

УДК 621.224

О. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ И РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН**

В статье на основе комплексного всестороннего анализа вихревой структуры турбулентного потока в подводящих органах и в межлопастных каналах рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины РО 500 обосновываются причины повышенных потерь энергии гидротурбин на напоры свыше 400 м. На основе новых конструктивных решений и совершенствования рабочего процесса высоконапорных гидротурбин предложены решения повышающие среднеэксплуатационный КПД на (2–5) %. Мощность гидроагрегата при том же диаметре рабочего колеса, и диапазон надежной эксплуатации с высокими энергокавитационными показателями в полтора – два раза, а также применение радиально-диагональных гидротурбин на напоры до 800–1000 м.

Ключевые слова: высоконапорная радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, подвод гидротурбины, потери энергии, радиально-диагональная гидротурбина.

У статті на основі комплексного всебічного аналізу вихрової структури турбулентного потоку в підвідних органах і в міжлопастевих каналах робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни РО 500 обґрунтовуються причини підвищених втрат енергії гідротурбін на напори понад 400 м. На основі нових конструктивних рішень і вдосконалення робочого процесу високонапірних гідротурбін запропоновані рішення підвищують середньоексплуатаційний ККД на (2–5) %. Потужність гідроагрегату при тому ж діаметрі робочого колеса, і діапазон надійної експлуатації з високими енергокавітаційними показниками в півтора – два рази, а також застосування радіально-діагональних гідротурбін на напори до 800–1000 м.

Ключові слова: високонапірна радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, підвід гідротурбіни, втрати енергії, радіально-діагональна гідротурбіна.

In article on the basis of an integrated comprehensive analysis of turbulent flow vortex structure in the turbine inlet and blade channels runners Francis turbines Fr 500 substantiates causes elevated water turbines energy losses for heads over 400 m. On the basis of new designs and improving the working process of high-head hydraulic turbines of the proposed solution improves average operating efficiency (2–5) %: Francis with a rotary output elements. Construction turbine inlet of high-head turbine with the use of nozzle devices, high-head Francis turbine with a rotary output edges of the blades of the runners. Hydroelectric power at the same diameter of the runners and the range of reliable operation with high energy and cavitations performance in half to two times, and the application of Francis-Deriaz hydraulic turbines for heads up to 800–1000 m

Keywords: high-head Francis turbine, runners, turbine inlet, energy losses, Francis-Deriaz turbine, turbulent flow vortex structure in the turbine inlet and blade channels runners Francis turbines Fr 500.

Введение

Потребление электроэнергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает наряду с этим непрерывно возрастают потребности в мощностях пиковой нагрузки суточного регулирования. Недостаток этих мощностей особенно остро проявляется в утренние, вечерние и ночные часы зимнего периода, когда в ряде случаев приходится осуществлять так называемое «веерное отключение потребителей». Кроме того, энергетические запасы Земли ограничены и составляют по данным международной конференции:

– уголь, нефть, газ	11×10^{12} т.у.т.
– уран	8×10^{12} т.у.т.
– солнечная энергия	900×10^{12} т.у.т.
– ветровая энергия	2×10^{12} т.у.т.
– гидроэнергия	7×10^{12} т.у.т.
– геотермальная энергия	1770×10^{12} т.у.т.

При годовом мировом энергопотреблении $0,01 \times 10^{15}$ т.у.т.

Казалось бы, что население Земли на многие тысячелетия обеспечено энергоресурсами и нет никаких причин для серьезных беспокойств. Однако ряд энергоресурсов не может быть использован в качестве основного для производства в силу ряда серьезных причин. Одной из них является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

– волновая энергия	< 100 кВт/м ²
– ветровая	< 3 кВт/м ²
– солнечная	$< 0,1$ кВт/м ²
– энергия приливов	$< 0,002$ кВт/м ²
– биомасса	$< 0,0002$ кВт/м ²
– геотермальная	$< 0,00006$ кВт/м ² .

Для сравнения приведем следующие цифры:

– при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м²;
– при использовании ядерного топлива на электростанциях – 650 кВт/м².

Такой же порядок имеет использование гидроэнергетических ресурсов.

Анализ вышеприведенного показывает, что наиболее перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом является атомная энергетика и гидроэнергетика.

Анализируя возобновляемые виды энергетических ресурсов, следует отметить, что солнечная и ветровая энергетика наряду с таким недостатком, как низкая плотность энергетических потоков имеет так же существенный недостаток – зависимость погодных и суточных условий и может рассматриваться лишь как вспомогательное средство выработки электроэнергии.

Рассматривая перспективы дальнейшего развития гидроэнергетики, следует подчеркнуть, что при запасах 7×10^{12} т.у.т. (суммарные запасы

гидроэнергии) годовое потребление составляет всего $0,01 \times 10^{12}$ т.у.т. Процент использования гидроэнергетических ресурсов в развитых европейских странах достигает 70–80 % в то время как в ряде стран он не превышает 15–20 %. По ряду высказываний специалистов на Украине он не превышает 20–25 %.

Добыча органических видов топлива с каждым годом становится все более и более трудоемким и дорогостоящим процессом. Бурение нефтегазовых скважин в зонах морских шельфов, в океанских и особенно в арктической зоне, добыча и доставка к местам потребления становится все более дорогой и экологически рискованной процедурой. Сравнивая себестоимость выработки одного киловатт-часа электроэнергии на различных станциях можно сделать следующее заключение – 1 кВт·час на гидроэлектростанциях более чем на порядок дешевле, чем на тепловых электростанциях, использующих органические виды топлива. Промежуточное по себестоимости положение имеют электростанции, работающие на ядерном топливе. Следует отметить, что многие специалисты в области энергетики склоняются к тому, что на ближайшие 50–100 лет дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и гидроэнергетикой при ограничении потребления нефти и газа.

Крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами и использующими органическое или ядерное топливо, не могут эксплуатироваться эффективно на пиковых нагрузках суточного регулирования. В связи с этим во многих промышленно развитых странах расширяется строительство гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС), оборудованных обратимыми гидроагрегатами (насос-турбинами) способных эффективно работать, покрывая потребности пиковых нагрузок. По европейским нормам мощности ГЭС и ГАЭС, работающих на пиковых нагрузках, запуск или полная остановка гидроагрегатов которых осуществляется в считанные минуты, должны составлять 25 % от мощностей всех энергогенерирующих агрегатов.

Если проанализировать работу гидроаккумулирующих гидроагрегатов в насосном режиме с КПД порядка 92 % и в турбинном с КПД 92–93 %, то с учетом потерь мощности в генераторе-электродвигателе и в передающих энергию сетях потери энергии при цикле гидроаккумулирования составляют величину порядка 20 %, тем не менее для стран с использованием гидроэнергетических ресурсов (70–85 %) альтернативы препятствующей развалу частоты электрического тока нет, кроме как строительство новых ГАЭС.

На Украине имеются существенные резервы для строительства наряду с ГАЭС также и ГЭС, особенно оборудованных средними, как, например, Краснооскольская ГЭС и малыми гидроагрегатами. При рациональном строительстве этих ГЭС и ГАЭС можно в большинстве случаев решить и экологическую проблему затопления больших

территорий пахотных площадей и населенных пунктов в период разлива рек.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых и реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС, возникают повышенные требования к гидроагрегатам.

1. Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками работы гидроагрегатов, эксплуатации на не оптимальных, часто меняющихся нагрузках.

2. Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам.

3. Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижения уровня нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений).

Для уменьшения нестационарности потока, приводящих к повышенным вибрациям конструкции гидроагрегата на пуско-остановочных режимах, предлагается дополнить, специально для этих режимов, программное управление в системе регулирования, так называемой комбинаторной зависимостью, от частоты вращения ротора гидроагрегата (при пуске или остановке) величины открытия лопаток направляющего аппарата и для поворотно-лопастных гидротурбин также и угла разворота лопастей рабочего колеса, обеспечивающих минимум пульсаций давления в потоке.

Эти требования решаются комплексно, как путем разработки новых проточных частей и лопастных систем гидротурбин традиционного типа, так и совершенствования рабочего процесса, в том числе и для новых конструктивных решений применительно к гидроагрегатам вновь строящихся ГЭС и ГАЭС.

Анализ основных причин повышенных потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе высоконапорных радиально-осевых гидротурбин.

Основная роль подводящих поток к рабочему колесу гидротурбины органов (спиральная камера, каналы между колоннами статора и лопатками направляющего аппарата) это, во-первых, равномерный по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению подвод потока к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и, во-вторых, создание перед рабочим колесом необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента импульса (момента количества движения). Рабочий процесс гидротурбины определяется уравнением Эйлера для гидромашины:

$$\frac{\eta_r g H}{\omega} = (rV_u)_1 - (rV_u)_2,$$

где η_r – гидравлический КПД гидротурбины; H – напор; ω – частота вращения ротора гидроагрегата; $(rV_u)_1$ и $(rV_u)_2$ – момент количества движения «перед» и «за» рабочим колесом приведенный к единице массового расхода.

На оптимальном режиме работы принимается $(rV_u)_2 = 0$, т. е. циркуляционные потери принимаются равными нулю. Используя универсальную характеристику, определяющую $Q'_{1\text{онм}}$, $n'_{1\text{онм}}$, $\eta_{\Gamma\text{онм}}$ для $D_1 = 1\text{ м}$ и $H = 1\text{ м}$, а также радиус эксцентриситета центра входного сечения спирали и его площадь можно получить величину момента количества движения потока во входном сечении спирали $(rV_u)_0$ и момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины перед рабочим колесом $(rV_u)_{\text{р.к.}}$ для оптимума универсальной характеристики в результате получим следующие значения: $(rV_u)_0 / (rV_u)_{\text{р.к.}} = 1,15$ (РО 45); 1,0 (РО 75); 0,59 (РО 230); 0,57 (РО 310); 0,55 (РО 400); 0,54 (500). Приведенный расчет показывает, что если для быстроходности РО 45, РО 75 вполне обоснованно рассчитывать спиральные камеры из условия постоянства момента количества движения во всем объеме спиральной камеры: т. е. по закону $V_u r = \text{const}$ для высоконапорных гидротурбин, особенно работающих при напорах 400–500 м и больше, подводящие органы, включая спиральную камеру, призваны почти вдвое увеличить момент количества движения от входного сечения спирали до входного сечения в рабочем колесе. Повышение же момента количества движения во входном сечении спирали за счет уменьшения площади входного сечения или эксцентриситета его расположения не приемлемо, т. к.

приводит к повышению потерь на трение в пограничном слое спирали или затрат на строительство в связи с увеличением размера блока гидроагрегата в плане. Частично функции по повышению момента количества движения потока передают каналам между колоннами статора за счет увеличения числа колонн (увеличения густоты решетки l/t колонн статора) и каналам, образуемым лопатками направляющего аппарата. Однако в связи с большими скоростями подводимого потока потери на трение и др. существенно возрастают и достигают для напоров 400–500 м 40–50 % от гидравлических потерь в рабочем колесе, что указывает на необходимость трехмерного основанного на современных моделях турбулентности расчета геометрии спиральной камеры и других подводящих органов.

В работах [1–9] представлены результаты комплексных измерений с помощью шаровых зондов вихревой структуры потока в проточной части модельной гидротурбины РО 500 в спиральной камере, в цилиндрическом сечении перед рабочим колесом и за лопастной системой рабочего колеса. На рис. 1 представлена структура рабочего колеса в поперечном сечении спиральной камеры.

Характерной особенностью потока в поперечном сечении спиральной камеры является появление крупномасштабной вихревой структуры в виде «парного вихря» аналогичного тому, который имеет место при повороте (в колене) трубопровода круглого сечения.

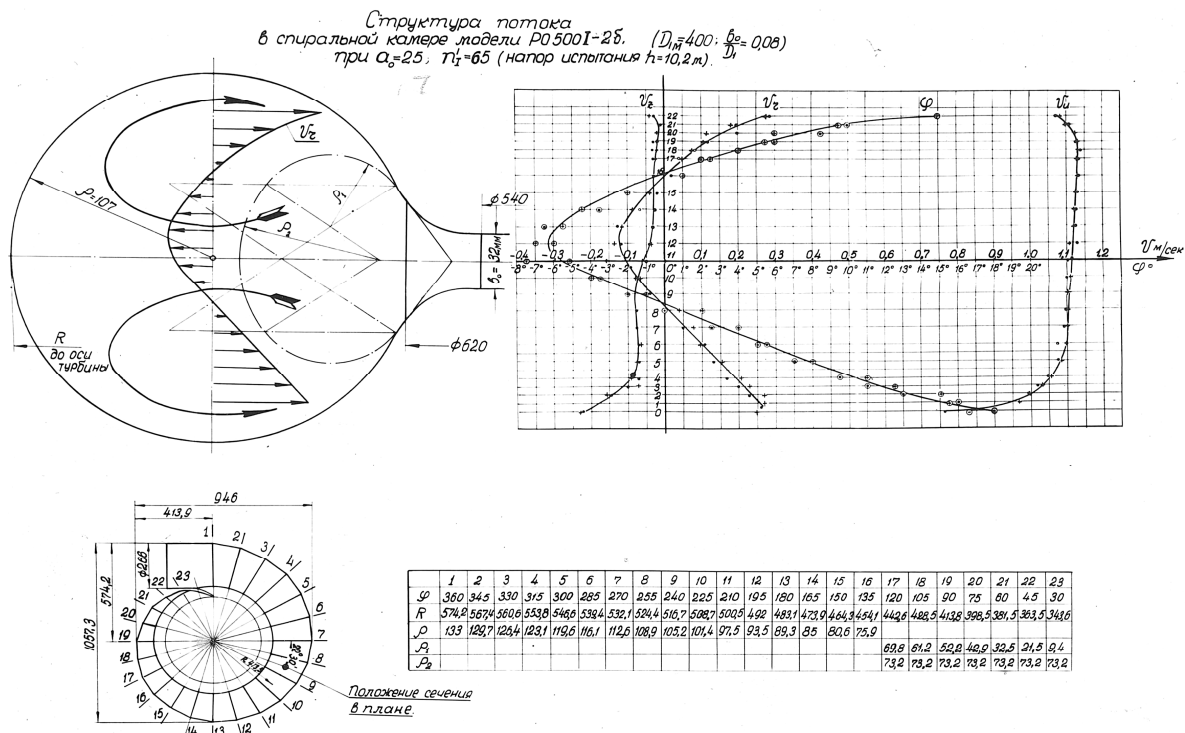


Рис. 1 – Структура потока в спиральной камере

Как видно из рис. 1 в центральной части поперечного сечения спиральной камеры поток перемещается от рабочего колеса, а в периферийной к

рабочему колесу искусственно уменьшая сечение потока перемещающегося к рабочему колесу и увеличивая скорости движения жидкости, а,

следовательно, и потери энергии на трение в пристеночной зоне спиральной камеры. Вихревая структура потока также характеризуется пристеночной мелкомасштабной завихренностью, имеющей характер в зоне входного сечения спирали кольцевых вихревых линий $rot\vec{V} \perp \vec{V}$ скашиваемых по мере перемещения в спиральной камере с появлением в пристеночной зоне винтового вихревого потока $rot\vec{V} \times \vec{V} = 0$ ($rot\vec{V} \parallel \vec{V}$). Кроме того,

вследствие больших скоростей движения жидкости и градиентов скорости в радиальном от оси вращения гидроагрегата направлении в спиральной камере, а, следовательно, и больших сил инерции возникает так называемая среднemasштабная «градиентная» завихренность потока. Сложный вихревой поток, покидая спиральную камеру, поступает в каналы, образуемые колоннами

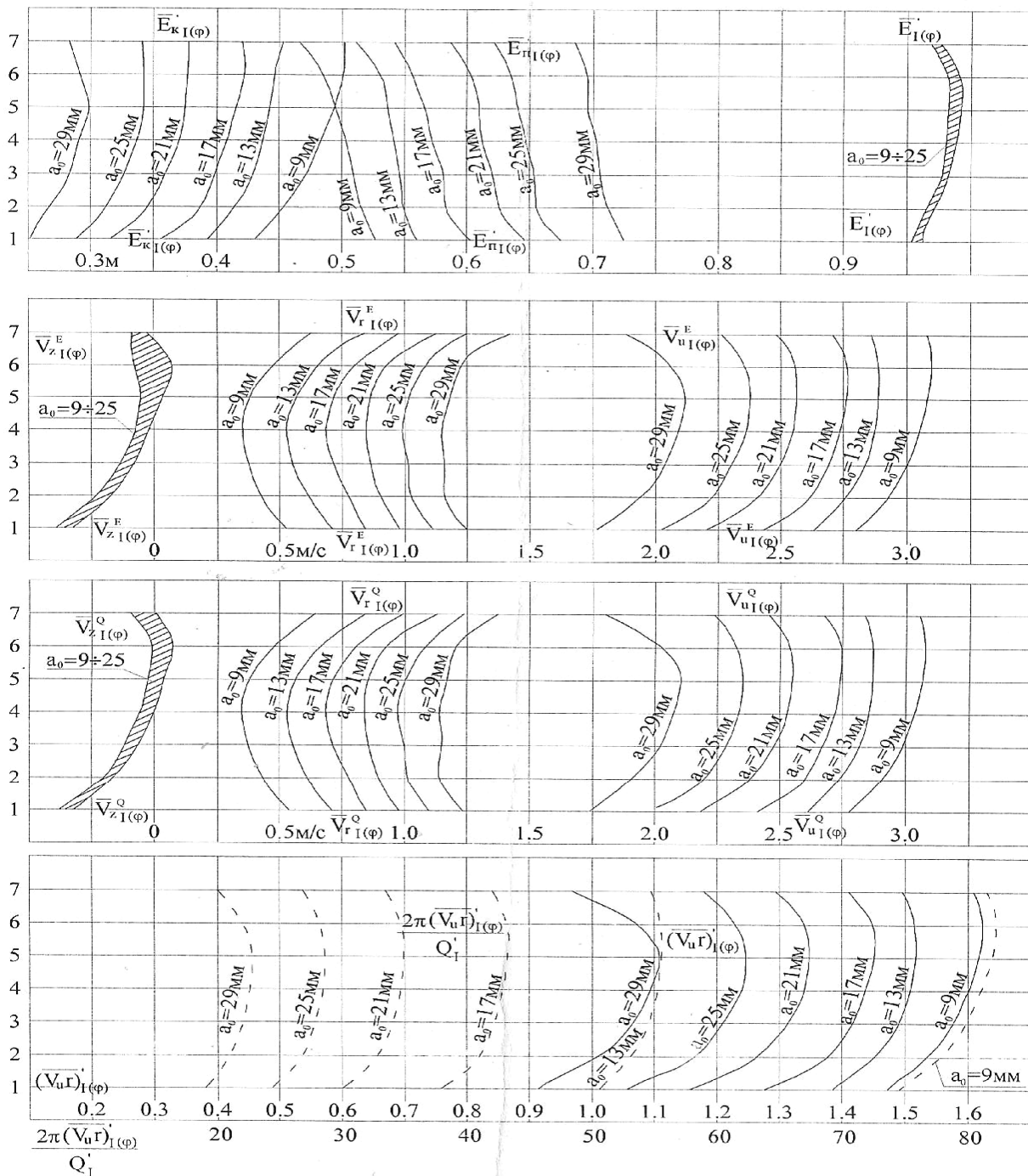


Рис. 2 – Средние параметры потока перед рабочим колесом РО 500-1-26

статора и лопатками направляющего аппарата с переменными углами атаки обтекания профилей колонн статора и лопаток направляющего аппарата по

высоте, что вызывает изменение циркуляции скоростей вокруг этих профилей, а, следовательно, и появление за выходными кромками колонн статора и

лопаток направляющего аппарата наряду с вихрями вида «дорожки Кармана» индуктивные вихревые структуры винтового потока ($rot \vec{V} \times \vec{V} = 0$) аналогичных имеющих место при обтекании крыла конечного размера. Такой характер движения жидкости обуславливает дополнительные гидравлические потери.

Поток с переменными по высоте направляющего аппарата скоростями поступает в каналы вращающегося рабочего колеса с переменными углами атаки, создавая дополнительные потери энергии, обусловленные также «вихревыми структурами» вида «дорожки Кармана» и индуктивными вихрями, сбегаящими с выходных кромок лопастей. На рис. 2 представлены компоненты скорости перед рабочим колесом, осредненные по окружному направлению.

Естественно также наличие градиентной турбулентности (завихренности) в межлопастных каналах, обусловленной существенным изменением скорости в направлении от стороны давления (лицевой) к стороне разрежения (тыльной) стороны лопасти. На рис. 3 представлена картина вихревых линий на поверхности ступицы (втулки) рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины.

Вследствие более высоких скоростей на тыльной стороне лопасти вне пограничного слоя по сравнению со скоростями на рабочей (лицевой) стороне интенсивность вихрей в пристеночной зоне на тыльной стороне превышает интенсивность вихрей на стороне давления (рабочей стороне). Вследствие этого, практически на всех режимах работы гидротурбины по поверхности ступицы рабочего колеса вихревые линии «скашиваясь» (изгибаясь) будут сходиться со ступицы на поверхность конуса обтекателя и далее в поток, перетекающий в отсасывающую трубу.

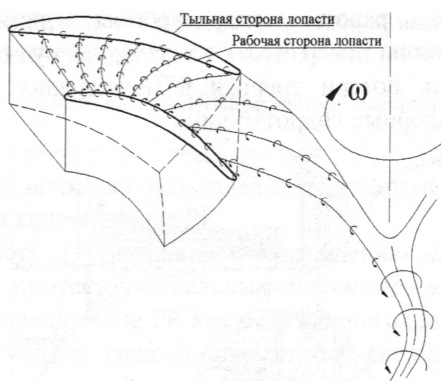


Рис. 3 – Крупномасштабные спиралеобразные вихревые жгуты в отсасывающей трубе гидротурбины, сбегаящие с обтекателя рабочего колеса

Если циркуляционные потоки $(V_{ur})_2$, обусловленные моментом количества жидкости на выходе из рабочего колеса, в пристеночной зоне корневого сечения (вблизи ступицы) на режимах работы гидротурбины, отличных от оптимального,

совпадут по направлению вращения с индуктивными вихрями, обусловленными «скосом» вихревых линий на поверхности ступицы, то это приведет к образованию мощных вихревых жгутов, имеющих спиралеобразную форму в отсасывающей трубе, вращающаяся с определенной частотой относительно оси гидроагрегата. Это является основной причиной низкочастотных пульсаций давления с большой амплитудой.

На режимах, отличных от оптимального, в радиально-осевых гидротурбинах по закону близкому к квадратичной параболе, в зависимости от изменения расхода по сравнению с оптимальным, возрастают циркуляционные потери энергии, обусловленные той частью момента количества движения, которая не была передана рабочему колесу.

В поворотно-лопастных гидротурбинах циркуляционные потери на расчетных режимах существенно ниже, что обеспечивает более широкий диапазон надежной эксплуатации этих гидротурбин по расходам (мощностям).

Новые конструктивные решения, позволяющие усовершенствовать рабочий процесс высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин.

Рассмотрим новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, позволяющие существенно уменьшить гидравлические потери энергии, повысить среднеэксплуатационный КПД, расширить зону эффективной и надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, повысить пропускную способность гидротурбины, обеспечив при том же диаметре рабочего колеса увеличение единичной мощности гидроагрегата, позволяющие также применить радиально-диагональные гидротурбины для ГЭС и ГАЭС на напоры вплоть до 800–1000 м [10–18].

А. Гидротурбина с радиально-осевым рабочим колесом с поворотными выходными элементами (рис. 4).

Недостатком радиально-осевых гидротурбин по сравнению с поворотно-лопастными является повышенные циркуляционные потери на режимах работы отличных от оптимального и появление крупномасштабных вихревых структур в виде спиралеобразных вихрей сбегаящих с конуса обтекателя и вызывающих низкочастотную пульсацию давления с большими амплитудами приводящими к повышенным вибрациям элементов проточной части. Эти явления ограничивают диапазон надежной и эффективной эксплуатации гидротурбины по расходам и напорам. Поворотные выходные кромки лопастей радиально-осевой гидротурбины, поворот которых осуществляется в комбинаторной зависимости с открытием лопаток направляющего аппарата, обеспечивая максимально-возможный КПД на различных режимах эксплуатации, направлены на частичное устранение вышеотмеченных недостатков.

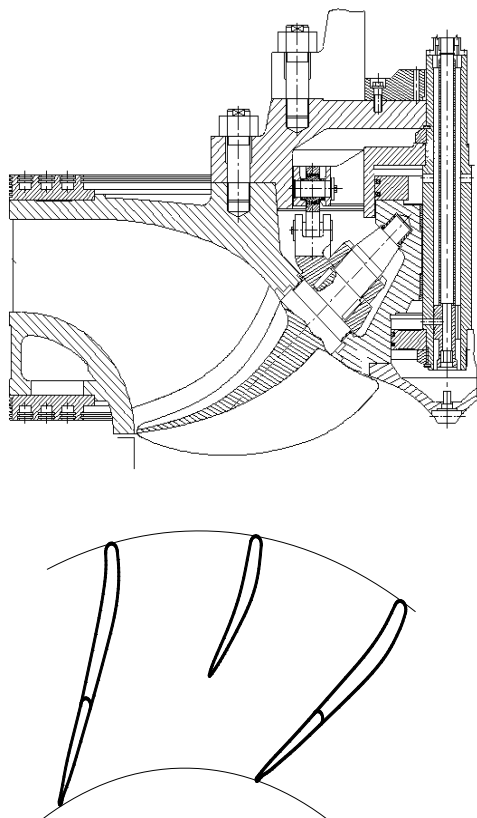


Рис.4 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами

Б. Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом (рис. 5). Предложенное конструктивное решение позволяет усовершенствовать рабочий процесс, практически полностью устранить недостатки, присущие радиально-осевым гидротурбинам. Разворот лопастей диагонального типа рабочего колеса осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток направляющего аппарата, обеспечивая минимум гидравлических потерь и надежную эксплуатацию гидротурбины в широком диапазоне изменения расхода и напора.

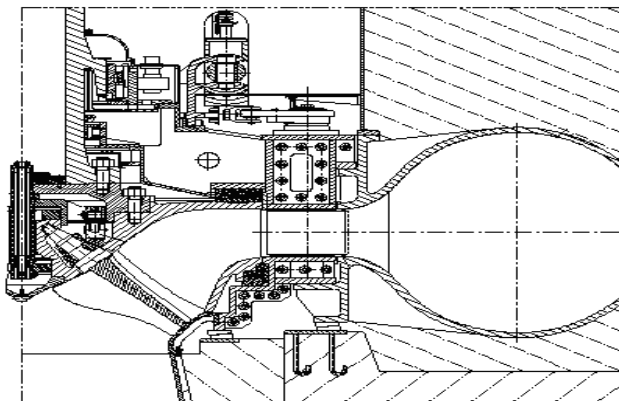


Рис. 5 – Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом

В. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина с промежуточным направляющим аппаратом (рис. 6).

Разворот лопастей диагонального типа и промежуточного направляющего аппарата осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток основного направляющего аппарата, обеспечивая минимум потерь энергии, надежную эксплуатацию на режимах отличных от оптимального с высоким КПД, улучшенными кавитационными показателями, а также с существенным снижением нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений), повышения пропускной способности гидротурбины, а, следовательно, и единичной мощности гидроагрегата при том же диаметре рабочего колеса на 25–50 %, повышения среднеэксплуатационного КПД на 2–5 % и более. Кроме того, дополнительные увеличения количества движения потока, формируемое промежуточным направляющим аппаратом, позволяет использовать этот тип гидротурбины на напоры свыше 500–600 м.

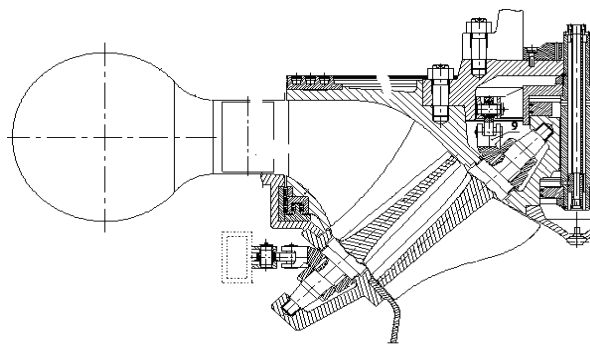


Рис. 6 – Высоконапорная гидротурбина

Г. Конструкции подводящих органов высоконапорной радиально-осевой гидротурбины с применением сопловых аппаратов (рис. 7, 8).

Комплексные экспериментальные исследования на модельной установке гидротурбины РО 500 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 400$ мм на режимах охватывающих всю универсальную характеристику, анализ гидравлических потерь, их причин и возможностей снижения потерь энергии, особенно в подводящих органах привели к новым конструктивным решениям, представленным на рис. 7 и 8, с применением сопловых аппаратов.

На рис. 7 представлены расположенные равномерно по окружности сопловые каналы, подводящие поток к рабочему колесу формируемые колоннами статора с поворотными выходными кромками, заменяющими лопатки направляющего аппарата. При этом спиральная камера выполняется с просторными поперечными сечениями, скорость потока в которых уменьшена в 1,5–2 раза, что обеспечивает уменьшение потерь энергии в спиральной камере на трение и вследствие отсутствия так называемого «парного вихря».

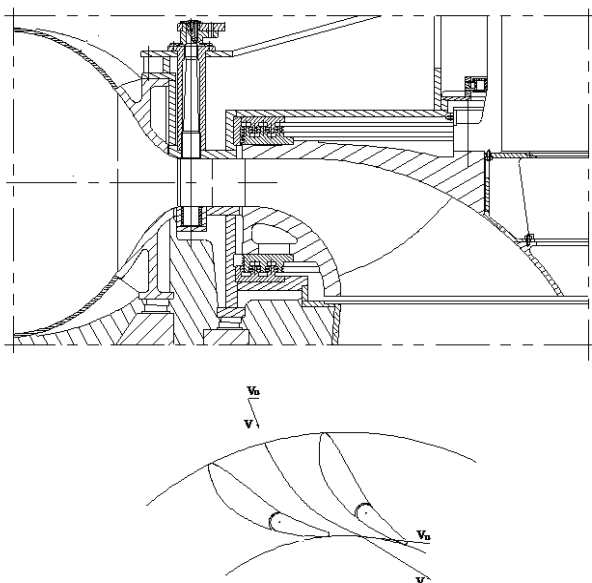


Рис. 7 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

Роль создания необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения потока перед рабочим колесом передана сопловым аппаратом, играющим так же и роль регулирующего расход органа гидротурбины. При этом вследствие того, что на большей части сопловых каналов скорость потока относительно небольшая и лишь на выходе она достигает соответствующих величин, обеспечивающих оптимальную работу гидротурбины и ламинизированный пограничный слой на большей части поверхности сопел и лопастей рабочего колеса (особенно на оптимальном режиме работы) потери энергии в подводящих органах существенно уменьшаются и подводящий к рабочему колесу поток характеризуется более равномерным распределением скоростей по окружному направлению и по высоте, что приведет к снижению гидравлических потерь также и в самом рабочем колесе.

На рис. 8 предложен вариант подвода потока к рабочему колесу и формирование необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения перед рабочим колесом с помощью сопловых аппаратов, образуемых колоннами статора (без поворотных выходных кромок) нижней неподвижной сопловой поверхностью и верхней перемещающейся по принципу работы кольцевого затвора и регулирующей расход жидкости в гидротурбинах при отсутствии поворотных лопаток направляющего аппарата. На рис. 9, 10 и 11 представлены новые конструктивные решения, позволяющие применять радиально-диагональные гидротурбины на напоры, превышающие 500–600 м вплоть до 800–1000 м.

Особенностью применения радиально-осевых гидротурбин на сверхвысокие напоры при их традиционных конструктивных исполнениях является

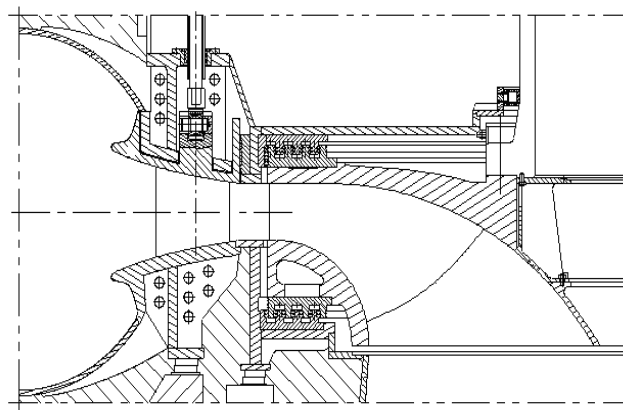


Рис. 8 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

не только повышенные потери энергии в подводящих органах, но и малые значения величин углов α абсолютной скорости натекающего потока (α – угол между полной абсолютной скоростью и окружной компонентой) в соответствии с уравнением Эйлера для гидротурбины $\frac{\eta_r g H}{\omega} = (rV_u)_1 - (rV_u)_2$.

На оптимальном режиме работы при циркуляционных потерях близких к нулю: $(rV_u)_2 \approx 0$ при диаметре рабочего колеса РО 500 $D_1 = 400$ мм открытие направляющего аппарата $a_{0,onn} = 17$ мм формирует узкую щель между поверхностями лопаток, что приводит к большим скоростям и соответственно к повышенным гидравлическим потерям. Кроме того, большое «стеснение» потока толщинами лопаток направляющего аппарата уменьшает пропускную способность.

На рис. 9 изображен разрез высоконапорной гидротурбины и сечение по плоскости «А–А».

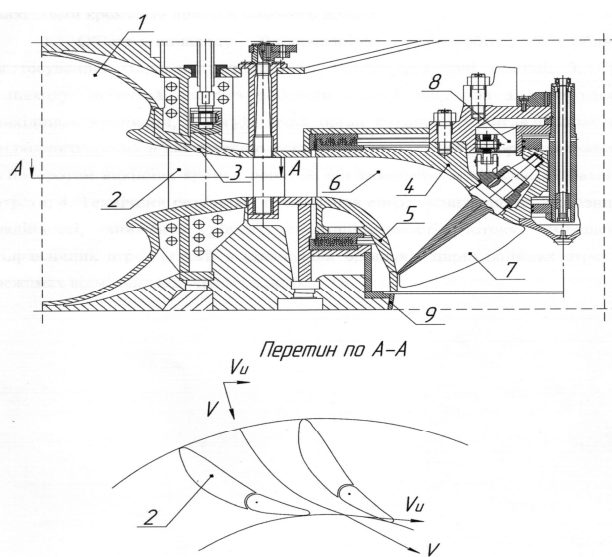


Рис. 9 – Высоконапорная радиально-осевая гидротурбина с поворотными выходными кромками лопастей рабочего колеса

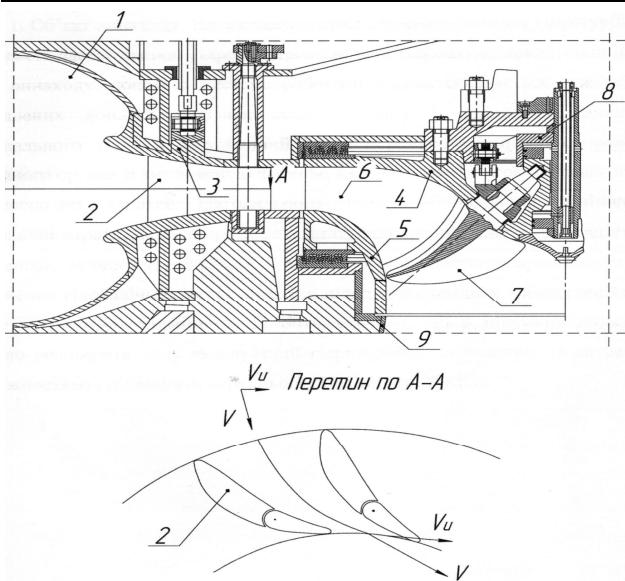


Рис. 10 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями; сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2, формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и играющие также роль регулировки расхода вместо лопаток направляющего аппарата; кольцевой затвор 3, играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход; рабочее колесо, состоящее из втулки 4, нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей 6; механизма поворота 8, отсасывающей трубы 10.

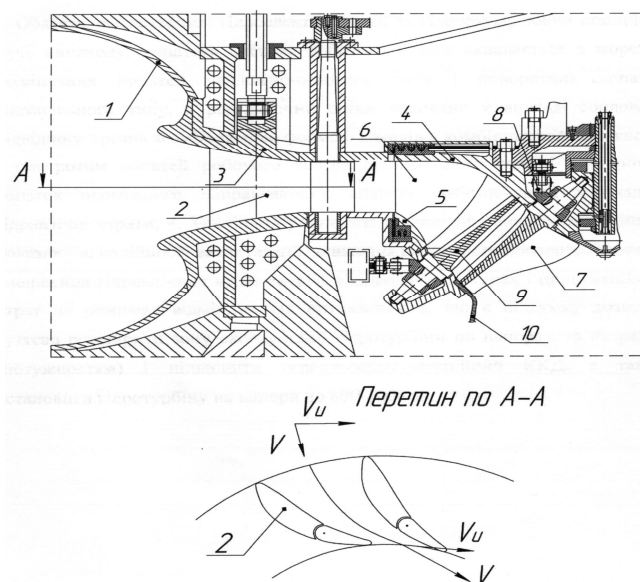


Рис. 11 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

За счет комбинаторной зависимости, осуществляющей в зависимости от угла разворота выходных элементов сопловых каналов положения

верхней поверхности (поверхности кольцевого затвора и сопел), поворот выходных кромок лопастей радиально-осевого колеса. Момент количества движения, создаваемого подводящими органами, формируется аналогичным способом, описанным для варианта, изображенного на рис. 8.

На рис. 10 изображен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины.

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями; сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2, формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и регулирующий расход через турбину; кольцевой затвор 3, играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход; рабочее колесо, состоящее из втулки 4; нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота 8; отсасывающей трубы 9.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, включающая в себя поворот выходных элементов сопловых аппаратов, перемещение верхней поверхности этих аппаратов и разворот лопастей диагонального типа радиально-диагонального рабочего колеса обеспечивает существенное расширение зоны надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями.

На рис. 11 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до 800–1000 м.

Высоконапорная гидротурбина состоит из спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в 1,5–3 раза; сопловые аппараты 2 с поворотными выходными кромками, осуществляющими регулирование расхода к рабочему колесу и формирующими необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения совместно с перемещающейся верхней поверхностью каналов-сопел; кольцевой затвор 3 также играющий роль дополнительного регулирующего органа; рабочее колесо, состоящее из втулки 4; нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота лопастей 8; лопаток промежуточного между лопастями радиального и диагонального типа, направляющего аппарата 9, создающих дополнительный момент количества движения потока перед диагональной лопастной системой; отсасывающей трубы 10.

Дополнительный момент количества движения, создаваемый в сопловых каналах промежуточного направляющего аппарата, позволяет наиболее эффективно осуществлять рабочий процесс гидротурбины на сверхвысоких напорах 800–1000 м и наиболее эффективно использовать эту же

конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС.

Система комбинаторной зависимости состоящая из четырех регулирующих элементов: поворачиваемые выходные кромки сопловых аппаратов, перемещающаяся верхняя поверхность сопел, поворотные лопатки промежуточного направляющего аппарата и разворачиваемые в процессе регулирования лопасти рабочего колеса диагонального типа, т.е. четырехэлементная система комбинаторной зависимости позволяет расширить диапазон надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями по расходу (мощностям) и напорам в 1,5–2 раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же в 1,5–2 раза повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разботке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

Как показывает практика проектирования рабочих колес радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры, стеснение потока в рабочем колесе лопастями увеличивается с возрастанием напора в связи с увеличением количества лопастей и их толщин, обеспечивающих прочностную и безкавитационную надежность эксплуатации.

На рис. 12 изображено решение проблемы уменьшения коэффициента стеснения потока лопастями в рабочем колесе, полученное на основе принципа равенства напряжений на периферийном, корневом и среднем сечении лопасти рабочего колеса радиально-осевого типа.

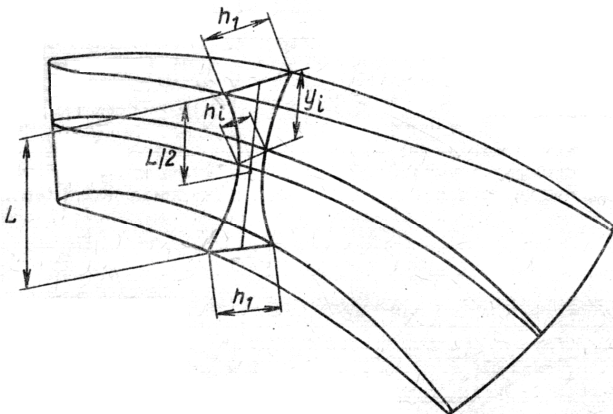


Рис. 12 – Лопасть рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины

Лопасты имеют наименьшую максимальную толщину в среднем сечении, наибольшую – у ободов, а в текущих сечениях толщину h_i , определяемую из уравнения

$$h_i = h_1 \left[k + (1 - k) \left(\frac{y_i}{L/2} - 1 \right)^2 \right],$$

где h_1 – наибольшая максимальная толщина лопастей;

k – коэффициент, равный 0,55–0,70;

y_i – высота текущего сечения лопастей;

L – высота лопастей в зоне максимальной толщины.

При работе рабочего колеса в радиально-осевых гидротурбинах за счет утонения лопастей в их средних сечениях, характеризующихся малыми изгибающими моментами, происходит снижение гидродинамических потерь и тем самым повышение КПД гидротурбины. Утонение лопастей в средних по высоте сечениях приводит к снижению металлоемкости рабочего колеса. Наибольшие максимальные толщины лопастей у верхнего и нижнего ободов позволяют избежать трещинообразования в этих областях, характеризующихся наибольшими изгибающими моментами.

Выводы. 1. Комплексные всестороннее исследования вихревой структуры турбулентного потока в подводящих органах высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО 500 и в межлопастных каналах рабочего колеса, анализ причин повышенных гидравлических потерь энергии позволили решить задачу совершенствования рабочего процесса с целью повышения эксплуатационных энергокавитационных показателей расширения зоны надежной работы по расходам (мощностям) и напорам в полтора два раза, повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 % с целью эксплуатации гидроагрегата более эффективно на пиковых нагрузках суточного регулирования.

2. Конструктивные разработки, защищенные патентами Украины, совершенствование рабочего процесса и комбинаторной зависимости в системе регулирования позволили научно обосновать и предложить новые решения по применению радиально-диагональных гидротурбин на сверхвысокие напоры вплоть до 800–1000 м с высокими энергокавитационными показателями и надежностью работы.

3. Поворотные лопасти диагональной системы радиально-диагонального рабочего колеса, позволяют наиболее эффективно применять гидравлические турбины на режимах отличных от оптимального, а с учетом существенного расширения зоны эксплуатации с высоким КПД по расходам (мощностям), работы гидроагрегатов на пиковых нагрузках обеспечивается наиболее надежно и эффективно.

4. Применение новых типов рационально-диагональных гидротурбин двух-четырёх элементной системы комбинаторной зависимости в системе регулирования гидротурбины позволяет повысить надежность и эффективность эксплуатации гидротурбин и насос-турбин (для ГАЭС) в широком диапазоне напоров и мощностей.

Список литературы:

1. Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Круна //

- Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – № 7. – С. 151-159.
2. *Потетенко О. В.* Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО400, РО500 и РО600 / *О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа* // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2012. – № 318 (57). – С. 50-57.
 3. *Потетенко О. В.* Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики / *О. В. Потетенко, А. М. Гришин, Е. С. Крупа та др.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", – 2012. – № 33. – С. 109-119.
 4. *Потетенко О. В.* Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров / *О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, О. С. Вахрушева та др.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 1(1044). – С. 49-57.
 5. *Потетенко О. В.* Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, В. Э. Дранковский, К. С. Резва* // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. ISSN 2306-5478. Випуск 3 (71). Частина 1. «Технічні науки». – 2015. – С. 281-285.
 6. *Потетенко О. В.* К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – С. 7-44.
 7. *Потетенко О. В.* Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45 (1154). – С. 41-46.
 8. *Потетенко О. В.* Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192). – С. 33-40.
 9. *Потетенко О. В.* 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, Д. Т. Б. Самба Битори* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 41 (1213). – С. 39-48.
 10. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель № 111514. – опубл. 10.11.2016.
 11. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Е. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель № 111516. – опубл. 10.11.2016.
 12. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель/№ 111519. – опубл. 10.11.2016.
 13. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент України на винахід №85090, 25.12.2008. Бюл. № 24.
 14. *Потетенко О. В.* Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, Зав'ялов П. С., Ю. М. Кухтенков* // Патент України на корисну модель № 5155. 15.02.2005. Бюл. № 2.
 15. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, В. Е. Дранковський.* // Патент України на корисну модель № 14284. 15.05.2006 Бюл. №5.
 16. *Робук Н. Н.* Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / *Н. Н. Робук, А. А. Мелавцов, Л. И. Фридман, А. В. Остащенко, Ю. Н. Мишев, В. Н. Савин, О. В. Потетенко, С. И. Герман* // Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. №24.
 17. *Потетенко О. В.* Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент України на корисну модель. № 15649, 17.07.2006. Бюл. №7.
 18. *Фридман Л. И.* Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / *Л. И. Фридман, И. С. Веремеенко, А. Д. Устев, О. В. Потетенко* // Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. №40.

References (transliterated)

1. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti" *Visnyk NTU «KhPI»*. No. 7. 2012. 151–159. Print.
2. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Vihrevaya struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modelej potoka v kanalah vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovykh tehnologij* No. 318 (57). 2012. 50–57. Print.
3. Potetenko, O. V., A. M. Grishin and E. S. Krupa "Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki". *Visnyk NTU «KhPI»*. No. 33. 2012. 109–1119. Print.
4. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa "Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov" *Visnyk NTU «KhPI» Ser.:Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya*. No 1 (1044). Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 49–57. Print.
5. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessa novykh tipov gorizont'al'nykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory" *Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Ser.: Tekhnichni nauky*. No. 3 (71). Vol. 1. 2015. 281-285. Print.
6. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentykh potokov." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print.
7. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabocheho processa radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory." *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 41–46. Print.
8. Potetenko, O. V. and E. S. Krupa "Kompleksnye eksperimental'nye issledovaniya turbulentykh struktury potoka v protochnoy chasti vysokonapornoy radial'no-osevoy gidroturbiny" *Visnyk NTU " KhPI ". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU «KhPI». 2016. 33–40. Print.
9. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessa i struktury potoka v mezhlopastnykh kanalah rabocheho kola i v drugikh elementakh protochnoy chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400-600 m" *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 41 (1213). 2016. 39–48. Print.
10. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina* Ukraine Patent na korysnu model' №111514. 10 November 2016. Print.
11. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina z povorotnyu vykhidnyu kromkamy robochoho kola* Ukraine Patent na korysnu model' № 111516. 10 November 2016. Print.
12. Potetenko O.V., et al. "Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina" Patent Ukrainy na korysnu model' № 111519. – opubl. 10 November 2016. Print.
13. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.

14. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Deklaratsynnyu patent na korysnu model' UA51556. 15 February 2005. Print.
15. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent na korysnu model' № 14284. 15 May 2006. Print.
16. Robuk, N. N. et al. *Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny*. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie № 206422. 02 December 1967. Print.
17. Potetenko, O. V. and S. M. Koval'ov *Roboche koleso vysoko napirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Ukraine Patent na korysnu model'. № 15649. 17 July 2006. Print.
18. Fridman, L. I. et al. *Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny*. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie. № 1188359 30. October 1985. Print.

Поступила (received) 24.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 4–14. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 4–14. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2411-3441.

Perfection of working process of high-head turbine Francis and Francis-Deriaz hydraulic turbines / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 4–14. – Bibliogr.: 18. – 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.