

О. В. ПОТЕТЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, А. В. ДОРОШЕНКО, Н. И. ЧЕРПАКОВ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОАГРЕГАТОВ

В статье представлены преимущества и единственные эффективные возможности использования для работы на пиковых нагрузках суточного регулирования предохраняя единую электроэнергетическую систему страны «от развала частоты» гидроагрегатов обладающих уникальными маневренными эксплуатационными свойствами и высокой надежностью эксплуатации. Рассмотрены основные задачи и этапы выполнения системы регулирования, обеспечивающей расширение надежной и высокоэффективной работы гидроагрегатов, оборудованных новыми типами гидротурбин с двухступенчатыми лопастными системами и подводными органами в виде расположенных по кольцу перед рабочим колесом гидротурбинными специально спроектированными конфузными сопловыми аппаратами новые конструктивные разработки, представляющие мировые достижения в области гидротурбостроения позволяют применять лопастные гидротурбины на напоры до 800–1000 м с уникально высокими энергокавитационными и эксплуатационными показателями, а прямоточные на напоры вплоть до 230–300 м. Новые типы разработанных гидротурбин, защищенные более 20 патентами Украины, потребовали нового подхода к разработкам систем регулирования рабочим процессом подробно и поэтапно изложенных в настоящей работе. В работе рассмотрены новые подходы к управлению системами регулирования гидроагрегатов с рабочими колесами, оборудованными двухступенчатыми лопастными системами. Первый программный комплекс обеспечивает надежную частоту вращения гидроагрегата при резком изменении нагрузки в электрической сети. Параллельно с этим, с некоторым незначительным отставанием подключается второй программный комплекс, который на основе комбинаторной зависимости обеспечивает минимальные потери энергии и более надежные эксплуатационные показатели при значительном расширении зоны эксплуатации по расходам и напорам, более высокую, в 1,5–2 раза пропускную способность гидроагрегата. Все это впервые в мировой практике гидротурбостроения позволило создать надежные гидроагрегаты с высокими энергокавитационными показателями на напоры до 800–1000 м.

Ключевые слова: гидротурбины с конфузными сопловыми аппаратами и с двухступенчатыми лопастными системами, система регулирования, система «группового регулирования», комбинаторная зависимость, программный комплекс, прямоточные гидроагрегаты.

О. В. ПОТЕТЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, О. В. ДОРОШЕНКО, М. І. ЧЕРПАКОВ
ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТІВ

У статті представлені переваги та єдині ефективні можливості використання для роботи на пікових навантаженнях добового регулювання оберігаючи єдину електроенергетичну систему країни «від розвалу частоти» гідроагрегатів володіють унікальними маневреними експлуатаційними властивостями і високою надійністю експлуатації. Розглянуто основні завдання та етапи виконання системи регулювання, яка забезпечує розширення надійної і високоефективної роботи гідроагрегатів, обладнаних новими типами гідротурбін з двоступінчастими лопатевими системами і підводять органами у вигляді розташованих по кільцю перед робочим колесом гідротурбіни спеціально спроектованими конфузною сопловими аппаратами нові конструктивні розробки, що представляють світові досягнення в області гідротурбобудування дозволяють застосовувати лопатеві гідротурбіни на напори до 800–1000 м з унікально високими енергокавітаційними і експлуатаційними показниками, а прямоточні на напори аж до 230–300 м. Нові типи розроблених гідротурбін, захищені понад 20 патентами України, зажадали нового підходу до розробок систем регулювання робочим процесом детально і поетапно викладених у цій роботі. В роботі розглянуті нові підходи до управління системами регулювання гідроагрегатів з робочими колесами обладнаними двоступінчастими лопатевими системами. Перший програмний комплекс забезпечує надійну частоту обертання гідроагрегату при різкій зміні навантаження в електричній мережі. Паралельно з цим, з деяким незначним відставанням підключається другий програмний комплекс, який на основі комбінаторної залежності забезпечує мінімальні втрати енергії і більш надійні експлуатаційні показники при значному розширенні зони експлуатації за витратками та напором, вище, в 1,5–2 рази пропускну здатність гідроагрегату. Все це вперше в світовій практиці гідротурбобудування дозволило створити надійні гідроагрегати з високими енергокавітаційними показниками на напори до 800–1000 м.

Ключові слова: гідротурбіни з конфузною сопловими аппаратами і з двоступінчастими лопатевими системами, система регулювання, система «групового регулювання», комбінаторна залежність, програмний комплекс, прямоточні гідроагрегати.

О. ПОТЕТЕНКО, М. CHERKASHENKO, L. YAKOVLEVA, A. DOROSHENKO, N. CHERPAKOV
IMPROVEMENT OF THE WORKING PROCESS OF HYDRAULIC UNITS

The article presents the advantages and the only effective possibilities of using daily regulation to operate at peak loads, protecting the country's unified electric power system "from the frequency collapse" of hydraulic units with unique maneuverable operational properties and high operational reliability. The main tasks and stages of implementation of the control system, providing the expansion of the reliable and highly efficient operation of hydraulic units equipped with new types of hydraulic turbines with two-stage blade systems and supply bodies in the form of hydraulic turbine specially designed confuser nozzles arranged in a ring in front of the impeller, new design developments representing world achievements in the field of hydro-turbine construction, it is possible to use blade hydraulic turbines for heads up to 800–1000 m with uniquely high energy-cavitation and operational indicators, and direct-flow ones for heads up to 230–300 m. New types of developed hydraulic turbines, protected by more than 20 patents of Ukraine, required a new approach to the development of workflow control systems, which are described in detail and step by step in this work. The paper considers new approaches to the control of control systems of hydraulic units with impellers equipped with two-stage blade systems. The first software package provides a reliable rotational speed of the hydraulic unit with a sharp change in the load in the electrical network. The first software package provides a reliable rotational speed of the hydraulic unit with a sharp change in the load in the electrical network. In parallel with this, with some slight lag, the second software package is connected, which, on the basis of a combinatorial dependence, provides minimal energy losses and more reliable performance indicators with a significant expansion of the operating area in terms of flow rates and heads, a higher, 1.5–2 times higher throughput of the hydraulic unit. All this, for the first time in the world practice of hydraulic turbine construction, made it possible to create reliable hydraulic units with high energy-cavitation indicators for heads up to 800–1000 m.

Keywords: hydraulic turbines with converging nozzles and two-stage blade systems, control system, "group control" system, combinatorial dependence, software package, direct-flow hydraulic turbines.

Введение. В экономически развитых странах потребление электроэнергии на душу населения непрерывно возрастает.

Основными источниками выработки электроэнергии являются органические виды топлива (уголь, нефть, газ), ядерные источники для атомных электростанций и гидроэнергетические источники.

Природные источники нефти, газа и угля используются также в химической промышленности, в автотранспорте, авиации, морском флоте и др. направлениях промышленности.

Вследствие широкой потребности в органическом топливе источники добычи, в первую очередь нефти и газа, в развитых экономически странах практически исчерпали свои ресурсы. Новые разведанные источники нефти и газа, как правило, располагаются в удаленных и труднодоступных местах (на морских и океанских шельфах в северных и др. труднодоступных районах земного шара).

Выработка электроэнергии на тепловых электростанциях (ТЭС) связана с выбросами в атмосферу сероводородных и других вредных веществ, влияющих на климат земного шара. Кроме того, стоимость нефти и газа непрерывно из года в год возрастает, что влияет на стоимость одного кВт·часа электроэнергии, одного литра бензина, одного килограмма химических удобрений и т. д. Поэтому высказываются соображения об экономном расходовании органических видов не восполняемого топлива.

По мнению многих видных специалистов в области энергетики перспективными направлениями являются выработка электроэнергии на атомных и гидроэлектростанциях.

Один кВт·час электроэнергии, полученной на атомной электростанции, обходится в 3–5 раз дешевле, чем на электростанции используемой органическое топливо. Атомные электростанции не загрязняют атмосферу. Однако, до сих пор существует проблема захоронения так называемых ядерных отходов.

В последнее время появились атомные электростанции с реакторами на быстрых нейтронах, утилизирующих ядерные отходы. На этих реакторах используется жидкий свинец, обладающий высокой температурой кипения, в качестве теплоносителя контура, приближенного к реактору. Далее тепло передается воде, и, в конечном итоге, пар поступает в паровую турбину. Имеем в итоге безотходную технологию получения электроэнергии.

В перспективе планируется получение электроэнергии так же на электростанциях с термоядерными реакторами, использующими водород в качестве термоядерного топлива.

Организован мировой консорциум по разработке термоядерного реактора, в который входят ученые многих стран Европы, Азии, Америки и др. Такое направление считается реально осуществимым, что позволяет получать необходимое количество достаточно дешевой и экологически чистой электроэнергии, учитывая огромные запасы водорода

в водных источниках Земного шара.

Естественно, что атомные и термоядерные электростанции рекомендуется строить в сейсмически устойчивой зоне и с низкой вероятностью разрушительных атмосферных явлений.

Электричество, вырабатываемая на гидроэлектростанциях, является самой дешевой, на порядок дешевле, чем на тепловых электростанциях, используемых органические виды топлива. Это связано с тем, что для использования гидроэнергетических ресурсов, по сравнению с использованием нефти или газа, отпадает необходимость в затратах на разведку, добычу и доставку энергоресурсов и др. виды затрат. Безусловно, это возобновляемый, экологически чистый вид энергетики. При строительстве гидроэнергетических комплексов решаются масса других улучшающих экологические условия задач, таких как, например, препятствие сезонных разливов рек и затопления сельскохозяйственных угодий и поселений, орошения, судоходства и др. Опыт показывает, что строительство гидросооружений и гидроэлектростанций окупается, как правило, за 3–5 лет.

Известно, что потребность в выработке электроэнергии меняется в течение суток. Так в ночное время самая низкая потребность, в утренние часы начала рабочего дня и вечерние часы конца рабочего дня, особенно, в зимние месяцы, возникает пик потребления электроэнергии, достигающий иногда 50 % и более от базовой потребности.

Наиболее эффективно покрывать пиковые нагрузки суточного регулирования, используя свойства маневренности проведения запуска или остановки, а также изменения мощности в широком диапазоне вырабатываемой мощности, на которые способны лишь гидроагрегаты, оборудованные гидравлическими турбинами, защищая единую электроэнергетическую систему от так называемого «развала частоты». Для иллюстрации вышесказанного приведем табл. 1 маневренных свойств основных типов электростанций.

Вследствие явных преимуществ использования гидроэнергетических ресурсов для производства электроэнергии экономически развитые страны стараются максимально использовать экономически эффективный гидроэнергетический потенциал страны (ЭЭГЭП).

В ряде стран он считается в настоящее время практически исчерпанным, и, если возникает потребность в покрытии пиковых нагрузок в электроэнергетической системе, то строятся гидроаккумулирующие станции (ГАЭС).

На ГАЭС в насосном режиме забираются электрические мощности из сети и вода, закачанная в верхний бьеф водохранилища, аккумулируется для использования производства электроэнергии в турбинном режиме. При этом цикле аккумулирования энергии теряется порядка 10–15 %. Водоохранилище перед плотиной ГЭС можно рассматривать как самый эффективный «аккумулятор» энергии, учитывая

свойства маневренности гидроагрегатов.

Статистические данные показывают, что в Германии уровень освоения ЭЭГЭП в 2000 г. достиг 86 %, Японии 90 %, Италии 95,6 %, Швейцарии 97,2 %, Франции 100 %.

Уровень освоения ЭЭГЭП в Украине 61–64 %. В табл. 2 приведены страны с высоким уровнем освоения ЭЭГЭП (на 2000 г.).

Доля выработки электроэнергии на гидростанциях в ряде стран превышает 50 % от общей выработки. Например, в Швеции 56,3 %; Канаде 61,3 %; Австрии 62,0 %; Новой Зеландии 63,2 %; Колумбии 68 %; Венесуэле 77 %; Бразилии 95,2 %; Норвегии 99,4 %; Парагвае 99,5 %.

Эффективность использования гидроэнергетических ресурсов при производстве электроэнергии определяется коэффициентом полезного действия гидротурбины, который на оптимальном режиме эксплуатации крупных гидроагрегатов приближается к 97 % и с коэффициентом полезного действия электрогенератора к 98–99 %, а также надежностью и высокими эксплуатационными показателями на переменных, включая частые пуско-остановочные и другие переходные режимы.

1. Основные проблемы, решаемые по совершенствованию рабочего процесса и системы регулирования, обеспечивающие повышение надежности и эффективности эксплуатации гидротурбинного оборудования. Существуют следующие режимы работы гидротурбинного оборудования:

1. Эксплуатационный или станционный режим.
2. Работа в режиме «синхронного компенсатора».
3. Режим перехода от рабочего к режиму эксплуатации в виде «синхронного компенсатора» и наоборот.
4. Режим пуска гидроагрегата после полной остановки.
5. Режим остановки гидроагрегата и особый случай остановки при аварийном отключении генератора от сети и др.

Рассмотрим подробно особенности эксплуатации гидротурбинного оборудования при рабочем режиме.

Если нагрузка в сети единой электроэнергетической системы постоянна, т. е. отсутствуют новые подключения или отключения потребителей электроэнергии к сети, то существует баланс (равенство) крутящих моментов, передаваемых от рабочих органов турбин (ГЭС, ТЭС, АЭС)

роторами генераторов электрической энергии, т. е. крутящие моменты равны реактивным тормозящим моментам, действующих на ротор.

Как только в электрической сети происходит сброс нагрузки, т. е. отключение от сети ряда потребителей, автоматически уменьшается тормозящий реактивный момент, действующий на ротор генератора. В этом случае происходит разбалансировка моментов, и роторы агрегатов начинают вращаться с большей скоростью, выдавая в сеть электроэнергию с частотой несколько превышающей синхронную частоту.

При повышении потребляемой нагрузки происходит также разбалансировка моментов (крутящего и реактивного тормозящего) и происходит уменьшение оборотов вращающихся роторов турбогенераторов.

Наиболее эффективно в этом случае могут реагировать для восстановления синхронной частоты вращения роторов электрогенерирующих агрегатов гидроагрегаты, более маневренные, по сравнению с другими установками, восстанавливая баланс моментов за счет уменьшения или увеличения вырабатываемой мощности (увеличения или уменьшения расхода воды, пропускаемого через рабочее колесо гидротурбины).

Процесс уменьшения или увеличения расхода воды, т. е. прикрытия или открытия направляющего аппарата, должен учитывать ряд важных факторов, основные из которых следующие:

Наиболее быстрое восстановление синхронного числа вращения ротора гидроагрегата с учетом инерционности вращающихся частей ротора и инерционности исполнительных функций гидросистем, меняющих угол разворота лопаток направляющего аппарата и др.

В ряде случаев приходится переходить на так называемую систему «группового регулирования», когда посредством быстрого пуска или остановки группы резервных гидроагрегатов существенно за короткие промежутки времени можно количественно увеличить или уменьшить мощность вырабатываемой электроэнергии, подаваемой в электрическую сеть, не передавая функции восстановления синхронной частоты в сети энергоблокам ТЭС и АЭС. Практика эксплуатации показывает, что были случаи, когда так называемые «резервные гидроагрегаты» по несколько раз в сутки запускались на полную мощность и останавливались.

Таблица 1 – Маневренные свойства основных типов электростанций

Тип электростанций	Технический минимум нагрузки в % (отношение минимально допустимой мощности к установленной)	Диапазон регулирования, в %	Время выхода на полную мощность, в минутах	
			После остановки	с «горячего» режима
АЭС	85–90	10–15	390–660	60
ТЕС (уголь, мазут)	70–80	20–30	90–180	20–50
Газотурбинные	0	100	15–30	0,5
Гидроэлектростанции (ГЭС)	0	100	1–2	0,25–0,5
Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС)	0	200	1–2	0,25–0,5

Таблица 2 – Уровень освоения гидроресурсов в различных странах

Страна	Суммарный ЭЭГЭП, млрд. кВт·час	Производство электроэнергии, млрд. кВт·час	Уровень освоения ЭЭГЭП, %
Украина	17,0–18,0	9,8	61,0–64,0
Норвегия	179,6	116,3	64,8
Канада	636,0	150	65,3
Австрия	53,7	37,5	69,8
Финляндия	19,7	14,6	74,0
Парагвай	68,0	51,3	75,4
Швеция	90,0	68,3	75,9
Мексика	32,2	24,6	76,4
США	376,0	308,8	82,1
Испания	41,0	35,0	85,4
Германия	20,0	18,2	86,0
Япония	114,3	95,6	90,0
Италия	54,0	51,6	95,6
Швейцария	35,5	34,5	97,2
Франция	71,5	72,0	100,0

Такой режим эксплуатации применим лишь только для гидроэлектростанций.

Для увеличения количества «резервных гидроагрегатов» в ряде стран на ГЭС устанавливаются дополнительные агрегаты, например на ДнепроГЭС-2. По мнению ряда специалистов, иногда это является более эффективным способом, чем покрытие пиковых нагрузок суточного регулирования за счет строительства новых гидроаккумулирующих станций, выполняющих также резервные функции.

Программный комплекс № 1, применяемый в системе управления (регулирования) рабочим процессом жестколопастных радиально-осевых и пропеллерных осевых гидротурбин, функционирует на основе сигналов обратной связи частоты и скорости изменения частоты вращения ротора гидротурбины «величины открытия» и скорости изменения «величины открытия» лопаток направляющего аппарата, управляет изменением поступающего в рабочее колесо гидротурбины расхода потока, т. е. мощностью вырабатываемой электроэнергии.

Недостатком рабочего процесса жестколопастных радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин является узкая зона изменения рабочего режима по напорам и, особенно, по расходам (мощностям). Это связано с тем, что, во-первых, на режимах, отличных от оптимального, практически по параболическому закону в зависимости от величины отклонения от оптимума возрастают так называемые циркуляционные потери, обусловленные величиной момента количества движения, не переданного рабочему колесу турбины и вместе с потоком покидающего лопастную систему. При этом, при существенных отклонениях режима работы от оптимального, с конуса обтекателя рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины сбегает большой мощности винтообразные (спиралеобразные) вихревые жгуты, вызывающие большой интенсивности низкочастотные пульсации давления в зоне за рабочим колесом, воздействующие на стенки, ограничивающие поток, на рабочее колесо и вал

гидротурбины в виде вибраций различных элементов, включая масляные подшипники и подпятники, уплотнения, поверхности со сварными швами, развивая микротрещины в аварийно-опасные трещины, приводя к другим опасным последствиям. Вышесказанное привело к тому, что зоны эксплуатации радиально-осевых гидротурбин ограничивают более узкой по расходам и напорам зоной, в пределах которой обеспечена надежная и долговечная эксплуатация.

Пропеллерные осевые (жестколопастные), а также низко и средненапорные радиально-осевые гидротурбины на режимах, отличных от оптимального, имеют недостатки, обусловленные большими углами атаки при натекании потока на входные кромки лопастей, приводящие, в ряде случаев, к появлению отрывных и кавитационных зон вблизи входных кромок. Это приводит к «ударным» потерям энергии, нестационарности потока, пульсациям давления, а иногда, и к кавитационной эрозии поверхности лопастей. Особенно негативно это проявляется на пусковых режимах гидротурбин осевого пропеллерного типа. Установка таких гидротурбин на станции ДнепроГЭС-2 на практике показала негативные проявления, связанные с натеканием потока в межлопастные каналы рабочего колеса с большими углами атаки.

Высоконапорные гидротурбины радиально-осевого типа имеют повышенные потери энергии в подводящих органах к рабочему колесу вследствие больших скоростей движения жидкости.

Поворотно-лопастные гидротурбины осевого и диагонального типа имеют более широкий диапазон надежной и эффективной эксплуатации благодаря уменьшению циркуляционных потерь за счет поворота лопастных систем.

Система управления рабочим процессом (регулирования) поворотно-лопастных гидротурбин состоит из выполнения двух основных задач. Первая задача (главная) состоит в поддержании синхронной частоты вращения ротора гидроагрегата и выполняется аналогично описанному ранее

программному комплексу № 1 для радиально-осевых и пропеллерных гидротурбин.

Вторая задача, выполняемая вслед за первой, заключается в управлении поворота лопастей поворотных-лопастных гидротурбин на основе «комбинаторной зависимости» с целью на различных режимах эксплуатации оптимизировать рабочий процесс, создавая условия минимума потерь энергии и (в первую очередь минимума циркуляционных потерь) повышения надежности эксплуатации, стационарности движения жидкости и др.

Вторая задача решается с использованием программного комплекса № 2.

Как известно, при разработке проточной части гидротурбины и лопастной системы на заданный диапазон напоров одним из основных получаемых в итоге документов является универсальная характеристика рабочего процесса, где для диаметра рабочего колеса $D_1 = 1$ м и напора $H = 1$ м наряду с изолиниями КПД как функции приведенных величин

$$Q'_i = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad n'_i = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}; \quad \text{с изолиниями}$$

кавитационного коэффициента σ приводятся также изолинии величины открытия направляющего аппарата a_0 и изолинии углов разворота лопастей рабочего колеса φ . Причем изолинии $a_0 = \text{const}$ и $\varphi = \text{const}$ строятся с учетом комбинаторной зависимости минимизирующей потери энергии в гидротурбине, и эта зависимость устанавливается окончательно на основе контрольных модельных испытаний, проводимых на гидротурбинном стенде, оборудование которого прошло аттестацию международной комиссии специалистов.

При разработке гидротурбинного оборудования для конкретной гидростанции на заданный диапазон эксплуатационных напоров и мощностей гидроагрегата одним из основных эксплуатационных документов является эксплуатационная характеристика натурной гидротурбины.

На этой характеристике для реальных параметров натурной гидротурбины на основе универсальной характеристики в системе координат напор H , мощность N наряду с изолиниями КПД, высотой отсасывания H_s , линиями ограничения мощности приводятся изолинии для натуральных размеров рабочего колеса, a_0 – открытия направляющего аппарата и φ – угла разворота лопастей рабочего колеса. Зависимость между углами поворота лопастей φ и открытий направляющего аппарата a_0 для различных режимов эксплуатации является базой для разработки программного комплекса № 2. Программный комплекс № 2, действуя параллельно с программным комплексом № 1 на основе сигналов обратной связи, устанавливающих величину напора H , открытия направляющего аппарата a_0 реализует выполнение комбинаторной зависимости.

Имея существенные преимущества такие, как более широкий диапазон надежной эксплуатации по расходам (мощностям) поворотных-лопастных гидротурбины обладают рядом ограничений и

недостатков.

Так, прямооточные горизонтальные капсульные гидроагрегаты могут применяться лишь на напоры до 40 м, максимум до 50 м. Это связано с тем, что отсутствие спиральной камеры, создающей необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения потока перед рабочим колесом в гидротурбинах вертикального типа, не позволяет за счет колонн статора и лопаток направляющего аппарата создать условия функционирования гидроагрегатов капсульного прямооточного типа на более высоких напорах.

Новые разработки кафедры «Гидравлические машины им. Г. Ф. Проскуры», защищенные рядом патентов Украины (патенты Украины 139833, 139835–139841, 141343), позволили решить эту проблему посредством применения расположенных по кольцу подводящих к рабочему колесу поток органов в виде сопловых аппаратов.

Поворотные-лопастные гидротурбины осевого вертикального типа могут применяться на напоры до 80 метров, максимум до 100 м. Это связано с тем, что рабочее колесо гидротурбины на 10 м (ПЛ 10), имея 4 поворотных лопасти с механизмом поворота, расположенным во втулке рабочего колеса $d_{\text{вт}}/D_1 = 0,35$; в то время как рабочее колесо ПЛ гидротурбины на напоры 80 м (ПЛ 80) имеет 8 лопастей с механизмом поворота, расположенным во втулке рабочего колеса с втулочным отношением $d_{\text{вт}}/D_1 = 0,64$.

При таком диаметре втулки резко уменьшается пропускная способность, т. е. единичная мощность гидроагрегата. С увеличением напора, как следствие увеличивается число лопастей (увеличивается «густота» решетки профилей лопастной системы), что приводит к новому увеличению втулочного отношения.

По этим причинам поворотные-лопастные диагонального типа гидротурбины (ПЛД 50-В–ПЛД 170-В) применяются на напоры от 50 до 170 м.

Дальнейшее продвижение поворотных-лопастных гидротурбин осевого и диагонального типа, имеющих большое преимущество по маневренности изменения режима эксплуатации и изменения мощности за счет более широкого диапазона надежной и эффективной работы по расходам (мощностям) и напорам, было предложено за счет новых, более эффективных конструктивных решений и совершенствования рабочего процесса и систем регулирования, в том числе и применительно к новым типам радиально-диагональных, диагонально-осевых и других гидротурбин с двухступенчатыми лопастными системами, применяемых на гидроагрегатах вертикального и горизонтального прямооточного типа.

Некоторым недостатком или резервом для повышения эффективности рабочего процесса за счет дальнейшего расширения зоны эксплуатации по расходам и напорам, повышения надежности работы, среднеэксплуатационного и максимального КПД и других показателей является следующее.

Двухэлементная комбинаторная зависимость, устанавливающая связь между открытиями направляющего аппарата и углами разворота лопастей рабочего колеса, обеспечивает минимум потерь энергии в потоке, проходящем через рабочее колесо. При этом, на режимах, удаленных от оптимального, уменьшая циркуляционные (основные) потери, лопасти разворачиваются таким образом, что в ряде случаев углы атаки натекающего потока на лопасти системы превышают допустимые величины, которые не только приводят к увеличению ударных и профильных потерь при обтекании потоком лопастей при этом, выполняя функцию, заложенную в комбинаторной зависимости минимизации суммарных потерь, но, иногда, могут привести и к отрывным течениям и к кавитационным явлениям.

Решение этой проблемы заложено в новых конструктивных преобразованиях в том числе и к использованию двухступенчатых поворотных лопастных систем диагонально-осевого типа с трехэлементной комбинаторной зависимостью, использующей модифицированный программный комплекс 2М наряду с программным комплексом 1, который обеспечивает даже на режимах, отличных от оптимального, близкие к нулю циркуляционные потери за счет разворота лопастей второй ступени (лопастей осевого типа) и близкие к нулю ударные потери с минимальными профильными потерями за счет оптимального угла разворота лопастей первой ступени (диагонального типа).

Такой подход позволяет существенно расширить диапазон надежной и эффективной эксплуатации с значительным повышением среднеэксплуатационного и максимального КПД не только на расходах (мощностях), но и по напорам.

При работе на режиме «синхронного компенсатора» генератор гидроагрегата выполняет функции электродвигателя, вращая ротор гидроагрегата при закрытом направляющем аппарате (и закрытом гидрозатворе, если он предусмотрен). Лопастная система рабочего колеса вращается при этом в воздушном пространстве. Вода, ранее заполняющая полость рабочего колеса, оттесняется сжатым воздухом в нижний бьеф. При этом улучшается cosφ в электрической системе, т.е. реактивная составляющая электрического тока частично переходит в активную, а гидроагрегат находится в режиме «горячего резерва» для быстрого запуска.

Пусковые режимы от состояния полной остановки для пропеллерных и в ряде случаев для низко и средненапорных радиально-осевых гидротурбин проходят с повышенной нестационарностью потока, хотя они и кратковременные. При низких оборотах вращения жестколопастных рабочих колес во время запуска гидроагрегата после остановки входные кромки лопастей рабочего колеса обтекаются потоком с повышенными углами атаки, вызывая часто отрывы потока с повышенными зонами завихрений, пульсаций скоростей и давлений. Это явление мало

изучено, оно в меньшей мере проявляется и в поворотных-лопастных гидротурбинах.

В данном случае рекомендуется устанавливать комбинаторную зависимость, на пусковых режимах устанавливающую функциональную зависимость открытия направляющего аппарата от частоты вращения ротора гидроагрегата, обеспечивающую наиболее спокойное движение жидкости. В случае поворотных-лопастных гидротурбин эта зависимость может быть трехэлементной (от частоты вращения ротора устанавливается не только величина открытия направляющего аппарата, но и угол разворота лопастей рабочего колеса).

Остановочные режимы, особенно при аварийном отключении электрогенератора от сети, связаны с опасностью возникновения разгонных оборотов ротора гидроагрегата, превышающих нормальные предельные разгонные обороты.

В этом случае приходится с большой скоростью закрывать лопатки направляющего аппарата, прекращая доступ воды к рабочему колесу.

Система управления рабочим процессом (регулирования) должна обеспечить безаварийность этого процесса.

В случае отрыва потока от закрытого направляющего аппарата и возникновения вакуума в зоне рабочего колеса, опасного для ударного по лопастям обратного движения жидкости под действием атмосферного давления из зоны нижнего бьефа в зону с образовавшимся вакуумом, система регулирования должна контролировать «срабатывание» клапанов впуска воздуха.

Кроме того, перечисленные функции регулирования рабочим процессом система управления должна вести контроль за правильностью эксплуатации и исправностью основного и вспомогательного оборудования. К контролю относится температурный контроль масла в масляных ваннах подшипников и подпятника гидроагрегата, уровнем масла в ваннах (показателей поплавковых реле уровней) и др.

Система контроля должна распространяться и на контроль протечек воды через уплотнения и масла, исправность работы дренажных и лекажных агрегатов.

Непрерывный контроль должен осуществляться с записью в соответствии с режимом эксплуатации за величиной частоты и амплитуды вибрации вала ротора гидротурбины, крышки и колонн статора и других сварных поверхностей, а также контроль над различными отклонениями параметров нормальной эксплуатации.

2. Основные показатели и характеристики, демонстрирующие совершенство рабочего процесса и систем регулирования новых типов гидротурбин. Основными новыми конструктивными решениями, выполненными кафедрой за последние годы, были разработка новых типов гидротурбины со сдвоенной лопастной системой рабочего колеса. К таким разработкам относятся радиально-диагональные гидротурбины, которые можно

использовать на напоры от 100 м до 800–1000 м; диагонально-осевые гидротурбины с поворотными лопастными системами диагонального и осевого типа, расположенных на одном рабочем колесе; более 10 вариантов гидротурбин, используемых на прямооточных горизонтальных гидроагрегатах и другие.

В отечественном гидротурбостроении Харьковский турбинный завод (ныне АТ «Турбоатом») занимал одно из ведущих мест в мире по поставкам гидротурбин на экспорт. В разработке гидроэнергетического оборудования ему помогали такие организации, находящиеся в Харькове, как: НТУ «ХПИ» – подготовкой кадров и научными разработками, Укрэнергопроект – научно-конструктивные разработки, включая строительство гидротехнических сооружений, институт Проблем машиностроения НАН Украины – научными разработками, завод Электросила – производством электрогенераторов и другие.

Все эти организации в той или иной мере принимали участие в разработке номенклатуры крупных гидротурбин, в которую вошли поворотные лопастные осевые гидротурбины (ПЛ 10, ПЛ 15, ПЛ 20, ПЛ 30, ПЛ 40, ПЛ 50, ПЛ 60, ПЛ 70 и ПЛ 80), охватывающие диапазон напоров от 10 до 80 м; радиально-осевые гидротурбины (РО 45, РО 75, РО 115, РО 140, РО 170, РО 230, РО 310, РО 400, РО 500 и РО 600), охватывающие диапазон напоров от 45 до 600 м; вертикальные поворотные лопастные диагональные гидротурбины (ПЛД 50-В, ПЛД 60-В, ПЛД 70-В, ПЛД 90-В, ПЛД 115-В, ПЛД 140-В, ПЛД 170-В), охватывающие диапазон напоров от 50 до 170 м; поворотные лопастные горизонтальные капсульные осевого типа (ПЛ 7-ГК, ПЛ 10-ГК, ПЛ 15-ГК, ПЛ 20-ГК, ПЛ 25-ГК), охватывающие диапазон напоров от 7 до 25 м и применяемые максимум на напор до 40 м. Разрабатываемые кафедрой новые типы гидротурбин радиально-диагонального, диагонально-осевого, горизонтальные прямооточные с подводными органами в виде расположенных по кольцу сопловых аппаратов, горизонтальные прямооточные с двухступенчатой лопастной системой, сдвоенные прямооточные гидроагрегаты, радиально-осевые гидротурбины с поворотными выходными кромками и другие, защищенные патентами Украины, имеющие несомненные преимущества по сравнению с ранее применяемыми типами, являются решительным шагом обновления и совершенствования номенклатуры крупных гидротурбин сделанные впервые в мировой практике гидротурбостроения.

Недостатками радиально-осевых гидротурбин, по сравнению с поворотными лопастными и особенно диагонально-осевыми с двухступенчатой лопастной системой, являются недостатки присущие жестколопастным турбинам, в отличие от поворотных лопастных гидротурбин, и, в первую очередь, это крайне узкий диапазон изменения режима эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам (по приведенным оборотам на универсальной

характеристике). Это связано с тем, что на режимах, отличных от оптимального, на которых часто приходится эксплуатировать гидроагрегаты с целью покрытия пиковых нагрузок суточного регулирования, резко возрастают, так называемые, циркуляционные потери.

Одновременно с этим возрастают гидравлические потери, обусловленные большими углами атаки натекающего потока на входные кромки рабочего колеса, возрастает нестационарность потока, крупномасштабные завихрения, вызывающие пульсации давления с амплитудами, превышающими допустимые величины, вызывающие вибрацию стенок, ограничивающих поток и другие, опасные для надежной работы явлениями [1–20].

На рис. 1 изображен меридиональный разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины, на рис. 2 представлены универсальные характеристики радиально-осевой и радиально-диагональной гидротурбины, демонстрирующей преимущества гидротурбины РОД 400.

Анализ рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м показывают, что подводные органы, и, в первую очередь спиральная камера, призвана увеличить момент количества движения потока, поступающего во входное сечение спирали практически в два раза, чтобы обеспечить оптимальную работу гидротурбины. Это невозможно сделать с обеспечением минимальных потерь. Кроме того, вследствие больших скоростей потока в спиральной камере, а, следовательно, и больших центробежных сил (сил инерции) в поперечных сечениях возникают крупномасштабные вихревые структуры типа «парный вихрь», аналогичные тем, которые имеют место в месте поворота (в колене) трубопровода постоянного круглого сечения. Это явление наряду с повышенными потерями на трение (вследствие повышенных скоростей) увеличивают потери энергии в подводных органах высоконапорных гидротурбин на 2,5–5 и более процентов по сравнению с тем, что они не превышают 0,5 % в подводных органах средненапорных радиально-осевых гидротурбинах. Деформированный «парным вихрем» поток поступает в межлопастные каналы рабочего колеса, создавая условия повышенных потерь в рабочем колесе и опасную для надежной эксплуатации нестационарность потока.

Анализируя возможности радиально-диагональной гидротурбины с трехэлементной системой регулирования (поворот лопаток направляющего аппарата, расположенного на входе в рабочее колесо, диагонального направляющего аппарата и диагональных лопастей рабочего колеса), фундаментально снижающей суммарные потери на основе «комбинаторной зависимости» в системе регулирования, замечаем увеличение пропускной способности (единичной мощности) в 1,5–2 раза, расширение зон надежной эксплуатации по расходам и напорам в 1,5–2 раза.

Дальнейшее совершенствование рабочего процесса гидротурбин на высокие напоры связано с

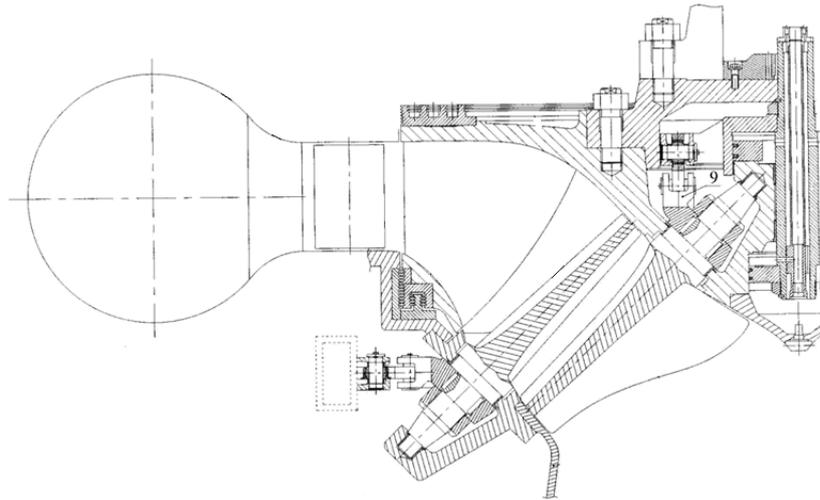


Рис. 1. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

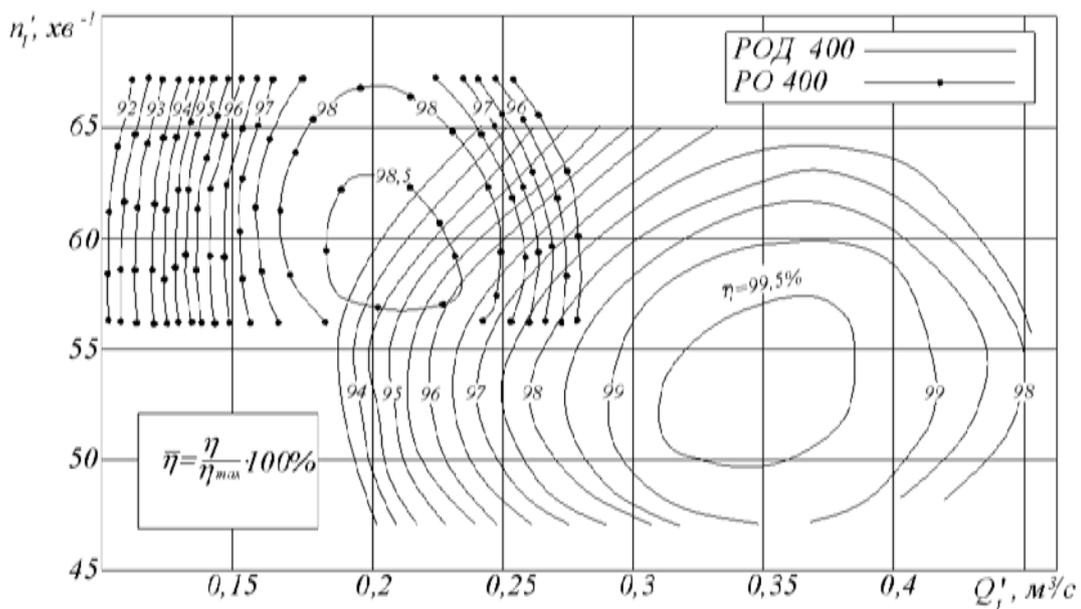


Рис. 2. Сравнение прогнозной универсальной характеристики РОД 400 с характеристикой гидротурбины РО 400/3515-В-80 № 2514 ХТЗ

применением в качестве подводящих органов радиально-диагональных гидротурбин расположенных по кольцу конфузورных специально спрофилированных сопловых каналов, обеспечивающих необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения потока перед рабочим колесом.

Эксплуатационная характеристика гидротурбины, с диаметром рабочего колеса $D_1 = 4,5$ м, радиально-диагональной модели гидротурбины с подводящими к рабочему колесу поток и формирующими необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения за счет применения сопловых расположенных перед рабочим колесом конфузорных аппаратов представлена на рис. 3.

Впервые в мировой практике гидротурбостроения демонстрируются колоссальные преимущества радиально-диагональных гидротурбин с двухступенчатой лопастной системой и подводящими органами в виде сопловых аппаратов.

Выводы. 1. В работе подробно рассмотрены преимущества новых типов гидротурбин впервые в мировой практике, разработанных на кафедре «Гидравлические машины им. Г. Ф. Проскуры» НТУ «ХПИ», защищенные более 20 патентами Украины. Рассмотрены основные задачи и этапы выполнения этих задач системой регулирования, обеспечивающей расширение зоны надежной эксплуатации по напорам и расходам в 1,5–2 раза и повышения среднеэксплуатационного КПД на 3–10 %.

2. Впервые в мировой практике гидротурбостроения разработаны гидротурбины для прямоточных горизонтальных капсульного типа (или в бетонном бычке) на напоры вплоть до 230 до 300 м, имеющие огромные преимущества, по сравнению с вертикального типа радиально-осевыми гидроагрегатами по надежности эксплуатации, расширенному диапазону надежной эксплуатации (в 2 и более раз) среднеэксплуатационному КПД (5–10 и более процентов).

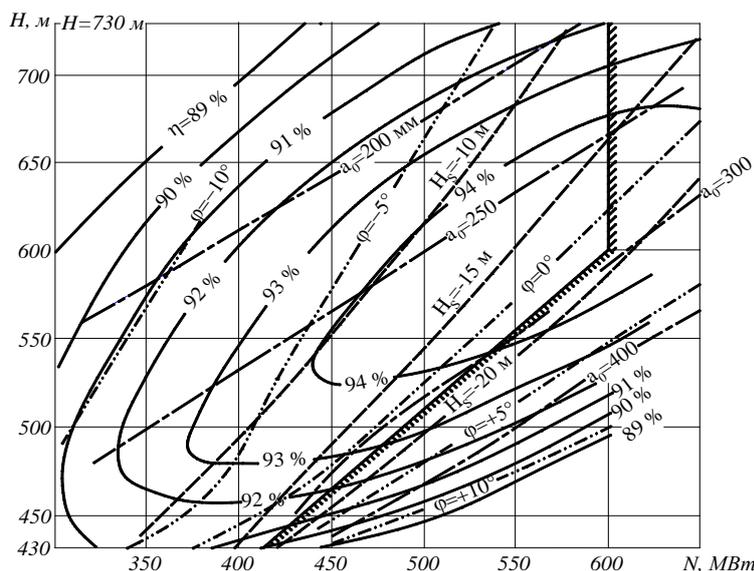


Рис. 3. Эксплуатационная характеристика радиально-диагональной гидротурбины РОД 600-В-450: $N = 600$ МВт; $n = 300$ хв⁻¹; $D_1 = 4,5$ м

Список литературы

1. Солодов В. Г. *Применение пакета прикладных программ ANSYS в расчетах элементов гидравлических машин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2018. 196 с.
2. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
3. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Гришин А. М., Крупа Е. С., Гулахмадов А. А. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленными особенностями структуры потока в проточной части. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 7. С. 151–159.
4. Потетенко О. В., Гришин А. М., Радченко Л. Р., Яковлева Л. К., Крупа Е. С., Вахрушева О. С., Гулахмадов А. А. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Новые решения в современных технологиях*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 33. С. 109–119.
5. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ПМаш, 2019. 386 с.
6. Губарев О. П., Левченко О. В. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 21–27.
7. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. / ed. Cherkashenko M. V. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). 83 p.
8. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
10. Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
11. Веремеенко И. С. Полвека поиска и созидания – итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 4–25.
12. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
13. Сухоребрый П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
14. Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
15. Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato: Norway, 2000. 317 p.
16. Топаж Г. И. *Лопастные гидромашини и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса гидротурбин*. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. Университет, 2011. 154 с.
17. Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.
18. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
19. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
20. Миронов К. А. Проектирование рабочих колес радиально-осевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС Каменг. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2010. № 24. С. 69–76.

References (transliterated)

1. Solodov V. G. *Primenenie paketa prikladnykh programm ANSYS v raschetakh elementov gidravlicheskikh mashin* [Application of the ANSYS software package in the calculation of elements of hydraulic machines]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2018. 196 p.
2. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. *Sistemy upravleniya gidroturbin* [Hydraulic turbin control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019. no. 1, pp. 84–97.
3. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Grishin A. M., Krupa E. S., Gulakhmadov A. A. *Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti* [Analysis of energy losses in high-pressure radial-axial hydraulic turbines due to the characteristic features of the flow structure in the flow path]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie*

- [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 7, pp. 151–159.
4. Potetenko O. V., Grishin A. M., Radchenko L. R., Yakovleva L. K., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S., Gulakhmadov A. A. Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki [The working process of a radial-diagonal hydraulic turbine (ROD). Method for constructing a predictive universal characteristic]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Novye resheniya v sovremennykh tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: New solutions in modern technologies]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
 5. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
 6. Hubarev O. P., Levchenko O. V. Doslidzhennya enerhetychnoho balansu systemy z nerehul'ovanyom nasosom ta klapanom riznytsi tyskiv [Investigation of the energy balance of a system with an unregulated pump and a pressure difference valve]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 21–27.
 7. Cherkashenko M. V., ed. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), 83 p.
 8. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
 9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 10. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
 11. Veremeenko I. S. Polveka poiska i sozidaniya – itogi i perspektivy razvitiya otechestvennogo gidroturbostroyeniya [Half a century of search and creation – the results and prospects of development of the domestic hydro-turbine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 4–25.
 12. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
 13. Sukhorebryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimyykh gidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
 14. Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
 15. Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato, Norway, 2000. 317 p.
 16. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa gidroturbin* [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow hydroturbines]. Sankt-Peterburg, Politehn. Universitet. Publ., 2011. 154 p.
 17. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stand PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley povorotno-lopastnykh gidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.
 18. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 19. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
 20. Mironov K. A. Proektirovanie rabochikh koles radial'no-osevoy vysokonapornoy gidroturbiny na parametry GES Kameng [Design of impellers radial-axial high-pressure hydraulic turbine on the parameters of hydroelectric Kameng]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroyenii* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technologies in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 24, pp. 69–76.

Надійшло (received) 10.11.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg Vasильevich, Potetenko Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3399-5580>; e-mail: potetenko.OV@gmail.com

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaïl Vladimirovich, Cherkashenko Mikhaïlo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Яковлева Людмила Костянтинівна (Yakovleva Lyudmila Konstantinovna, Yakovleva Lyudmila) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3266-2319>; e-mail: yluda@i.ua

Дорошенко Олександр Владиславович (Doroshenko Aleksandr Vladislavovich, Doroshenko Aleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5982-9946>; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com

Черпаков Микита Ігоревич (Cherpakov Nikita Igorovich, Cherpakov Nikita) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8801-1489>; e-mail: mykyta.cherpakov@mit.khpi.edu.ua