

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
Е.С. КРУПА, н.с. НТУ «ХПИ»;
О.С. ВАХРУШЕВА, м.н.с. НТУ «ХПИ»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОТУРБИН С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ДИАПАЗОНОВ НАПОРОВ

В статье рассматривается вопрос повышения эффективности работы гидроагрегатов за счет совершенствования рабочих процессов новых типов гидротурбин на диапазон напоров 30–1000 м.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, проточная часть, мощность, напор.

Введение

Потребление энергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает. Однако энергетические ресурсы Земли ограничены и составляют:

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 $0,01 \times 10^{12}$ 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 этих причин является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

Волновая энергия < 100 кВт/м².
Ветровая < 3 кВт/м².
Солнечная..... $< 0,1$ кВт/м².
Энергия приливов..... $< 0,002$ кВт/м².
Биомасса..... $< 0,0002$ кВт/м².
Геотермальная..... $< 0,00006$ кВт/м².

Для сравнения приведем следующие цифры:

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

Анализируя вышеприведенные цифры, можно сделать выводы, что основными перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом (уголь, нефть, газ) являются атомная энергетика, гидроэнергетика.

© О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева, 2014

Рассматривая себестоимость одного киловатта электроэнергии производимой на различного типа электростанциях следует отметить, что самая дешевая электроэнергия производится на гидроэлектростанциях (на порядок дешевле, чем на тепловых), а на втором месте по себестоимости являются атомные электростанции.

С экологической точки зрения, при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии таких как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение земель и др. гидроэлектростанции, как и атомные электростанции с серьезной противоаварийной защитой, являются наиболее чистыми (без каких либо вредных выбросов) производителями электрической энергии.

В потребительском энергетическом балансе нефть и газ занимают основную преобладающую позицию. Это связано с автотранспортом и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применение в первую очередь газа и нефтепродуктов. Однако ресурсы нефти и газа промышленно развитых стран практически исчерпаны, а на международном рынке цены на них непрерывно возрастают. Новые разведанные источники органического топлива располагаются в труднодоступных или удаленных от промышленных районов местах, например, морской шельф, арктические зоны и др.

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 ограничением потребления нефти и газа.

Как известно, крупные энергоблоки оборудованные паровыми турбинами тепловых и атомных электростанций не могут эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования. В мировой практике для этого используются гидроагрегаты оборудованные гидротурбинами и насос-турбинами.

Во многих промышленно развитых странах расширяется строительства гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) предназначенных для эксплуатации в первую очередь на пиковых нагрузках суточного регулирования. Известно, что время на запуск или полную остановку работы гидротурбины исчисляется минутами и зафиксированы случаи, когда в течении суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз. Если проанализировать график эксплуатации гидротурбин, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из вышеприведенных цифр, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны. Что касается Украины, то по мнению специалистов гидроэнергетические ресурсы здесь используются на величину порядка 10 %. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также и к большим стихийным бедствиям: потопам и наводнениям.

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

1) Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками гидроагрегатов, эксплуатаций на неоптимальных часто меняющихся нагрузках.

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

3) Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижение уровня нестационарности потока (пульсации скоростей и давлений) в новых вышеотмеченных условиях эксплуатации.

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

Таким образом, **целью исследования** является решение проблемы повышения надежности и эффективности при эксплуатации гидроэнергетического оборудования на пиковых нагрузках.

1 Применение прямооточных капсульного типа и расположенных в бычке (бетонной колонне) гидроагрегатов на напоры от 4 до 300 м

Обычно прямооточные гидроагрегаты применяются на напоры до 40 м. Это связано с тем, что бесспиральный подвод потока к рабочему колесу характерный для прямооточных гидроагрегатов приводит к тому, что момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины создается колоннами статора и лопатками направляющего аппарата, что возможно для напоров до 40 м.

Новые конструктивные разработки связанные с применением сопловых аппаратов с поворотными выходными элементами (рис. 1) позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и вплоть до 300 м в случае сдвоенных прямооточных агрегатов [1].

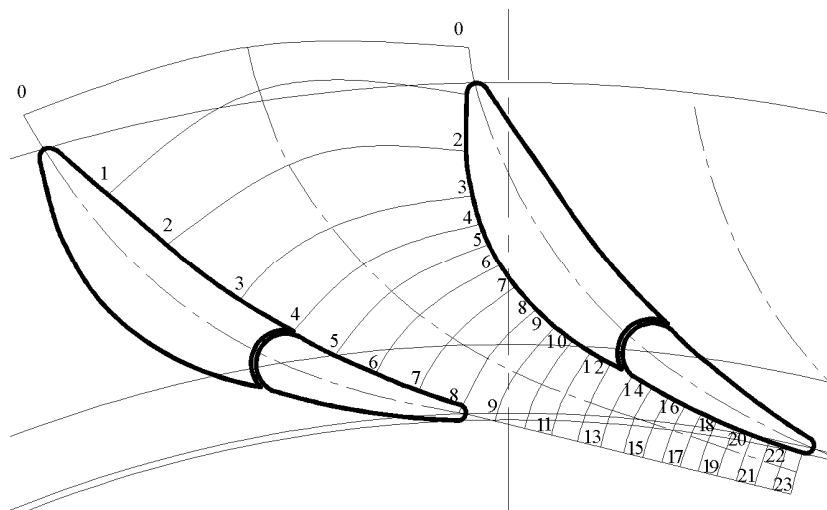


Рис. 1 – Конфузорный канал радиально-осевой гидротурбины

Преимущества прямооточных гидроагрегатов применительно к сложным условиям эксплуатации несомненны. Во-первых, они имеют более широкий, в полтора-два раза превышающий по сравнению с традиционно применяемыми на напоры 40–300 м гидротурбинами, диапазон эксплуатации по расходам с высокими энергокавитационными показателями; во-вторых, более высокий среднеэксплуатационный КПД и надежность работы гидроагрегата, обусловленная низким уровнем нестационарности потока, безусловно более высокая.

На рис. 2 зображен сдвоенный прямоточный гидроагрегат [1, 2], в таблице 1 представлены, разработанные в результате глубокого анализа рабочего процесса сдвоенного прямоточного гидроагрегата, научно-обоснованные предложения для проектирования проточных частей и лопастных систем с оптимальными энергокавитационными показателями.

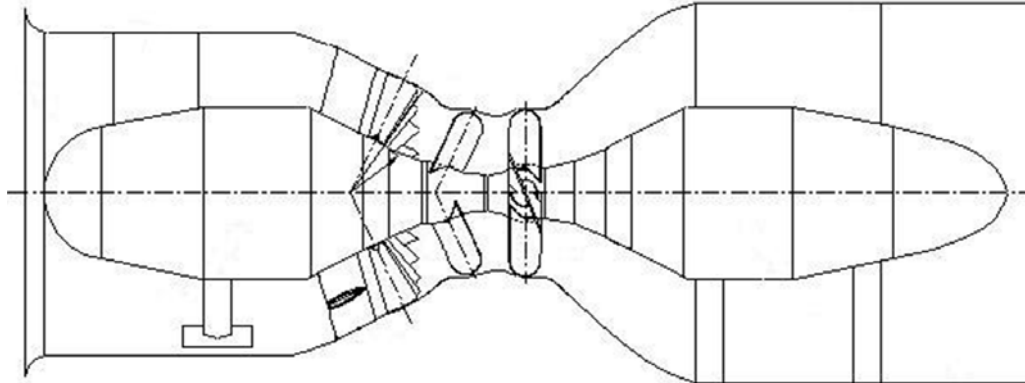


Рис. 2 – Сдвоенный прямоточный гидроагрегат

Таблица 1

Вариант (проект) номенклатуры сдвоенных прямоточных гидроагрегатов

Суммарный напор сдвоенного гидроагрегата	Тип лопастной системы и напоры срабатываемые гидроагрегатами					
	первый гидроагрегат			второй гидроагрегат		
	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H^{(2)}$
ПЛГД-45, 45 м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10 м	15 м	25 м	15 м	0 м	15 м
ПЛГД-75, 75 м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25 м	25 м	50 м	25 м	0 м	25 м
ПЛГД-110, 110 м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30 м	40 м	70 м	40 м	0 м	40 м
ПЛГД-150, 150 м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30 м	60 м	90 м	60 м	0 м	60 м
ПЛГД-180, 180 м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40 м	70 м	110 м	70 м	0 м	70 м
ПЛГД-230, 230 м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50 м	90 м	140 м	90 м	0 м	90 м
ПЛГД-260, 260 м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80 м	90 м	170 м	90 м	0 м	90 м

Если обозначить:

$$H_1^{(1)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(1)} \quad \text{и} \quad H_2^{(1)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(1)}$$

для первого гидроагрегата и:

$$H_1^{(2)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(2)} \quad \text{и} \quad H_2^{(2)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(2)}$$

для второго гидроагрегата, то напор, срабатываемый первым гидроагрегатом, будет $H^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(1)}$, а на втором гидроагрегате – $H^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(2)}$.

Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором $H_2^{(1)}$ является положительным для второго гидроагрегата: $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$.

Как и в любой гидротурбине, рабочий процесс осуществляется посредством создания крутящего момента на рабочем колесе гидротурбины (который определяется суммарным моментом сил гидродинамического давления на лопасти) равным

$$M_{кр} = \rho Q \left[(\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2 \right] - \Delta M_n,$$

где ΔM_n – потери момента количества движения жидкости за счет трения о неподвижные поверхности и протечки в уплотнениях минуя проточную часть.

Рабочий процесс в данном гидроагрегате описывается уравнением Л. Эйлера для гидротурбины

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

При работе гидротурбины гидравлический КПД зависит от уровня гидравлических потерь. В балансе потерь осевых гидротурбин, особенно на нерасчетных (далеких от оптимального) режимах существенную часть потери напора играют циркуляционные потери. Циркуляционные потери обусловлены наличием окружной составляющей скорости за рабочим колесом

$$\bar{h}_ц = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ.$$

На оптимальном режиме эксплуатации эти потери близки к нулю, т.к. $(\overline{rV_u})_2 \approx 0$.

Есть примеры в мировой практике гидротурбостроения, когда большой напор срабатывается двумя последовательно расположенными гидротурбинами, что позволяло применять радиально-осевые рабочие колеса, обладающие рядом преимуществ, вместо ковшевых.

В рассматриваемом случае имеет место не только увеличение пропускной способности сдвоенного прямоточного гидроагрегата более чем в два раза, но и оптимизация рабочего процесса за счет трехэлементной комбинаторной зависимости связывающей открытие направляющего аппарата с разворотом одной и второй лопастной системы. Используются преимущества присущие контрроторным прямоточным гидроагрегатам.

Момент количества движения перед первым рабочим колесом может быть существенно меньшим, т.к. «отрицательный» момент количества движения за первым колесом будет являться положительным для второго колеса вращающегося в противоположную сторону.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, определяющая минимум гидравлических потерь энергии и в первую очередь за счет снижения циркуляционных потерь вплоть до нуля, позволяет расширить зону высокоэффективной работы гидроагрегата по расходам (мощностям) и напорам более чем в два раза.

2 Совершенствование рабочего процесса поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин

Наиболее приспособленные для эксплуатации на режимах отличных от оптимального при частой перемене нагрузок являются поворотно-лопастные гидротурбины. Жестколопастные же (радиально-осевые и пропеллерные) гидротурбины характеризуются на этих режимах и особенно на пуско-остановочных повышенными величинами нестационарности, резко снижающих надежность работы различных узлов гидротурбины. Это связано также и с возникновением мощных спиралеобразных вихревых структур в отсасывающей трубе на режимах с большими циркуляционными потерями.

Новые разработки кафедры гидромашин НТУ «ХПИ» [2–6] позволяют устранить эти недостатки (рис. 3–6).

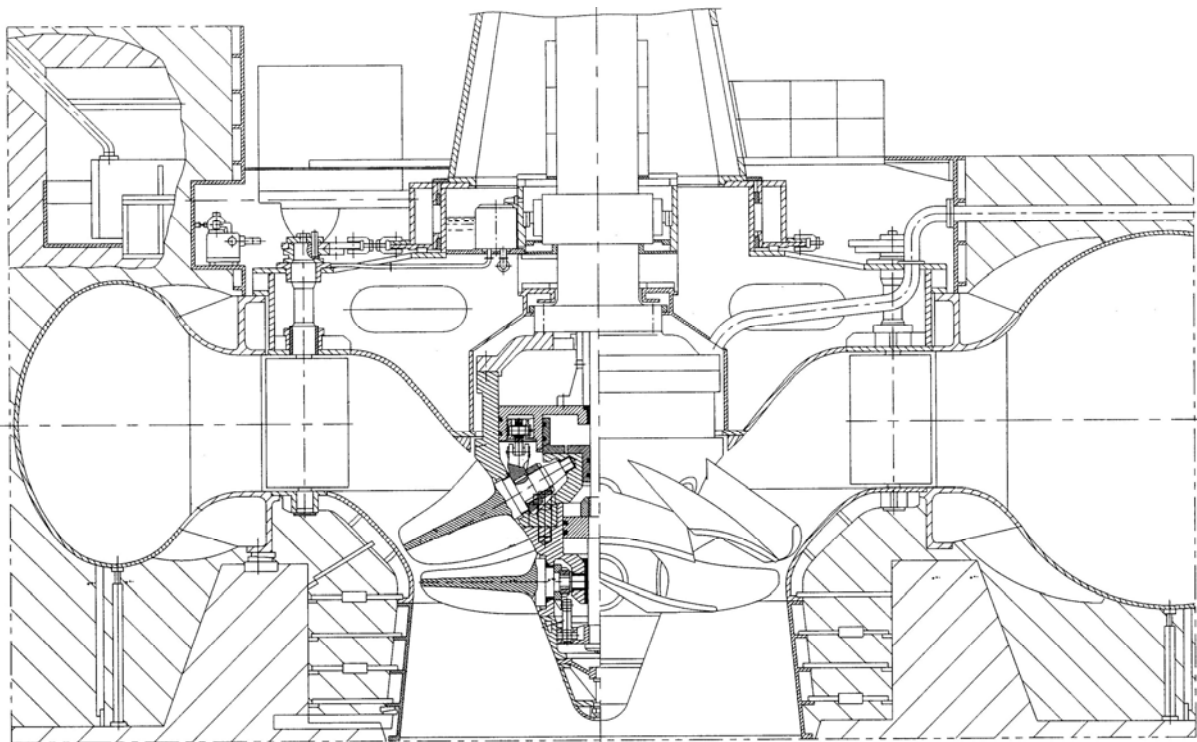


Рис. 3 – Высоконапорная поворотно-лопастная гидротурбина, позволяющая ее установку на напоры свыше 100 м и расширяющая в полтора-два раза по напорам и расходам диапазон надежной и высокоэффективной эксплуатации

Анализ рабочих процессов гидротурбин отечественного и зарубежного производства эксплуатируемых на напоры 400–600 м показывают, что подводящие органы этих гидротурбин и в первую очередь спиральные камеры призваны увеличивать, по сравнению с величиной имеющей место во входном сечении спирали, момент количества движения потока в два раза. Для примера в гидротурбинах на напоры до 200 м подводящие органы сохраняют постоянную величину $\rho Q(V_{ii}r)$ – момент количества движения. Это приводит к гидравлическим потерям энергии достигающим до (3–5) % в подводящих органах (см. рис. 7).

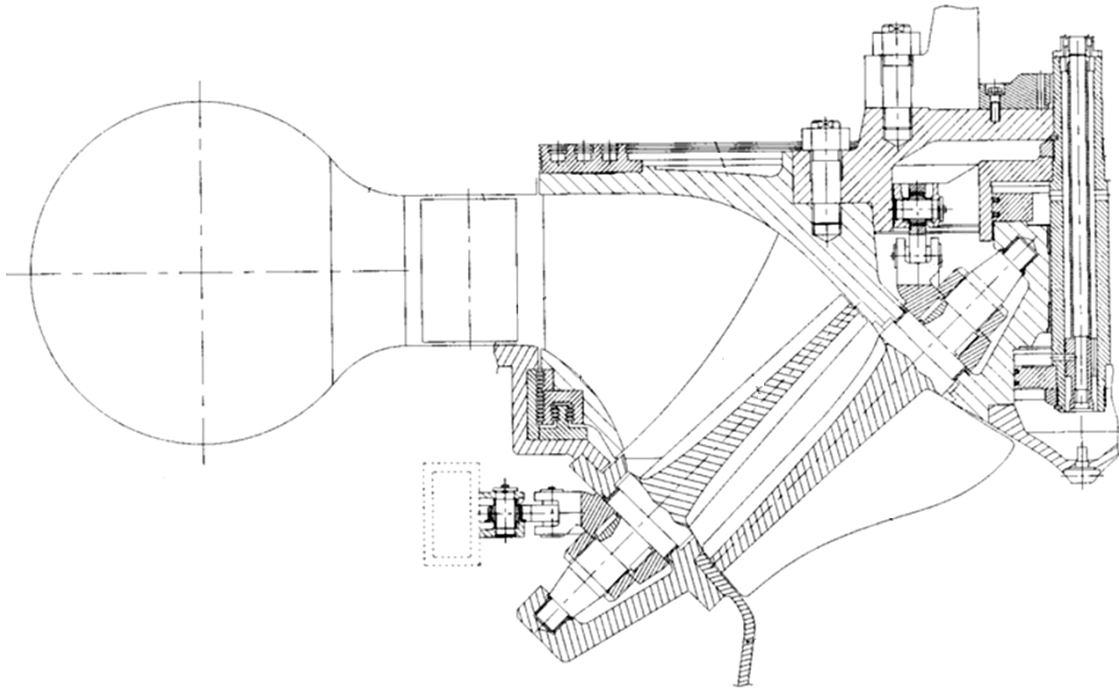


Рис. 4 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

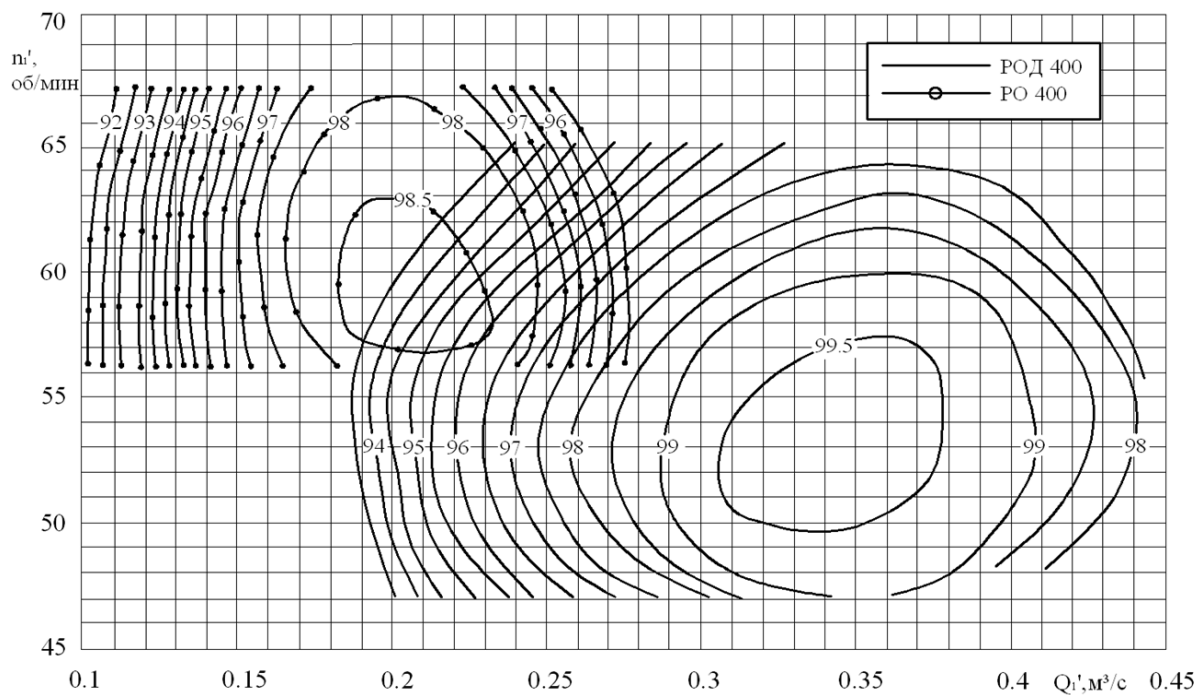
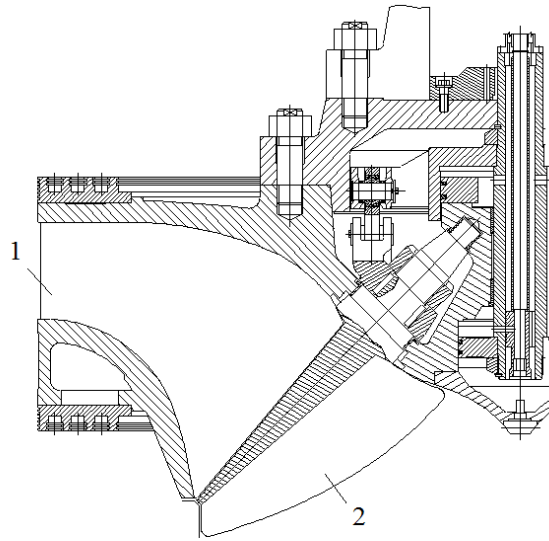
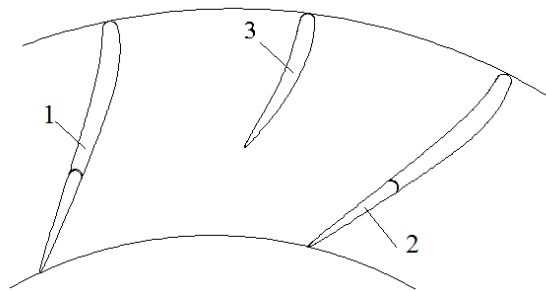


Рис. 5 – Сравнение прогнозной универсальной характеристики РОД-400 с характеристикой гидротурбины РО 400/3515-В-80 № 2514 ХТЗ

Ети недотатки устраниються посредством применения для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, вплоть до напоров 1000 м, радиально-диагональных рабочих колес и в качестве подводящих органов сопловых аппаратов (рис. 8) при просторной спиральной камере, которые обеспечивают более равномерный подвод воды на всех режимах эксплуатации, необходимый момент количества движения перед рабочим колесом при существенном снижении потерь в подводящих органах [6].



a



б

Рис. 6 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами:
 1 – жестко закрепленные лопасти рабочего колеса; 2 – поворотные выходные элементы лопастей рабочего колеса; 3 – укороченные лопасти рабочего колеса;
 а – разрез радиально-осевого колеса с поворотными выходными элементами;
 б – конформное отображение на плоскость криволинейных поверхностей сечений лопастей рабочего колеса



Рис. 7 – Параметры потока перед рабочим колесом на различных режимах

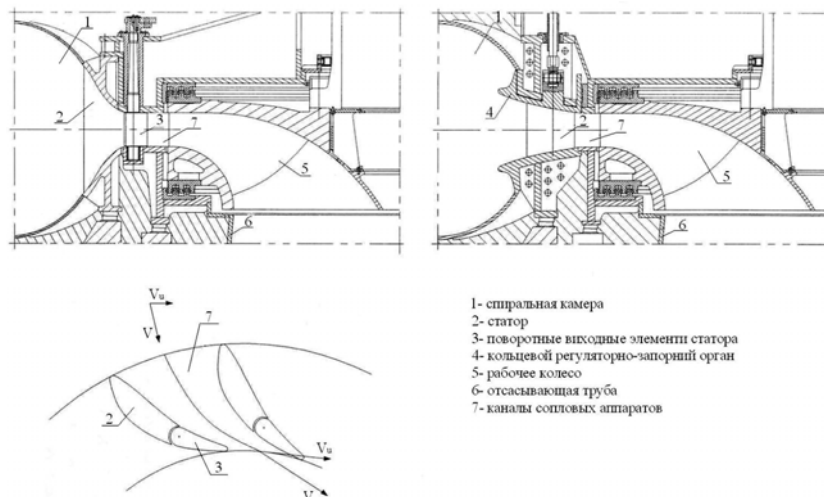


Рис. 8 – Конструкції підводячих органів високонапорної гідротурбіни з використанням соплових апаратів

Выводы

1 В работе представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбины по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД.

2 Представлены перспективные направления совершенствования высоконапорных гидротурбин, позволяющие эффективную их эксплуатацию при напорах до 1000 м.

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. Пат. UA76872 Україна. Здвоєний прямооточний гідроагрегат / Потетенко О.В. – опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. 3. Пат. UA85237 Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. 4. Пат. UA85090 Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. 5. Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. 6. Деклараційний патент на корисну модель UA5155 Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / Потетенко О.В., Ковальов С.М., Зав'ялов П.С., Кухтенков Ю.М. – опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.

Поступила в редколлегию 19.09.13

УДК 621.224

Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров [Текст] / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 49-57. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглядається питання підвищення ефективності роботи гідроагрегатів за рахунок вдосконалення робочих процесів нових типів гідротурбін на діапазон напорів 30-1000 м.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, проточна частина, потужність, напір.

The article deals with the issue of increasing the efficiency of hydraulic units by improving the workflow of new types of hydraulic turbines to a range heads 30-1000 m.

Keywords: hydraulic turbine, runner, flowing part, power, head.