

Цилиндрический завихритель потока с удлиненной хордой лопастей

Андрей Львович Зуйков

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); г. Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Разработка вихревых аппаратов — устройств для закрутки потоков жидкостей и газов — остается актуальной научной и инженерной задачей. Рассматривается конструкция закручивающего поток аппарата контрвихревого гасителя на холостом водовыпуске Белореченской гидроэлектростанции (ГЭС). Цель исследования — разработка эффективного контрвихревого гасителя избыточной кинетической энергии потока воды.

Материалы и методы. Используются аналитические методы классической гидромеханики. В концептуальную основу исследований положено фундаментальное равенство геометрической характеристики вихревого аппарата по Абрамовичу (число Абрамовича) числу закрутки потока Хигера – Бэра.

Результаты. Установлено, что геометрическая характеристика цилиндрического лопастного завихрителя не зависит от радиуса выходных кромок закручивающих поток лопастей, но зависит от угла скоса лопастей на этом радиусе. Это позволяет, согласно фундаментальному равенству чисел Абрамовича и Хигера – Бэра, сохраняя угол скоса лопастей, смещать их по радиусу камеры закрутки либо выполнять их с удлиненной хордой, оставляя гидравлические характеристики вихревого аппарата и закрученного им потока неизменными. Удлинение хорды лопастей вихревого аппарата повышает надежность и качество формирования закрученного им потока. На основе дифференциального уравнения, описывающего линии тока течения в цилиндрической камере закрутки, доказано, что хорда плавно обтекаемой потоком удлиненной лопасти завихрителя должна иметь форму логарифмической спирали. Показано, что вихревой аппарат, выполненный в виде лопастной системы логарифмических спиралей, формирует течение с наложением потенциального вращения на потенциальный сток.

Выводы. Проанализирована конструкция контрвихревого гасителя энергии потока на водовыпуске Белореченской ГЭС с системой лопастей в форме логарифмических спиралей. Предложено рекомендовать рассмотренную конструкцию в качестве типовой для гидроузлов среднего напора.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: закрученный поток, вихревой аппарат, лопастной завихритель потока, контрвихревой гаситель

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Зуйков А.Л. Цилиндрический завихритель потока с удлиненной хордой лопастей // Строительство: наука и образование. 2023. Т. 13. Вып. 2. Ст. 2. URL: <http://nso-journal.ru>. DOI: 10.22227/2305-5502.2023.2.2

Автор, ответственный за переписку: Андрей Львович Зуйков, ZuykovAL@mgsu.ru.

Cylindrical flow swirler with extended blade chord

Andrey L. Zuykov

Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU);
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Development of vortex apparatuses — devices for swirling flows of liquids and gases — remains an urgent scientific and engineering task. The design of counter vortex damper flow swirling apparatus at the idle water outlet of Belorechenskaya hydroelectric power plant (HPP) is considered. The purpose of the study is to develop an effective counter vortex damper of excess kinetic energy of water flow.

Materials and methods. Analytical methods of classical hydro-mechanics are used. The conceptual basis of the research is the fundamental equality of the geometric characteristic of the vortex apparatus by Abramovich (the Abramovich number) to the Chigier-Beer swirl number.

Results. It has been found that geometrical characteristic of the cylindrical vane swirler does not depend on radius of exit edges of blades which swirl the flow, but depends on the angle of bevel of blades at this radius. It allows, according to fundamental equality of Abramovich and Chigier-Beer numbers, either to shift the blades along the swirl chamber radius or to perform them with elongated chord, leaving the hydraulic characteristics of the swirl apparatus and swirled flow unchanged, preserving the bevel angle. Lengthening the chord of the vortex apparatus blades increases the reliability and quality of formation of the swirling flow. It has been proved on the base of differential equation describing the flow lines in the cylindrical swirl chamber that chord of a swirl apparatus prolonged blade flowing smoothly around the flow should have a shape of a logarithmic spiral. It is shown that the vortex apparatus made in the form of a vane system of logarithmic spirals forms a flow with potential rotation superimposed on the potential flow.

Conclusions. The design of counter vortex damper of flow energy at the outlet of Belorechenskaya HPP with a system of blades in the form of logarithmic spirals has been analyzed. It is offered to recommend the considered design as a typical one for hydraulic units of medium head.

KEYWORDS: swirling flow, vortex apparatus, vane flow swirler, counter-vortex damper

FOR CITATION: Zuykov A.L. Cylindrical flow swirler with extended blade chord. *Stroitel'stvo: nauka i obrazovanie* [Construction: Science and Education]. 2023; 13(2):2. URL: <http://nso-journal.ru>. DOI: 10.22227/2305-5502.2023.2.2

Corresponding author: Andrey L. Zuykov, ZuykovAL@mgsu.ru.

ВВЕДЕНИЕ

Разработка вихревых аппаратов — устройств для закрутки потоков жидкостей и газов — остается актуальной научной и инженерной задачей [1–5]. Данные аппараты широко используются в микробиологии, химии, экологии, теплотехнике, энергетике, двигателе- и ракетостроении [6–14].

В гидротехнике впервые закрутку потока стали применять на шахтных водосбросах. К пятидесятым годам прошлого века построено более 50 вихревых шахтных водосбросов, 18 из них в Италии [15]. В Советском Союзе два таких водосброса построено в составе селезащитной плотины Медео, где закрутка открытого потока осуществляется завихрителем в форме спиральной камеры [16]. В 70-х годах в связи с проектированием и строительством высоконапорных Нурекской (высотой 275 м) и Рогунской (335 м) плотин в Советском Союзе приступили к разработке глубинных водосбросов, способных пропускать высокоскоростные потоки воды и гасить их кинетическую энергию [17]. Исследовалась и так называемая контрвихревая водосбросная система, основанная на взаимогашении избыточной кинетической энергии закрученных потоков со встречным вращением [18, 19].

В настоящее время у ряда гидроэлектростанций (ГЭС) в России истекает срок эксплуатации, что требует их демонтажа или консервации с обеспечением пропуска расходов реки через гидроузлы. Приемлемым решением представляется использование в этих целях в качестве водосбросов энергетических водоводов остановленной ГЭС. Эта проблема исследуется в работах [20, 21], в которых изучается возможность замены выводимых из эксплуатации гидроагрегатов контрвихревым гасителем, обеспечивающим спокойный отвод сбросного потока в нижний бьеф с погашенной избыточной кинетической энергией. Развитию этой темы посвящена данная статья, в которой рассматривается конструкция закручивающего поток аппарата контрвихревого гасителя на холостом водовыпуске Белореченской ГЭС.

Цель исследования — разработка эффективного контрвихревого гасителя избыточной энергии потока.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Используются аналитические методы классической гидромеханики [22]. В частности, работа базируется на трудах Г.Н. Абрамовича [23, 24],

Н.А. Хигера, Дж.М. Бэра и других авторов [25–27], в которых для расчета вихревых аппаратов и анализа циркуляционно-продольного течения применяется геометрическая характеристика закручивающего поток устройства (число Абрамовича A).

Геометрическая характеристика закручивающего устройства A обладает фундаментальным свойством, заключающимся в том, что этот параметр с одной стороны определяет пропускную способность устройства, выражаемую его коэффициентом расхода, а с другой — устанавливает эффективность закрутки пропускаемого потока, характеризуемую числом Хигера – Бэра Sh , равным отношению его тангенциального момента количества движения к осевой компоненте импульса [18, 19, 23–27]. Параметр A , как показано в публикации [28], численно равен числу закрутки Хигера – Бэра Sh и, таким образом, определяет в целом все гидравлические характеристики как самого устройства, так и пропускаемого им потока. Причем при изменении геометрии проточной части вихревого аппарата, но сохранении неизменным параметра $A = Sh$ гидравлические характеристики устройства и пропускаемого им потока сохраняются. Использование этого свойства является концептуальной основой этих исследований.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Показанный на рис. 1 локальный завихритель потока (закручивающее поток устройство) выполнен в виде цилиндрической решетки (направляющего аппарата) неповоротных лопастей, закрепленных в кольцевом водопропускном сечении по периметру отводящего канала. Геометрическая характеристика такого завихрителя вычисляется по формуле [18–21, 23, 24, 28]:

$$A = \frac{\pi R R_0}{\Omega}, \quad (1)$$

где R — радиус отводящего канала завихрителя; R_0 — эффективный радиус (радиус нормальный вектору скорости U сходящего с лопастей потока, см. рис. 1); Ω — площадь кольцевого водопропускного сечения между лопастями нормальная вектору скорости U .

На схеме (рис. 1) можно видеть, что эффективный радиус R_0 и площадь водопропускного кольцевого сечения Ω связаны с радиусом выходных кромок закручивающих поток лопастей R_k следующими зависимостями:

$$R_0 = R_k \cos \beta_k; \quad (2)$$

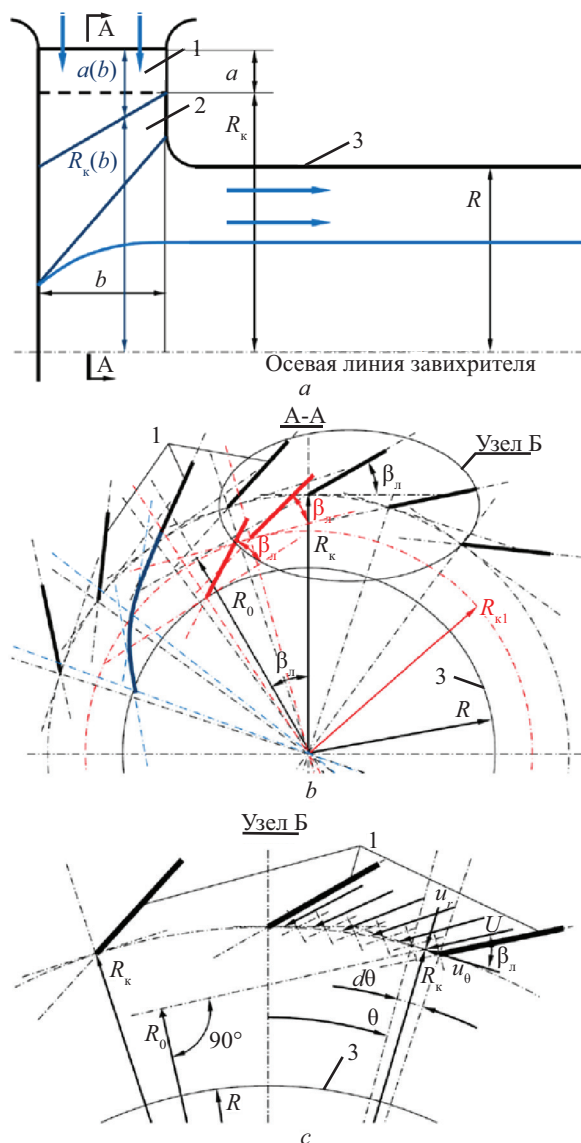


Рис. 1. Расчетная схема: a — продольный разрез; b — разрез по А-А; c — узел Б; 1 — лопасти завихрителя; 2 — камера закрутки; 3 — отводящий канал

$$\Omega = \int_0^{2\pi} b R_k d\theta \cdot \sin \beta_d = b 2\pi R_k \sin \beta_d, \quad (3)$$

где β_d — угол скоса лопастей завихрителя на радиусе R_k ; b — длина лопастей завихрителя; $d\theta$ — бесконечно малый центральный угол по окружности кольцевого сечения завихрителя (см. рис. 1, c).

Таким образом, формула (1) с учетом выражений (2) и (3) принимает вид:

$$A = \frac{R}{2b \cdot \tan \beta_d}. \quad (4)$$

Согласно формуле (4), геометрическая характеристика лопастного завихрителя A зависит от соотношения радиуса его отводящего водовода R к высоте закручивающих поток лопастей b и угла их скоса β_d на радиусе выходных кромок R_k . В то же время параметр A не зависит от радиуса выходных

кромки, так как он выпадает из формулы (4). Полученный результат дает возможность сделать важные выводы, вытекающие из рассмотренного выше фундаментального свойства геометрической характеристики закручивающего поток устройства A .

Первый вывод можно сформулировать следующим образом: для гидравлически идентичных завихрителей, для которых $A = \text{idem}$ и $R/b = \text{idem}$, выходные кромки лопастей их направляющих аппаратов могут быть расположены на произвольных радиусах R_k , но угол скоса лопастей β_d на радиусе выходных кромок должен быть одинаковым. В качестве иллюстрации на рис. 1, b первый ряд лопастей показан черным цветом; лопасти, перенесенные на иные радиальные расстояния от осевой линии устройства, отмечены красным цветом, однако при любом варианте установки лопастей гидравлические характеристики устройств и пропускаемых ими потоков будут одинаковыми при $\beta_d = \text{idem}$.

Второй вывод — лопасть завихрителя по длине b может выполняться с выходной кромкой переменного радиуса $R_k(b)$, тогда для обеспечения постоянства параметра (числа Абрамовича) A по всей длине такой лопасти угол ее скоса β_d на переменном радиусе $R_k(b)$ должен сохраняться постоянным $\beta_d = \text{idem}$. Данный вывод важен, если требуется повысить качество формирования закрученного потока удлинением хорды лопасти за счет ее переменной высоты $a(b)$. На рис. 1, b такое удлинение хорды лопасти показано темно-синим цветом. На практике обеспечение качества формирования потока требуется всегда, поэтому в такой постановке задача более актуальна, чем задача переноса лопастей с одного радиуса на другой.

Рассмотрим форму, которую необходимо придать закручивающей поток лопасти, если радиус ее выходной кромки изменяется по длине $R_k(b)$, а угол ее скоса на этом радиусе остается постоянным $\beta_d = \text{idem}$. Очевидно, что форму плавного обтекаемого потоком лопасти следует выполнять по линиям тока. Тогда, рассматривая обтекающую лопасть в камере закрутки плоское течение, запишем равенства, связывающие радиальные u_r и тангенциальные u_θ компоненты вектора скорости U с функцией тока Ψ [22]:

$$u_r = -\frac{\partial \Psi}{r \partial \theta}; \quad u_\theta = \frac{\partial \Psi}{\partial r}, \quad (5)$$

где r — текущий радиус, и обращающие уравнение неразрывности капельной жидкости в цилиндрической камере закрутки

$$\frac{\partial(r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} = 0$$

в тождество, ибо

$$\frac{\partial(r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} = -\frac{\partial^2 \Psi}{r \partial r \partial \theta} + \frac{\partial^2 \Psi}{r \partial \theta \partial r} = 0.$$

Но, если компоненты вектора скорости плоского течения u_r и u_θ определяются формулами (5), то полный дифференциал функции тока $\Psi(r, \theta)$ равен:

$$d\Psi = \frac{\partial\Psi}{\partial r} dr + \frac{\partial\Psi}{\partial\theta} d\theta = u_\theta dr - ru_r d\theta. \quad (6)$$

На линиях тока функция $\Psi = \text{const}$, при этом $d\Psi = 0$, тогда, согласно выражению (6), форма плавно обтекаемой потоком лопасти должна удовлетворять условию:

$$u_\theta dr - ru_r d\theta = 0. \quad (7)$$

Поскольку (см. рис. 1, с):

$$u_r = U \sin \beta_\lambda; \quad u_\theta = U \cos \beta_\lambda, \quad (8)$$

то условие (7) легко приводится к дифференциальному уравнению хорды лопасти завихрителя:

$$d\theta = \frac{1}{\tan \beta_\lambda} \cdot \frac{dr}{r},$$

или после интегрирования в пределах от точки на хорде лопасти с координатами по центральному углу θ_1 и радиусу выходных кромок лопасти $R_{\kappa 1}$ до точки на хорде с координатами θ_2 , $R_{\kappa 2}$ получим:

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{1}{\tan \beta_\lambda} \ln \left(\frac{R_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1}} \right). \quad (9)$$

Согласно формуле (9) лопасти завихрителя должны иметь форму логарифмической спирали. Течение, сформированное лопастной системой логарифмических спиралей, характеризуется следующими особенностями.

Радиальные скорости течения (сток) нарастают к центру обратно пропорционально радиусу. В рассматриваемом случае это сводится к формуле:

$$u_r = \frac{Q}{2\pi r b}, \quad (10)$$

где Q — пропускаемый завихрителем расход.

Далее, поскольку согласно равенствам (8), имеем:

$$u_\theta = \frac{u_r}{\tan \beta_\lambda},$$

то, соответственно, находим:

$$ru_\theta = \frac{Q}{2\pi b \cdot \tan \beta_\lambda} = \text{const}. \quad (11)$$

Формулы (10) и (11) характеризуют течение при наложении потенциального вращения на потенциальный сток [22]. Это течение в литературе часто называют «вихресток», что нельзя признать корректным, ибо течение по определению безвихревое. При безвихревом (потенциальном) движении жидкости гидравлические потери напора отсутствуют. Потенциальные течения относятся к модели идеальной (невязкой) жидкости. Но течений вязкой (реальной) жидкости, не сопровождающихся гидравлическими потерями напора, не существует. Поэтому не существует и строго потенциальных течений. Однако при

движении турбулентного потока можно говорить о квазипотенциальности течения, причем, чем выше турбулентность, тем ближе течение жидкости по своей структуре и свойствам к потенциальному.

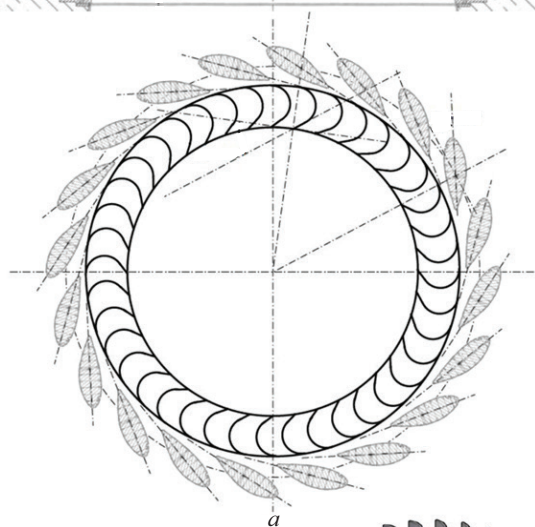
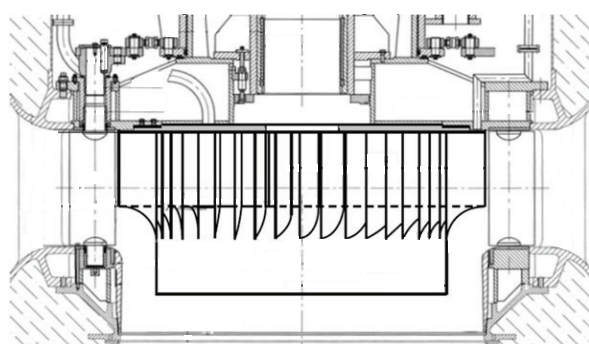
Если гидравлическое устройство, обладая низким гидравлическим сопротивлением, формирует поток, близкий к потенциальному, то его можно характеризовать как технически совершенное. На этом основании лопастной завихритель, в котором форма лопастей соответствует логарифмической спирали, может рассматриваться как технически совершенный.

Есть основания полагать, что лопастной завихритель является оптимальным для условий установки на энергетических водоводах средненапорных ГЭС при выводе их из эксплуатации и использовании в последующем в качестве холостых водовыпусков. Однако при реализации этого предложения возникает проблема, состоящая в том, что диаметры турбины и конуса отсасывающей трубы гидроагрегатов средненапорных ГЭС отличаются между собой незначительно и не позволяют выполнить завихритель с хордой лопастей достаточной длины для качественного формирования закрученного потока.

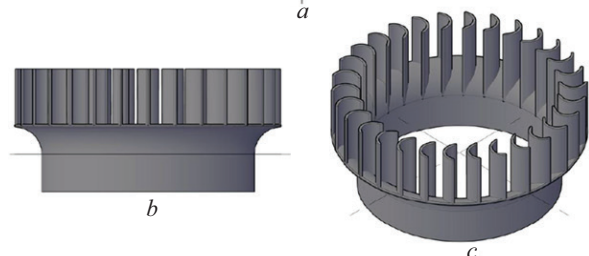
На рис. 2 представлен контрвихревой гаситель, устанавливаемый в турбинном блоке ГА-2 Белореченской ГЭС после демонтажа гидроагрегата и предназначенный для сброса через него холостых расходов в периоды паводков и половодий на водотоке. Особенность конструкции показанного на рисунке контрвихревого гасителя заключается в том, что его лопасти, жестко закрепленные на торцевой верхней крышке гидроагрегата, должны разворачивать проходящий через них поток в сторону, противоположную закрутке другого (периферийного) потока, формируемого лопатками направляющего аппарата удаленной гидротурбины. Таким образом, лопасти завихрителя выполняют две функции: разворот потока и формирование закрученного течения. Можно видеть, что, несмотря на густоту установки закручивающих сбросной поток лопастей, между ними имеются значительные просветы. Это будет сказываться на формировании закрученного течения, приводя к снижению его закрутки и эффективности контрвихревого гасителя. Очевидно, что транзитный поток в значительном объеме будет проходить между лопастями с существенно сниженной закруткой.

Сомнения в работоспособности контрвихревого гасителя по варианту 1 заставили искать более совершенные технические решения, к которым и относится завихритель с удлиненными лопастями в форме логарифмической спирали. Этот контрвихревой гаситель для условий Белореченской ГЭС (вариант 2) показан на рис. 3.

Гаситель по варианту 2 имеет четырехкратное снижение числа лопастей по отношению к варианту 1, при этом просветов между лопастями не наблюдается. Нет сомнений в том, что вихревой аппарат со значительно удлиненными лопастями будет формировать закрученный поток требуемых параметров для эффективной работы контрвихревого гасителя.



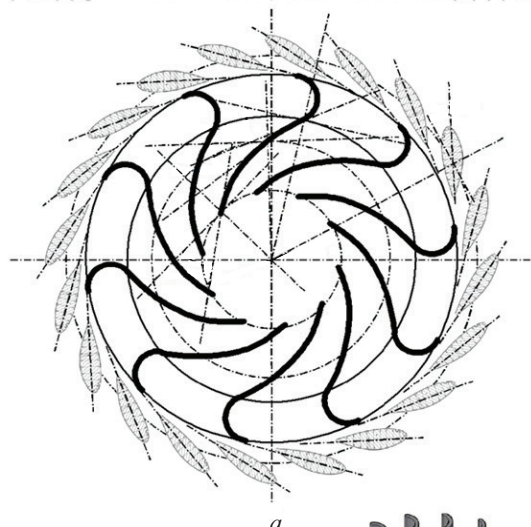
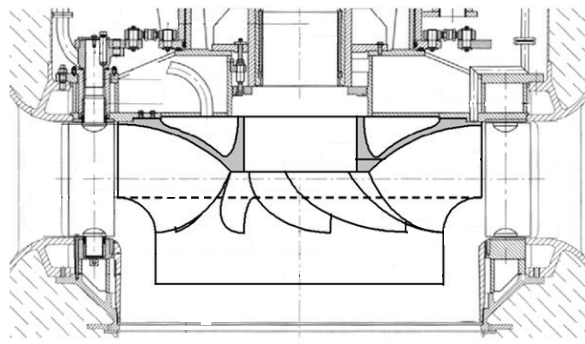
a



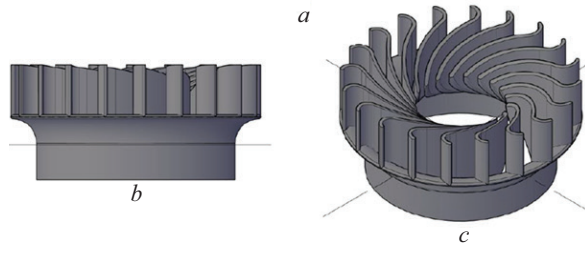
b

c

Рис. 2. Контрвихревой гаситель по варианту 1: *a* — эскизный проект; *b* — вид сбоку; *c* — изометрия



a



b

c

Рис. 3. Контрвихревой гаситель по варианту 2: *a* — эскизный проект; *b* — вид сбоку; *c* — изометрия

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Рядом специалистов высказывалось суждение, что выполнение контрвихревого гасителя с лопастями логарифмического профиля приведет к его значительному удорожанию. Однако проектная проработка показала, что участок логарифмической спирали аппроксимируется цилиндрической поверхностью, следовательно, этот участок может быть вырезан из трубы нужного диаметра. Например, для условий Белореченской ГЭС требуется участок трубы диаметром 2000 мм и длиной 1800 мм, из которого вырезаются все 10 необходимых лопастей. Таким образом, мнение о сложности изготовления вихревого аппарата с лопастями логарифмического профиля сильно преувеличено. Наоборот, простота исполнения позволяет рекомендовать рассмотренную конструкцию в качестве типовой.

В заключение отметим следующее. В работе установлено, что геометрическая характеристика цилиндрического лопастного завихрителя не зависит от радиуса выходных кромок закручивающих поток лопастей, но зависит от угла их скоса на этом радиусе. Отмечается, что это открывает возможность повышения надежности и эффективности формирования закрученного потока вихревым аппаратом с лопастями увеличенной длины. Доказано, что хорда плавно обтекаемой потоком удлиненной лопасти завихрителя должна иметь форму логарифмической спирали. Показано, что вихревой аппарат, выполненный в виде лопастной системы логарифмических спиралей, формирует течение с наложением потенциального вращения на потенциальный сток. Рассмотрена конструкция контрвихревого гасителя энергии потока с системой лопастей в форме логарифмических спиралей на примере холостого водовыпуска Белореченской ГЭС.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Галич Р.В. Исследование, разработка и конструктивное оформление многофункциональных вихревых аппаратов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. Т. 3. № 7 (63). С. 32–40.
2. Wu W., Luo Y., Chu G.W., Liu Y., Zou H.K., Chen J.F. Gas flow in a multiliquid-inlet rotating packed bed: three-dimensional numerical simulation and internal optimization // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2018. Vol. 57. Issue 6. Pp. 2031–2040. DOI: 10.1021/acs.iecr.7b04901
3. Voinov N.A., Zemtsov D.A., Zhukova O.P., Bogatkova A.V. Hydraulic resistance of tangential swirlers // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. Vol. 55. Issue 1–2. Pp. 51–56. DOI: 10.1007/s10556-019-00584-y
4. Бахронов Х., Ахматов А., Жураев Д. Исследование влияния конструктивных и режимных параметров на гидродинамику полого вихревого аппарата // Химия и химическая технология. 2020. № 4 (70). С. 47–50. DOI: 10.51348/RGIR9524
5. Фролов А.С., Войнов Н.А., Богаткова А.В., Земцов Д.А., Жукова О.П. Сопротивление тангенциальных завихрителей с прямыми стенками каналов // Теоретические основы химической технологии. 2021. Т. 55. № 5. С. 602–611. DOI: 10.31857/S0040357121040060
6. Володин А.М. Перспективные комбинированные скрубберы для газоочистки в промышленности и тепловой энергетике // Энергетик. 2018. № 8. С. 29–32.
7. Wang Z., Yang T., Liu Z., Wang S., Gao Y., Wu M. Mass transfer in a rotating packed bed: a critical review // Chemical Engineering and Processing — Process Intensification. 2019. Vol. 139. Pp. 78–94. DOI: 10.1016/j.cep.2019.03.020
8. Горобец А.Г. Вихревые потоки в судовых системах и устройствах // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2019. Т. 11. № 2. С. 349–356. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-349-356
9. Yin J., Qian Y., Zhang T., Wang D. Measurement on the flow structure of a gas-liquid separator applied in TMSR // Annals of Nuclear Energy. 2019. Vol. 126. Pp. 20–32. DOI: 10.1016/j.anucene.2018.11.009
10. Zhou C., Wu X., Zhang T., Zhao X., Gai S., Xiang H. Dynamic analysis for two-phase vortex flow and optimization of vortex tools to unload liquid from gas wells // Journal of Petroleum Science and Engineering. 2019. Vol. 173. Pp. 965–974. DOI: 10.1016/j.petrol.2018.10.091
11. Dziubak T., Bąkała L., Karczewski M., Tomaszewski M. Numerical research on vortex tube separator for special vehicle engine inlet air filter // Separation and Purification Technology. 2020. Vol. 237. P. 116463. DOI: 10.1016/j.seppur.2019.116463
12. Wang Z., Sun G., Jiao Y. Experimental study of large-scale single and double inlet cyclone separators with two types of vortex finder // Chemical Engineering and Processing — Process Intensification. 2020. Vol. 158. P. 108188. DOI: 10.1016/j.cep.2020.108188
13. Zinurov V.E., Dmitriev A.V., Badretdinova G.R., Bikkulov R.Ya., Madyshev I.N. The gas flow dynamics in a separator with coaxially arranged pipes // MATEC Web of Conferences. 2020. Vol. 329. P. 03035. DOI: 10.1051/mateconf/202032903035
14. Дмитриев А.В., Биккулов Р.Я., Мадышев И.Н., Маясова А.О., Семенов П.А. Оценка эффективности осаждения аэрозолей при очистке газов в мультивихревом сепараторе // Экология и промышленность России. 2022. Т. 26. № 3. С. 4–9. DOI: 10.18412/1816-0395-2022-3-4-9
15. Drioli C. Esperienze su installazioni con posso di searico a vortices // L'Energia Elettrica. 1969. No. 6. Pp. 399–409.
16. Ахмедов Т.К., Квасов А.Н., Садуов Р.Г. Исследование шахтного водосброса селезащитной плотины Медео // Проблемы гидроэнергетики и водного хозяйства. Труды КазНИИЭ. 1976. № 13. С. 185–193.
17. Кривченко Г.И., Остроумов С.Н. Высоконапорная вихревая водосбросная система с вихревым затвором // Гидротехническое строительство. 1972. № 10. С. 33–35.
18. Волианик В.В., Зуйков А.Л., Мордасов А.П. Закрученные потоки в гидротехнических сооружениях. М. : Энергоатомиздат, 1990. 280 с.
19. Ахметов В.К., Волианик В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В. Моделирование и расчет контрвихревых течений. М. : Издательство МИСИ – МГСУ, 2012. 252 с.
20. Волианик В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В., Чуринов П.С. Пропуск холостых расходов через турбинный блок средне- или высоконапорной ГЭС (часть 1) // Гидротехническое строительство. 2013. № 4. С. 51–56.
21. Волианик В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В., Чуринов П.С. Пропуск холостых расходов через турбинный блок средне- или высоконапорной ГЭС (часть 2) // Гидротехническое строительство. 2013. № 5. С. 32–40.
22. Зуйков А.Л. Гидравлика. Том 1. Основы механики жидкости. М. : Издательство МИСИ – МГСУ, 2019. 544 с.
23. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М. : ГИТТЛ, 1953. 736 с.
24. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М. : Физматгиз, 1960. 715 с.

25. Chigier N.A., Chervinsky A. Experimental investigation of swirling vortex motion in jets // Journal of Applied Mechanics. 1967. Vol. 34. Issue 2. Pp. 443–451. DOI: 10.1115/1.3607703

26. Beér J.M., Chigier N.A. Combustion aerodynamics. New York : Halsted Press Division, Wiley, 1972. 264 p.

Поступила в редакцию 22 марта 2023 г.

Принята в доработанном виде 4 апреля 2023 г.

Одобрена для публикации 5 мая 2023 г.

Об авторе: **Андрей Львович Зуйков** — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры гидравлики и гидротехнического строительства; **Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**; 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; РИНЦ ID: 569091, Scopus: 6603349753, ResearcherID: B-9751-2016, ORCID: 0000-0003-1468-3335; ZuykovAL@mgsu.ru.

27. Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N. Swirl flows. England : Abacus Press, Tunbridge Wells, 1984. 475 p.

28. Зуйков А.Л. Гидродинамика циркуляционных течений. М. : Изд-во АСВ, 2010. 216 с.

INTRODUCTION

The development of vortex apparatuses — devices for swirling liquid and gas flows — remains an urgent scientific and engineering task [1–5]. These devices are widely used in microbiology, chemistry, ecology, heat engineering, power engineering, engine and rocket engineering [6–14].

In hydraulic engineering, swirling flow was first used in mine spillways. By the fifties of the last century more than 50 swirling mine spillways had been built, 18 of them in Italy [15]. In the Soviet Union two such spillways were built as part of the Medeo mudflow protection dam, where the open flow is swirled by a swirler in the form of a spiral chamber [16]. In the 1970s, in connection with the design and construction of the high-pressure Nurek (275 m high) and Rogun (335 m) dams, the Soviet Union began developing deep spillways capable of passing high-speed water flows and damping their kinetic energy [17]. The so-called counter vortex spillway system based on mutual damping of excess kinetic energy of swirling flows with counter-rotation was also investigated [18, 19].

A number of hydroelectric power plants (HPPs) in Russia are currently reaching the end of their service life, requiring their dismantling or mothballing to ensure that the river flows through the hydroelectric complex. An acceptable solution seems to be to use the power conduits of a stopped hydropower plant as spillways for this purpose. This problem is investigated in works [20, 21] in which the possibility of replacement of decommissioned hydraulic units with a counter vortex damper, which provides a quiet removal of discharge flow to the downstream side with extinguished excess kinetic energy, is studied. The development of this topic is devoted to this article, which deals with the design of the swirling flow apparatus of counter vortex damper at the idle outlet of Belorechenskaya hydroelectric power station.

The aim of the study is to develop an effective counter vortex damper for excess flow energy.

MATERIALS AND METHODS

Analytical methods of classical hydromechanics are used [22]. In particular, the work is based on works of G.N. Abramovich [23, 24], N.A. Chigier, J.M. Beer and other authors [25–27], in which for calculation of vortex devices and analysis of circulation-length flow the geometrical characteristic of swirling flow device (Abramovich number A) is used.

The geometric characteristic of the swirl device A has the fundamental property that this parameter, on the one hand, determines the flow capacity of the device expressed by its flow coefficient and, on the other hand, sets the swirl efficiency of the flow passing, characterized by the Chigier-Beer number Sn , equal to the ratio of its tangential momentum to the axial component of momentum [18, 19, 23–27]. Parameter A , as shown in [28], is numerically equal to the Chigier – Beer number Su and thus determines in general all hydraulic characteristics of both the device itself and the flow passing through it. Moreover if the geometry of vortex apparatus flow part is changed, but parameter $A = Su$ remains unchanged, the hydraulic characteristics of the device and the flow passing by it are preserved. The use of this property is the conceptual basis for this research.

RESEARCH RESULTS

The local swirler shown in Fig. 1 is designed as a cylindrical grid (guide apparatus) of nonrotating blades fixed in an annular culvert around the perimeter of the diverting channel. Geometric characteristic of such swirler is calculated by the formula [18–21, 23, 24, 28]:

$$A = \frac{\pi R R_0}{\Omega}, \quad (1)$$

where R is the radius of the swirl outlet channel; R_0 is the effective radius (radius normal to the velocity vector U of the flow descending from the blades, see fig. 1); Ω is the area of the annular culvert section between the blades normal to the velocity vector U .

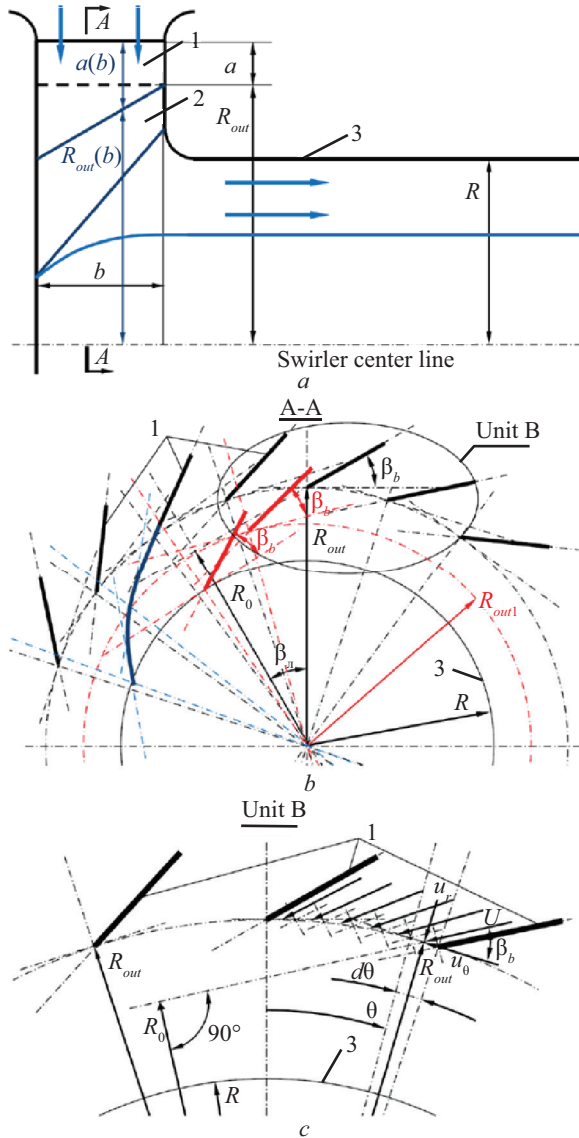


Fig. 1. Schematic diagram: *a* — longitudinal section; *b* — section along A-A; *c* — assembly B; 1 — swirl vanes; 2 — swirl chamber; 3 — diverter channel

From the diagram (Fig. 1) it can be seen that the effective radius R_0 and the area of the permeable ring section Ω are related to the radius of the outlet edges of the flow-twisting blades R_{out} by the following relationships:

$$R_0 = R_{out} \cos \beta_b; \quad (2)$$

$$\Omega = \int_0^{2\pi} b R_{out} d\theta \cdot \sin \beta_b = b 2\pi R_{out} \sin \beta_b, \quad (3)$$

where β_b is the angle of bevel of the swirler blades at radius R_{out} ; b is the length of the swirler blades; $d\theta$ is the infinitesimal central angle on the circumference of the circular cross section of the swirler (see figure 1, *c*).

Thus, formula (1) with expressions (2) and (3) takes the form

$$A = \frac{R}{2b \cdot \tan \beta_b}. \quad (4)$$

According to formula (4), the geometric characteristic of a vane swirler A depends on the ratio of the radius of its outlet conduit R to the height of the swirling blades b and their bevel angle β_b at the radius of the outlet edges R_{out} . At the same time the parameter A does not depend on the radius of outlet edges, as it drops out of formula (4). The obtained result allows us to draw important conclusions, which follow from the fundamental property of the geometric characteristic of the twisting flux device A discussed above.

The first conclusion can be formulated as follows: for hydraulically identical swirlers, for which $A = \text{idem}$ and $R/b = \text{idem}$, the outlet edges of their guide vanes can be located at arbitrary radii R_{out} , but the blade bevel angle β_b at the outlet edge radius must be the same. As an illustration, in Fig. 1, *b*, the first row of blades is shown in black; blades moved to different radial distances from the unit centreline are marked in red, but with any blade arrangement the hydraulic characteristics of the units and the flows they pass will be the same at $\beta_b = \text{idem}$.

The second conclusion is that a swirl blade along the length b can be made with an exit edge of variable radius $R_{out}(b)$, then to ensure consistency of the parameter (Abramovich number) A along the entire length of such a blade, its bevel angle β_b at variable radius $R_{out}(b)$ must be kept constant $\beta_b = \text{idem}$. This conclusion is important if the quality of forming of swirled flow is to be increased by lengthening of chord of the blade at the expense of its variable height $a(b)$. In Fig. 1, *b* this lengthening of the blade chord is shown in dark blue. In practice, ensuring the quality of flow formation is always required, so in this formulation the problem is more relevant than the problem of transferring blades from one radius to another.

Consider the shape to be given to a swirling flow vane if the radius of its trailing edge varies along the length $R_{out}(b)$, and its bevel angle at this radius remains constant $\beta_b = \text{idem}$. Obviously, the shape of the smoothly flowing blade should be made along the current lines. Then, considering the flat flow around the blade in the swirl chamber, we write the equations linking the radial u_r and the tangential u_θ components of velocity vector U with the current function Ψ [22]:

$$u_r = -\frac{\partial \Psi}{r \partial \theta}; \quad u_\theta = \frac{\partial \Psi}{\partial r}, \quad (5)$$

where r — is the current radius, and reversing the continuity equation for a droplet liquid in a cylindrical swirl chamber

$$\frac{\partial(r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} = 0$$

into an identity, for

$$\frac{\partial(r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} = -\frac{\partial^2 \Psi}{r \partial r \partial \theta} + \frac{\partial^2 \Psi}{r \partial \theta \partial r} = 0.$$

But, if the components of the velocity vector of a plane current u_r and u_θ are defined by formulae (5),

then the total differential of the current function $\Psi(r, \theta)$ is equal:

$$d\Psi = \frac{\partial\Psi}{\partial r} dr + \frac{\partial\Psi}{\partial\theta} d\theta = u_\theta dr - ru_r d\theta. \quad (6)$$

On the current lines the function $\Psi = \text{const}$, in this case $d\Psi = 0$, then according to expression (6) the shape of the smoothly flowing blade must satisfy the condition:

$$u_\theta dr - ru_r d\theta = 0. \quad (7)$$

Since (see Fig. 1, c):

$$u_r = U \sin \beta_b; \quad u_\theta = U \cos \beta_b, \quad (8)$$

then condition (7) is easily reduced to the differential chord equation of the swirl vane:

$$d\theta = \frac{1}{\tan \beta_b} \cdot \frac{dr}{r},$$

or after integration within the range from the point on the blade chord with coordinates at the centre angle θ_1 and the radius of the outlet edges of the blade $R_{\kappa 1}$ to the point on the chord with coordinates θ_2, R_{out2} we obtain:

$$\theta_2 - \theta_1 = \frac{1}{\tan \beta_b} \ln \left(\frac{R_{out2}}{R_{out1}} \right). \quad (9)$$

According to formula (9) the swirl vanes must be shaped like a logarithmic spiral. The flow formed by a logarithmic spiral vane system is characterised by the following features.

The radial velocities of the flow (runoff) increase towards the centre inversely proportional to the radius. In the case under consideration, this boils down to the formula:

$$u_r = \frac{Q}{2\pi r b}, \quad (10)$$

where Q is the flow rate through the swirler.

Further, since, according to Equations (8), we have

$$u_\theta = \frac{u_r}{\tan \beta_b},$$

then, accordingly, we find:

$$ru_\theta = \frac{Q}{2\pi b \cdot \tan \beta_b} = \text{const}. \quad (11)$$

Formulas (10) and (11) characterize the flow at superposition of potential rotation on potential flow [22]. This flow is often referred to as “vortex flow” in literature, which is not correct, because the flow is by definition vortexless. In vortexless (potential) fluid flow there is no hydraulic head loss. Potential flows refer to ideal (non-viscous) fluid model. But there are no viscous (real) fluid flows without hydraulic head losses. Therefore, strictly potential flows do not exist either. However, in turbulent flow we can talk about quasi-potential flow, and the higher the turbulence, the closer the fluid flow is to the potential flow by its structure and properties.

If a hydraulic device, with its low hydraulic resistance, generates a flow close to the potential flow, it can be characterised as technically perfect. On this basis, a vane swirler in which the shape of the blades corresponds to a logarithmic spiral can be regarded as technically perfect.

There is a reason to believe that the vane swirler is optimal for the conditions of installation on power conduits of medium-pressure hydroelectric power stations during their decommissioning and use in the future as idle outlets. However, when implementing this proposal, the problem is that the diameters of the turbine and the suction pipe cone of hydroelectric units of medium-power plants differ slightly and do not allow to make a swirler with a chord of blades long enough for high-quality formation of swirling flow.

Fig. 2 shows a counter vortex damper installed in the turbine unit of GA-2 of Belorechenskaya HPP after dismantling the hydraulic unit and designed for discharge of idle discharges through it during floods and floods on the watercourse. The peculiarity of the counter-vortex

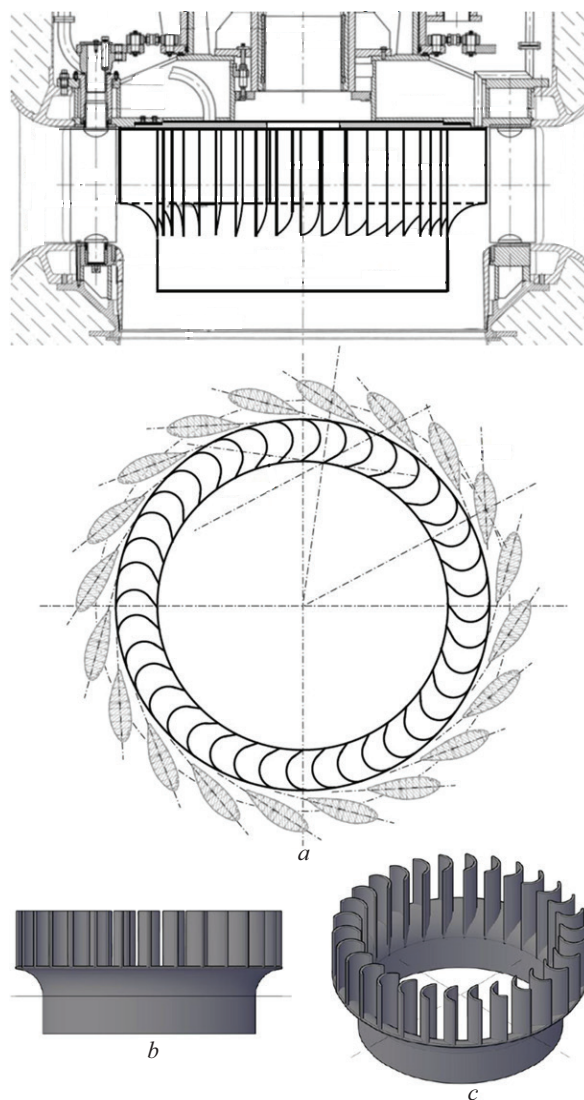


Fig. 2. Counter-vortex damper according to variant 1: a — schematic design; b — side view; c — isometric

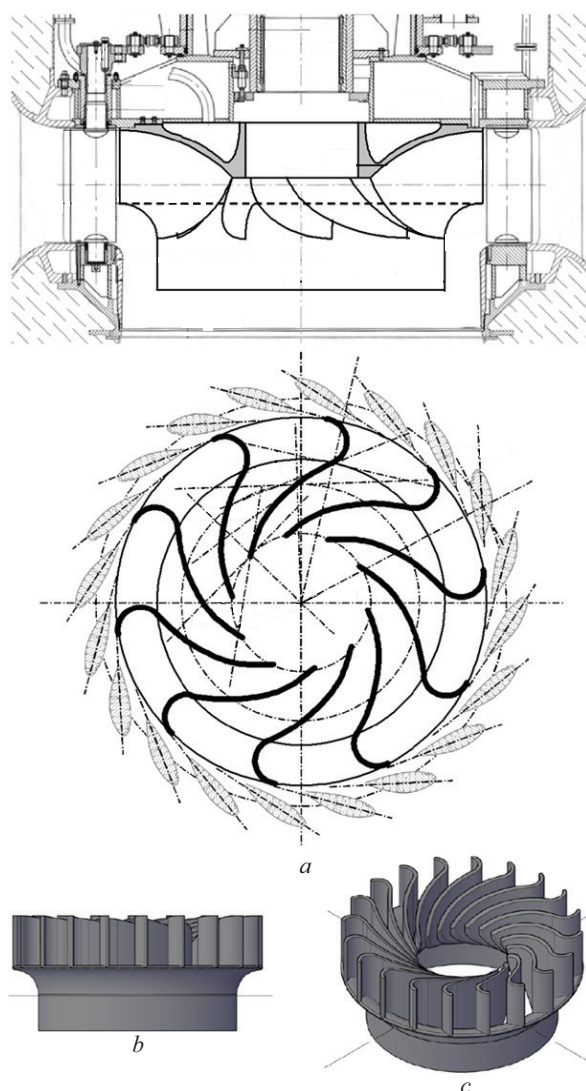


Fig. 3. Counter-vortex damper version 2: *a* — schematic design; *b* — side view; *c* — isometric

damper design, shown in the figure, is that its blades, rigidly fixed on the end upper cover of the hydraulic unit, shall turn the flow passing through them in the direction opposite to the twisting of another (peripheral) flow, formed by the blades of the guide apparatus of the removed hydraulic turbine. Thus, the swirl vanes have two functions: flow reversal and formation of swirling flow. It can be seen that despite the dense installation of the swirling discharge blades, there are significant gaps between them. This will affect the formation of the swirling current, resulting in a reduction in swirling and the effectiveness of the counter vortex damper. Obviously, a signifi-

cant volume of transit flow will pass between the blades with significantly reduced swirl.

Doubts in serviceability of counter-vortex damper according to variant 1 forced to search for more perfect technical solutions, which include swirler with elongated blades in form of logarithmic spiral. This counter-vortex damper for conditions of Belorechenskaya HPP (variant 2) is shown in Fig. 3.

The Option 2 dampener has four times the number of blades compared to Option 1, with no gap between the blades. There is no doubt that a vortex apparatus with considerably longer blades will produce the swirling flow required for the effective operation of a counter-vortex damper.

CONCLUSION AND DISCUSSION

A number of specialists have suggested that a counter-vortex damper with logarithmic blades would be considerably more expensive. However, design studies have shown that the logarithmic spiral section is approximated by a cylindrical surface, hence this section can be cut from a pipe of the required diameter. For example, Belorechenskaya HPP conditions it is necessary to cut out a piece of pipe with diameter of 2,000 mm and length of 1,800 mm from which all 10 necessary blades are cut out. Thus, the opinion about difficulty of manufacturing of the vortex apparatus with blades of logarithmic profile is greatly exaggerated. On the contrary, the simplicity of construction makes it possible to recommend the considered construction as a typical one.

In conclusion, we note the following. It has been found that the geometric characteristic of a cylindrical vane swirler does not depend on the radius of outlet edges of the blades which swirl the flow, but depends on the angle of bevel at this radius. It is noted that this opens up an opportunity of increase of reliability and efficiency of formation of the swirled flow by the vortex apparatus with blades of the increased length. It is proved that the chord of extended swirl vortex blades, smoothly streamlined by the flow, should have a form of logarithmic spiral. It is shown that the vortex apparatus made in the form of logarithmic spiral vane system forms a flow with potential rotation superimposed on the potential flow. The design of counter-vortex damper of flow energy with the system of blades in the form of logarithmic spirals on an example of an idle water outlet of Belorechenskaya hydroelectric power station is considered.

REFERENCES

1. Galich R. Research, development and embodiment of multifunctional vortex apparatus. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013; 3(7):32-40. (rus.).
2. Wu W., Luo Y., Chu G.W., Liu Y., Zou H.K., Chen J.F. Gas flow in a multiliquid-inlet rotating packed bed: three-dimensional numerical simulation and internal optimization. *Industrial & Engineering Chemistry*

Research. 2018; 57(6):2031-2040. DOI: 10.1021/acs.iecr.7b04901

3. Voinov N.A., Zemtsov D.A., Zhukova O.P., Bogatkova A.V. Hydraulic resistance of tangential swirlers. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2019; 55(1-2):51-56. DOI: 10.1007/s10556-019-00584-y

4. Bakhronov K., Akhmatov A., Juraev D. Study of the influence of construction and mode parameters on the hydrodynamics of a hollow vortex apparatus. *Chemistry and Chemical Technology*. 2020; 4(70):47-50. DOI: 10.51348/RGIR9524 (rus.).

5. Frolov A.S., Voinov N.A., Bogatkova A.V., Zemtsov D.A., Zhukova O.P. Resistance of tangential swirlers with rectilinear channel walls. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2021; 55(5):602-611. DOI: 10.31857/S0040357121040060 (rus.).

6. Volodin A.M. Perspective combined scrubbers for gas cleaning in industry and thermal power engineering. *Power Engineer*. 2018; 8:29-32. (rus.).

7. Wang Z., Yang T., Liu Z., Wang S., Gao Y., Wu M. Mass transfer in a rotating packed bed: A critical review. *Chemical Engineering and Processing — Process Intensification*. 2019; 139:78-94. DOI: 10.1016/j.cep.2019.03.020

8. Gorobets A.G. Vortex flows in the ship's systems and devices. *Bulletin of the State University of the Sea and River Fleet named after Admiral S.O. Makarov*. 2019; 11(2):349-356. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-349-356 (rus.).

9. Yin J., Qian Y., Zhang T., Wang D. Measurement on the flow structure of a gas-liquid separator applied in TMSR. *Annals of Nuclear Energy*. 2019; 126:20-32. DOI: 10.1016/j.anucene.2018.11.009

10. Zhou C., Wu X., Zhang T., Zhao X., Gai S., Xiang H. Dynamic analysis for two-phase vortex flow and optimization of vortex tools to unload liquid from gas wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019; 173:965-974. DOI: 10.1016/j.petrol.2018.10.091

11. Dziubak T., Bąkała L., Karczewski M., Tomaszewski M. Numerical research on vortex tube separator for special vehicle engine inlet air filter. *Separation and Purification Technology*. 2020; 237:116463. DOI: 10.1016/j.seppur.2019.116463

12. Wang Z., Sun G., Jiao Y. Experimental study of large-scale single and double inlet cyclone separators with two types of vortex finder. *Chemical Engineering and Processing — Process Intensification*. 2020; 158:108188. DOI: 10.1016/j.cep.2020.108188

13. Zinurov V.E., Dmitriev A.V., Badretdinova G.R., Bikkulov R.Ya., Madyshev I.N. The gas flow

dynamics in a separator with coaxially arranged pipes. *MATEC Web of Conferences*. 2020; 329:03035. DOI: 10.1051/mateconf/202032903035

14. Dmitriev A., Bikkulov R., Madyshev I., Mayasova A., Semenychyev P. Gas enhanced aerosol deposition efficiency assessment in a multi whirling separator. *Ecology and Industry of Russia*. 2022; 26(3):4-9. DOI: 10.18412/1816-0395-2022-3-4-9 (rus.).

15. Drioli C. Esperienze su installazioni con posso di searico a vortice. *L'Energia Elettrica*. 1969; 6:399-409.

16. Akhmedov T.K., Kvasov A.N., Saduov R.G. Investigation of the mine spillway of the mudflow protection dam Medeo. *Problems of Hydropower and Water Management*. 1976; 13:185-193. (rus.).

17. Krivchenko G.I., Ostroumov S.N. High-pressure vortex spillway system with swirl gate. *Hydraulic Engineering*. 1972; 10:33-35. (rus.).

18. Volshanik V.V., Zuikov A.L., Mordasov A.P. *Swirling flows in hydraulic structures*. Moscow, Energoatomizdat, 1990; 280. (rus.).

19. Akhmetov V.K., Volshanik V.V., Zuikov A.L., Orekhov G.V. *Modeling and calculation of counter-vortex flows*. Moscow, Publishing house MISI – MGSU, 2012; 252. (rus.).

20. Volshanik V.V., Zuikov A.L., Orekhov G.V., Churin P.S. Passage of idle flows through the turbine unit of a medium- or high-pressure HPP (part 1). *Hydraulic Engineering*. 2013; 4:51-56. (rus.).

21. Volshanik V.V., Zuikov A.L., Orekhov G.V., Churin P.S. Passage of idle flows through the turbine unit of a medium- or high-pressure HPP (part 2). *Hydraulic Engineering*. 2013; 5:32-40. (rus.).

22. Zuikov A.L. *Hydraulics. Vol. 1. Fundamentals of fluid mechanics*. Moscow, Publishing house MISI – MGSU, 2019; 544. (rus.).

23. Abramovich G.N. *Applied gas dynamics*. Moscow, State publishing house of technical and theoretical literature, 1953; 736. (rus.).

24. Abramovich G.N. *Theory of turbulent jets*. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960; 715. (rus.).

25. Chigier N.A., Chervinsky A. Experimental investigation of swirling vortex motion in jets. *Journal of Applied Mechanics*. 1967; 34(2):443-451. DOI: 10.1115/1.3607703

26. Beér J.M., Chigier N.A. *Combustion aerodynamics*. New York, Halsted Press Division, Wiley, 1972; 264.

27. Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N. *Swirl Flows*. England, Abacus Press, Tunbridge Wells, 1984; 475.

28. Zuikov A.L. *Hydrodynamics of circulation currents*. Moscow, ASV Publishing House, 2010; 216. (rus.).

Received March 22, 2022.

Adopted in revised form on April 4, 2023.

Approved for publication on May 5, 2023.

Bionotes: **Andrey L. Zuykov** — Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Hydraulics and Hydraulic Engineering; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; ID RSCI: 569091, Scopus: 6603349753, ResearcherID: B-9751-2016, ORCID: 0000-0003-1468-3335; ZuykovAL@mgsu.ru.