элементы лопастей рабочего колеса профили лопастей обтекаются на нерасчетных режимах, создавая изменение

циркуляции вокруг лопасти от периферийных до корневых сечений. При этом увеличиваются потери энергии в самом рабочем колесе, а с выходных кромок наряду с вихрями вида «дорожки Кармана» сбегает индуктивные вихревые потоки, энергия которых является потерянной.

Для более глубокого анализа потока в межлопастных каналах был разработан метод и устройство для измерения распределения давления в 56-ти точках на поверхности лопасти (рис. 8–рис. 10).

Две смежные поверхности лопасти, образующие межлопастной канал, дренировались в 28-ми точках на каждой поверхности. Другая сторона использовалась для закладки в каналы, с последующей процедурой образования гладкой поверхности, трубок с внутренним диаметром 0,8 мм передающих давление через ступицу рабочего колеса и обтекатель в трубки с внутренним диаметром 2 мм съемника давления.

Съемник давления (рис. 9, рис. 10) представляет собой 56 камер, образуемых каждой из 2-х манжет, герметически закрывающих зону камер и передающих давления от вращающихся элементов устройства к неподвижному. Далее с помощью металлических трубок давление передается на трехпозиционный с 56-ю камерами переключатель. Для повышения точности измерения распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса в качестве передающей давление к трубкам батарейного манометра среды использовался воздух, что дало возможность исключить влияние сил инерции среды, передающей давления во вращающихся отрезках трубок, запаянных в ступицы рабочего колеса.

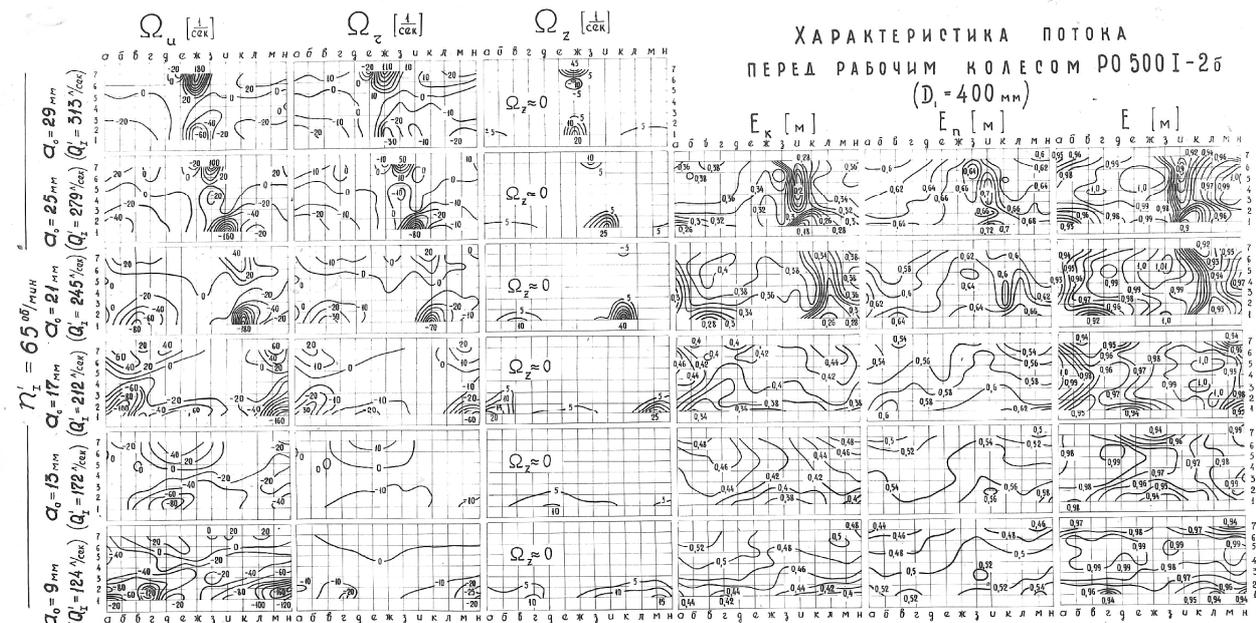


Рис. 6 – Характеристика потока перед рабочим колесом

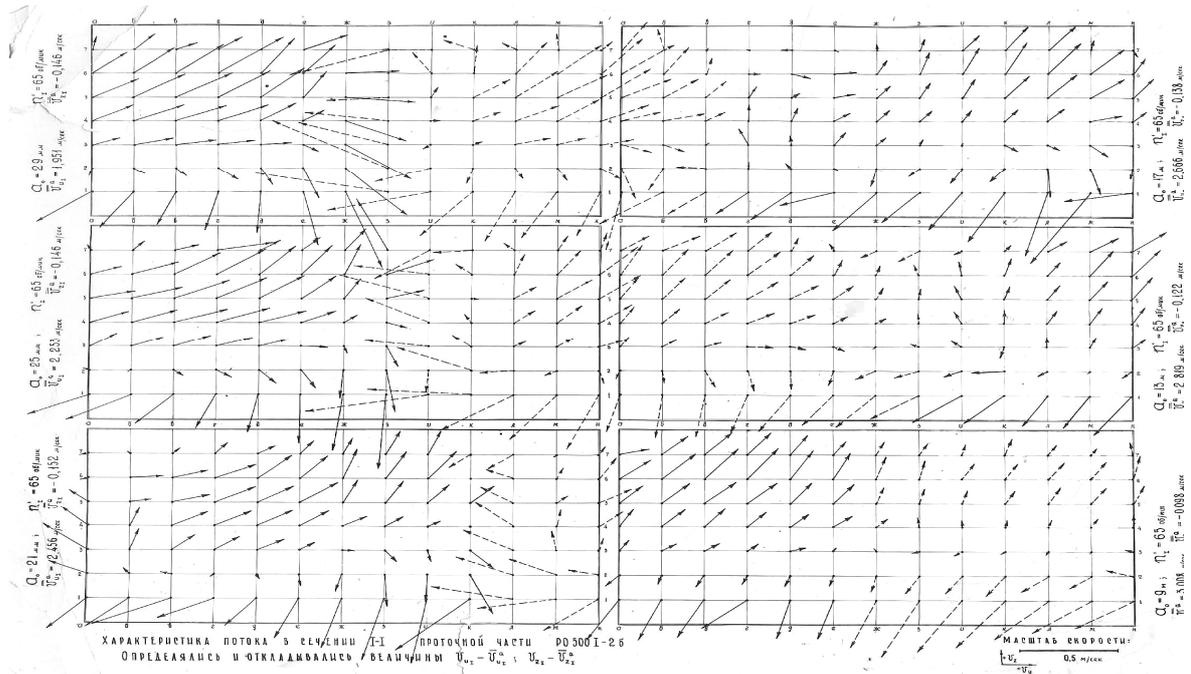


Рис. 7 – Возмущения в потоке перед рабочим колесом

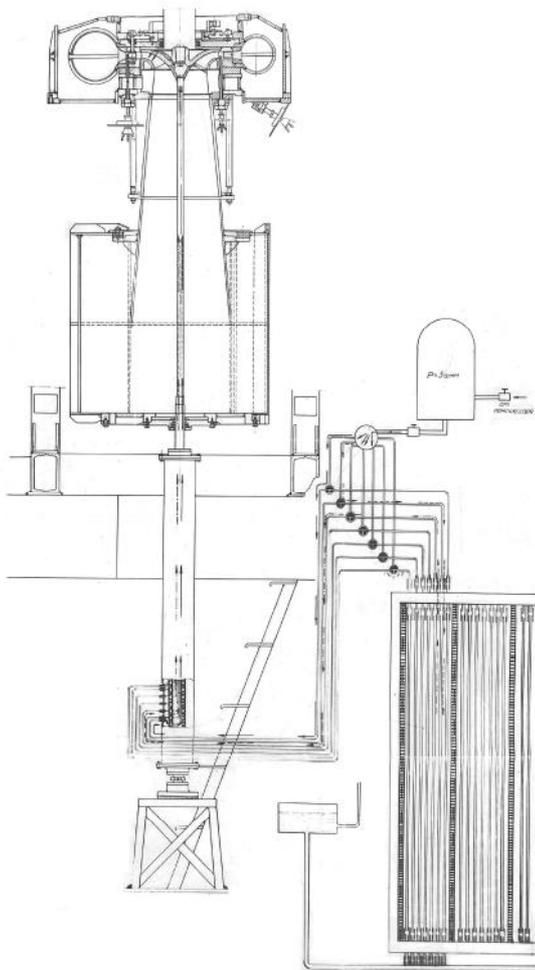


Рис. 8 – Устройство для опытного определения распределения давления на вращающихся лопастях гидромашин

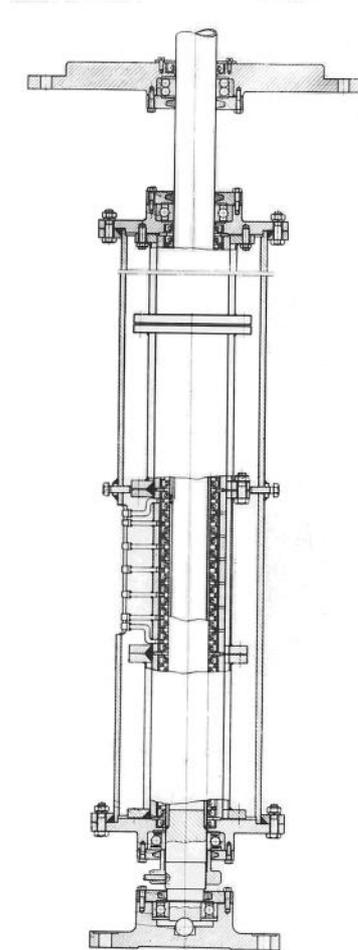


Рис. 9 – Съемник давления (разрез)

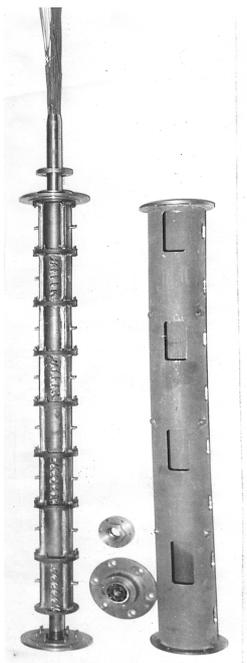


Рис. 10 – Съемник давления (общий вид)

Режим замера давления на поверхности лопастей, а, следовательно, и режим работы батарейного трехпозиционного переключателя и батарейного дифференциального ртутного манометра состоит из трех этапов.

1. Подача под давлением порядка 5 атм из специальной емкости воздуха в трубки батарейного манометра, позволяющего опустить уровень ртути до нижнего уровня – подготовительный этап.

2. Переключение батарейного переключателя на закрытие трубок батарейного манометра в режим продувки дренажных отверстий воздухом под давлением, примерно, 5 атм с целью освобождения передающих трубок от случайного попадания в них воды. На этом этапе устанавливается необходимый для исследования режим работы модельной турбины.

3. Соединение дренажных трубок с трубками батарейного манометра, в которых на первом этапе сьаккумулировалось повышенное давление воздуха, который, покидая через дренажные отверстия на лопасти каналы, ведущие к манометру, устанавливает баланс давления на поверхности лопасти и позволяет произвести замеры распределения давления.

Измерения распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса проводилось для различных режимов универсальной характеристики при энергетических испытаниях и на некоторых режимах при кавитационных испытаниях.

На рис. 11 изображены изолинии равного давления на лицевой (стороне давления) и тыльной стороне лопасти при этом давление приводилось к безразмерному виду и к параметрам $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м.

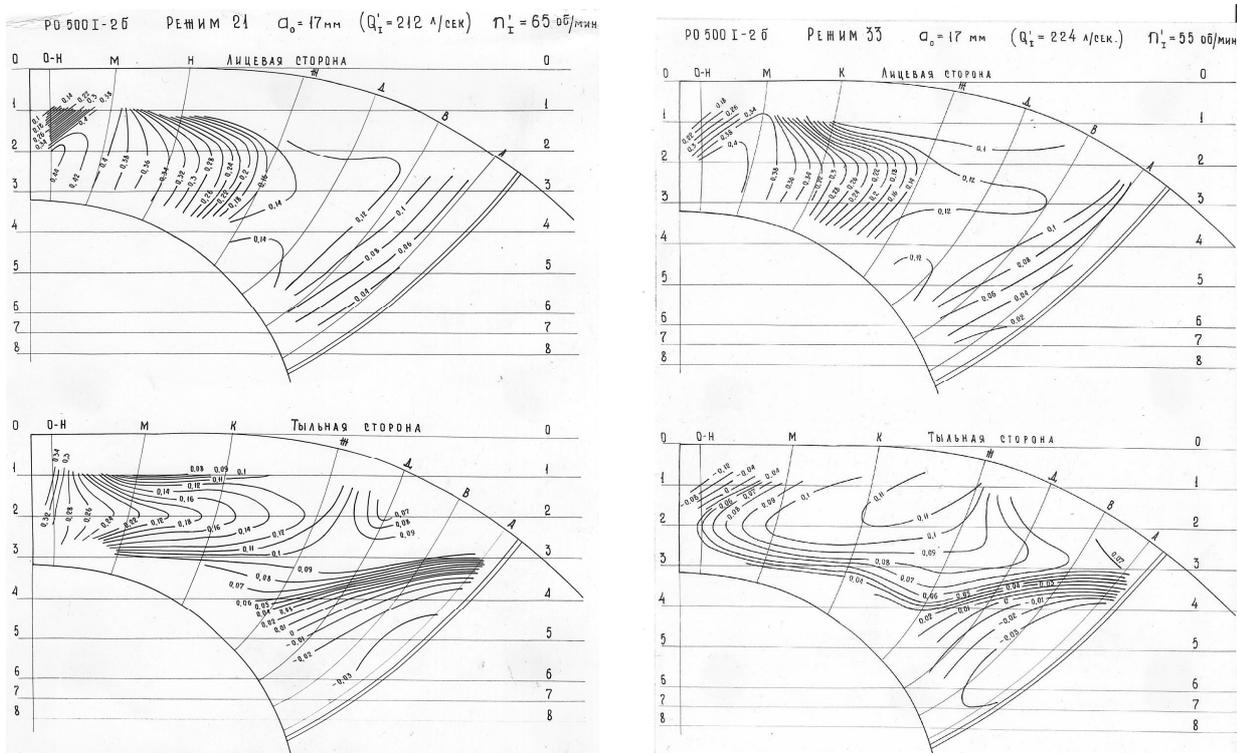


Рис. 11 – Изолинии равного давления на лицевой и тыльной стороне лопасти на различных режимах

Резкое изменение давления в районе ступицы на входе в рабочее колесо может быть объяснено формой натекающего на рабочее колесо потока (рис. 12) изложенной ранее. При измерении распределения давления на кавитационном режиме испытания

гидротурбины были получены результаты, позволяющие определить зоны возникновения начальной кавитации на поверхностях лопастей и коэффициенты $\sigma_{нач}$ – начальной кавитации, представленной на рис. 13.

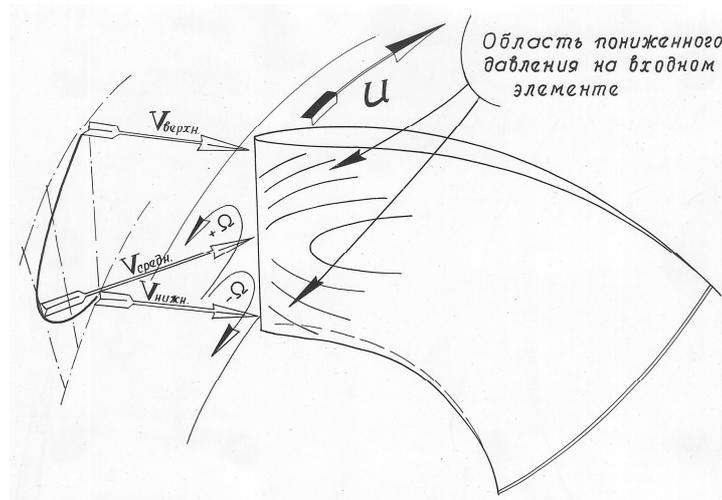


Рис. 12 – Форма натекающего потока на входе в рабочее колесо

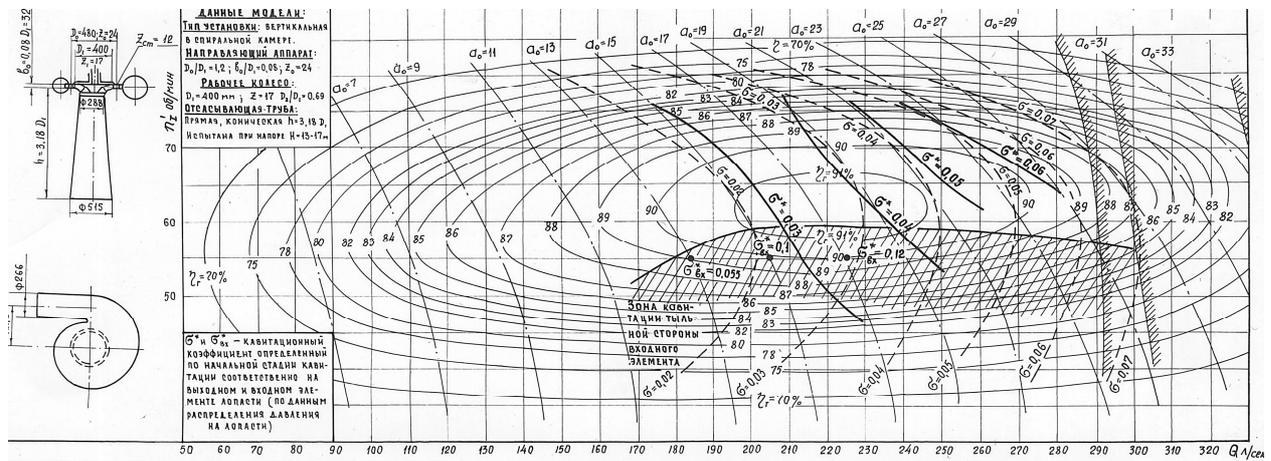


Рис. 13 – Зоны возникновения начальной кавитации на поверхностях лопастей

Выводы. 1. В работе проведен всесторонний комплексный анализ вихревой структуры потока в различных элементах проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО 500-I-26, позволяющей объяснить относительно большие потери энергии в подводящих органах гидротурбины и в самом рабочем колесе.

2. Экспериментально полученная структура потока перед рабочим колесом РО 500-I-26 вошедшим в номенклатуру крупных гидротурбин (РО 500/3508-B-80) и распределение давления на вращающихся лопастях объясняют относительно низкий коэффициент полезного действия в оптимальной зоне эксплуатации гидротурбины по сравнению с достигнутой величиной КПД для средненапорных радиально-осевых гидротурбин.

Список литературы

1. Потетенко О. В. К вопросу диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и наоборот, при моделировании турбулентных потоков / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 3 (1112). – С. 37–44.
2. Потетенко О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400,

- РО 500 и РО 600 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – № 3/8 (57). – С. 50–57.
3. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 45 (1154). – С. 41–46.
4. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1.
5. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / 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 / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Декларацийний патент на корисну модель ГФ15649 : опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2.
7. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.] // Декларацийний патент на корисну модель UA51556 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.
8. Турбины гидравлические вертикальные, поворотные-лопастные осевые и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры. ОСТ 108.023.15-82.

References (transliterated)

1. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnoho perenosa momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentnyh potokov." //

- Visnyk NTU "HPi". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati.* No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "HPi", 2015. 37–44. Print.
2. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskij and E. S. Krupa. "Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnyh matematicheskij modelej potoka v kanalah vysokonapornyh radial'no-osevyh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij* 3/8 (57) (2012): 50–57. Print.
 3. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabocheho processa radial'no-osevyh gidroturbin na vysokie napory." *Visnyk NTU "HPi". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati.* No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPi", 2015. 41–46. Print.
 4. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print.
 5. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.
 6. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Deklaratsiynny patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print.
 7. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Deklaratsiynny patent na korysnu model' UA51556. 15 February 2005. Print.
 8. *Turbiny gidravlicheskie vertikal'nye, povorotno-lopastnye osevye i radial'no-osevye. Typy, osnovnye parametry i razmery.* OST 108.023.15-82. Print.

Поступила (received) 20.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 39–48. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 39–48. –Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Features of work process and flow structure channels between blades of runner and other elements of a flowing part of Francis turbines for heads of 400–600 meters / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 39–48. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Potetenko Oleg Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

Яковлева Людмила Костянтинівна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Яковлева Людмила Константиновна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Yakovleva Lydmila Konstantinovna – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

Самба Битори Трезор Дес Бекет – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Самба Битори Трезор Дес Бекет – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

Samba Bitory Tresor Des Becket – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.