

5. Определение расчетных гидрологических характеристик П 1-98 к СниП 2.01.14-83. – Минск: Издательство Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2000. – 174 с.

6. Клибашев, К.П. Гидрологические расчеты / К.П. Клибашев, И.Ф. Горошков. – Л.: Гидрометеиздат, 1970. – 460 с.

7. Булавко, А.Г. Определение расчетного испарения с водохранилищ Белоруссии. НТИ «Мелиорация и водное хозяйство» – Мн.: Ураджай, 1979. – № 8. – С. 16–19.

8. Справочник по гидравлическим расчетам / Под редакцией П.Г. Киселева. – Изд. 4, переработанное и дополненное. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.

УДК 621-224-225.14

ВХОДНЫЕ И ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА ПРИ ВЫХОДЕ ИЗ ДИФFUЗОРА

Громик Н.В., Водчиц Н.Н., Стельмашук С.С.

Учреждение образования «Брестский государственный технический университет», г. Брест, Республика Беларусь vig_bstu@tut.by

This article describes the input and output characteristics of hydraulic circular cylindrical diffuser at the exit from the network.

Введение

При проектировании проточных трактов гидроэнергетических установок используются диффузоры в качестве отсасывающих труб гидротурбин, компоненты блока насосной станции с осевым насосом с камерным отводом, переходные участки. Выбор того или иного диффузора с положительными гидравлическими характеристиками требует проведения экспериментальных исследований, так как теоретически невозможно их рассчитать из-за сложности течения потока в диффузоре.

Результаты исследования

Для перехода от меньшего сечения трубы к большему (преобразование кинетической энергии потока в энергию давления) с минимальными потерями полного давления устанавливается плавно расширяющийся участок – диффузор. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения до определенных пределов падает, общий коэффициент сопротивления диффузора становится меньшим, чем для той же длины участка трубы постоянного сечения с площадью, равной начальной площади сечения диффузора.

Начиная с некоторого угла расширения диффузора заданной длины, дальнейшее увеличение этого угла значительно повышает коэффициент сопротивления, так что он становится во много раз больше, чем для прямой трубы. Это происходит из-за усиливающимся турбулентным перемешиванием потока, отрывом пограничного слоя от стенок диффузора и связанным с этим

сильным вихреобразованием. Согласно уравнению Бернулли, с увеличением скорости возрастает положительный градиент давления вдоль диффузора, и пограничный слой отрывается.

Начало отрыва в диффузоре зависит как от его геометрических параметров, так и от режима течения (числа Рейнальдса и Маха) и состояния потока на входе.

Анализируя вышеизложенное, можно сказать, что сопротивление диффузора зависит от входных характеристик потока, длины его, угла конусности и условий выхода. Если поток выходит из сети, кинетическая энергия выходящей струи всегда теряется для этой сети, поэтому в общем случае потери выхода складываются из внутренних потерь в выходном участке $\Delta P_{\text{вн}}$ и потерь скоростного (динамического) давления $\Delta P_{\text{ск}}$ струи, выходящей из сети.

$$\Delta P = \Delta P_{\text{вн}} + \Delta P_{\text{ск}} \quad (1)$$

Если сеть заканчивается диффузором, то коэффициент сопротивления выхода, приведенный к скорости в узком сечении, определяется по формуле

$$\zeta_{\text{д}} = \zeta_{\text{вн}} + \zeta_{\text{ск}} \quad (2)$$

Поле скоростей на выходе не бывает равномерным, потому скоростное давление определяется с учетом коэффициента Кориолиса

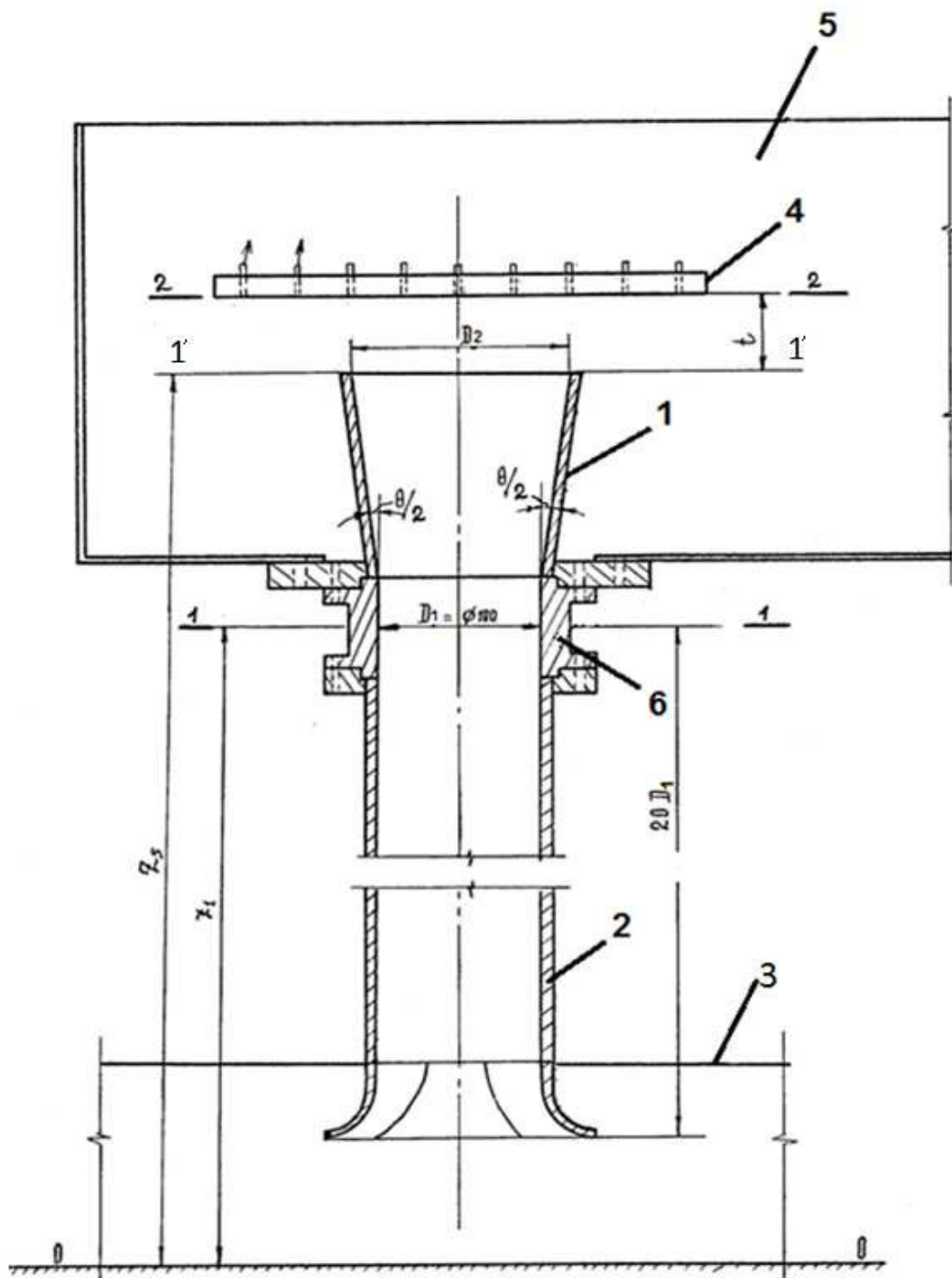
$$\Delta P_{\text{ек}} = \frac{1}{n_1^2} \cdot \alpha, \quad (3)$$

где n_1 – степень расширения выходного участка; $n_1 = \frac{F_2}{F_1}$.

Здесь F_1 и F_2 – соответственно площадь входного и выходного сечений диффузора.

Для определения коэффициента Кориолиса была проведена серия опытов для круглоцилиндрического диффузора с центральным углом конусности $Q=8^\circ$ и относительной длины $\frac{D_2}{D_1}=1,5$ (здесь D_1 – входной диаметра диффузора) со степенью расширения $n_1=1,45$ и $D_2=120,5$ мм – выходной диаметр.

Исследование выходных характеристик потока было выполнено на установке, схема которой приведена на рисунке 1. Исследуемый диффузор 1 был установлен вертикально вверх в камере 5 со специально устроенным окном для наблюдения за выходящей струей. Перед входом потока в диффузор установлена калиброванная вставка 6, в которой производились измерения с помощью гидродинамической трубки с тремя отверстиями и лимбом для определения ориентировки вектора осевой скорости. Вода к испытываемой модели подводилась по трубе 2 из оргстекла диаметром $D_1=100$ мм. Вход в трубу из напорного бока 3 в трубу с закругленными кромками. Удельная энергия потока определялась в сечениях 1-1 и 1'-1'.



1 – диффузор; 2 – подводящая труба; 3 – подводящий бак; 4 – экран с пьезометрами;
 5 – отводящая камера; 6 – калиброванное отверстие $D_1=100$ мм;
 1-1 и 2-2 – сечения, в которых производятся измерения

Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

Выходящая струя из диффузора в атмосферу фотографировалась, а затем с помощью компьютера обрабатывалась. Фотографии ретушировались и на рисунке 2 представлены оцифрованными. Нужно отметить, что при выходе потока в атмосферу струя непрерывно изменяла контуры, периодически повторяя их. Непостоянство истечения приводило к вибрации всей установки, и требовалось дополнительное гашение энергии в баке для устранения вибрации. Это объясняется поочередным отрывом потока от стенок диффузора.

Опыты проводились при различных числах Рейнольдса. Они колебались в пределах от $Re=1,5 \cdot 10^5$ до $Re=3,0 \cdot 10^5$.

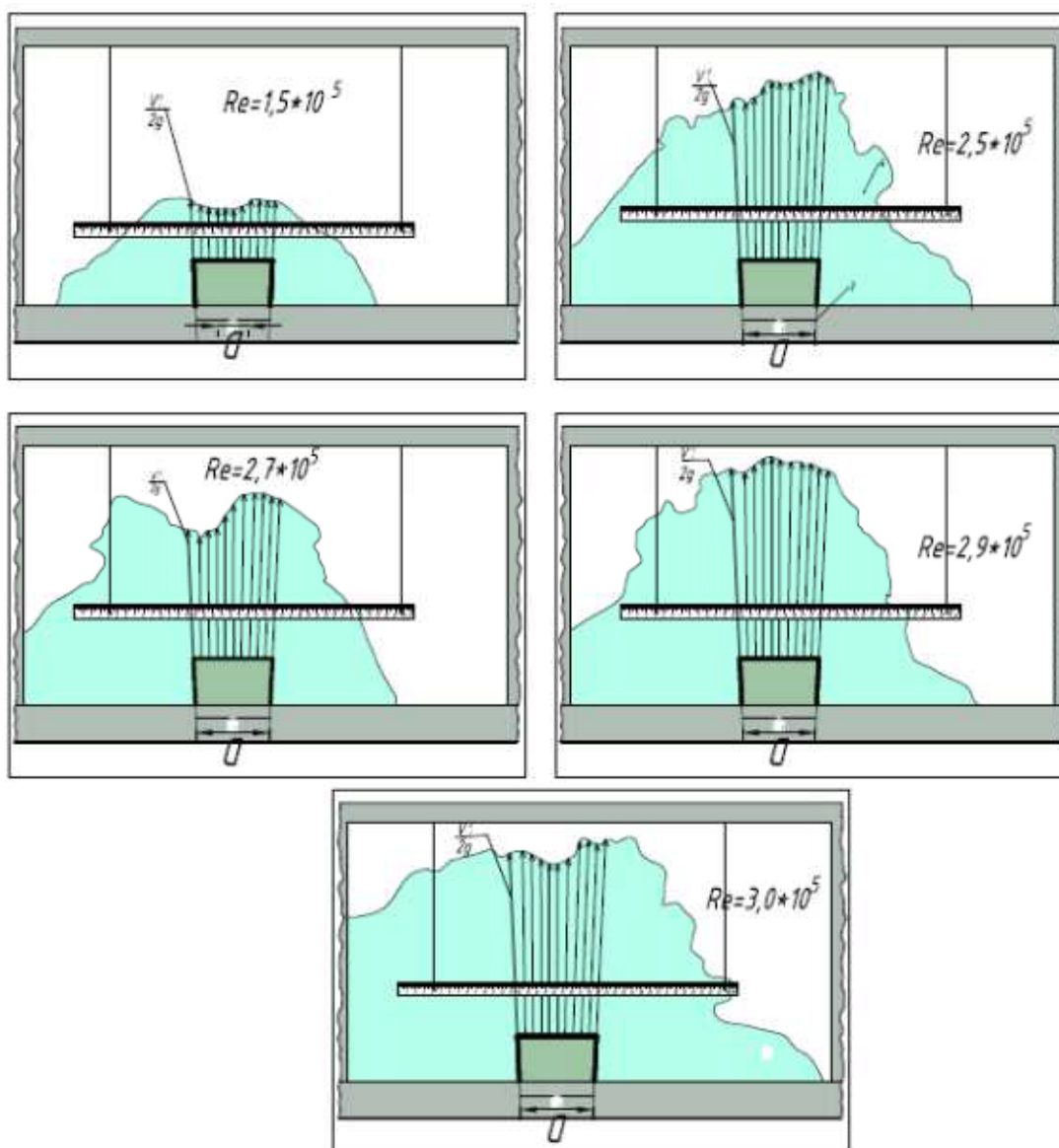


Рисунок 2 – Поток выходящий из диффузора в атмосферу без экрана

Как видно из рисунка 2, струя имеет различную форму. Обработанные параметры струи позволили определить коэффициент Кориолиса. Величина скоростного напора в различных точках сечения определена графическим способом с учетом искажения масштаба. Для этого в отводящую камеру помещена масштабная линейка. Результаты расчетов показали, что коэффициент Кориолиса значителен и колеблется от $\alpha=1,18$ до $\alpha=1,28$, хотя режим истечения находится в квадратичной области сопротивления.

Как было установлено [1,2], установка экрана на выходе из диффузора способствует уменьшению потерь. Существует оптимальное расстояние расположения экрана от выходного сечения, при котором потери минимальны. Экран за диффузором создает подпор, заставляющий поток растекаться по сечению, что, очевидно, приводит к уменьшению области отрыва потока, а следовательно, к более эффективному его растеканию. При этом уменьшаются как потери внутри диффузора, так и потери скоростного давления на выходе.

Проведенные исследования показывают, что установка экрана значительно выравнивает эпюру скоростей. На рисунке 3 а представлена эпюра при выходе потока на экран в атмосферу без затопления выхода из диффузора. Относительное расстояние от экрана до выходного сечения составляет $\frac{t}{D_1} = 0,2$, число Рейнольдса $1,8 \cdot 10^5$.

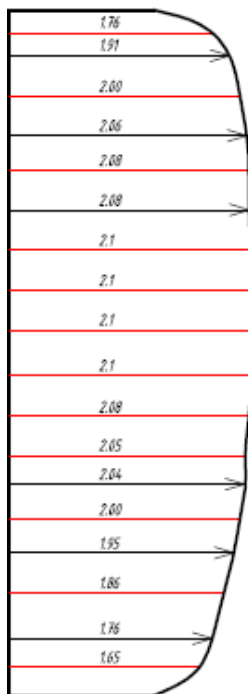


Рисунок 3 а – Эпюры скоростей на выходе из диффузора при $t=20$; $Re=2.8 \cdot 10^5$

Как видно из рисунка 3 а, эпюра резко изменяет свою форму и становится более равномерной по сравнению с эпюрой без экрана. Коэффициент Кориолиса колеблется в пределах $\alpha = 1,015-1,02$.

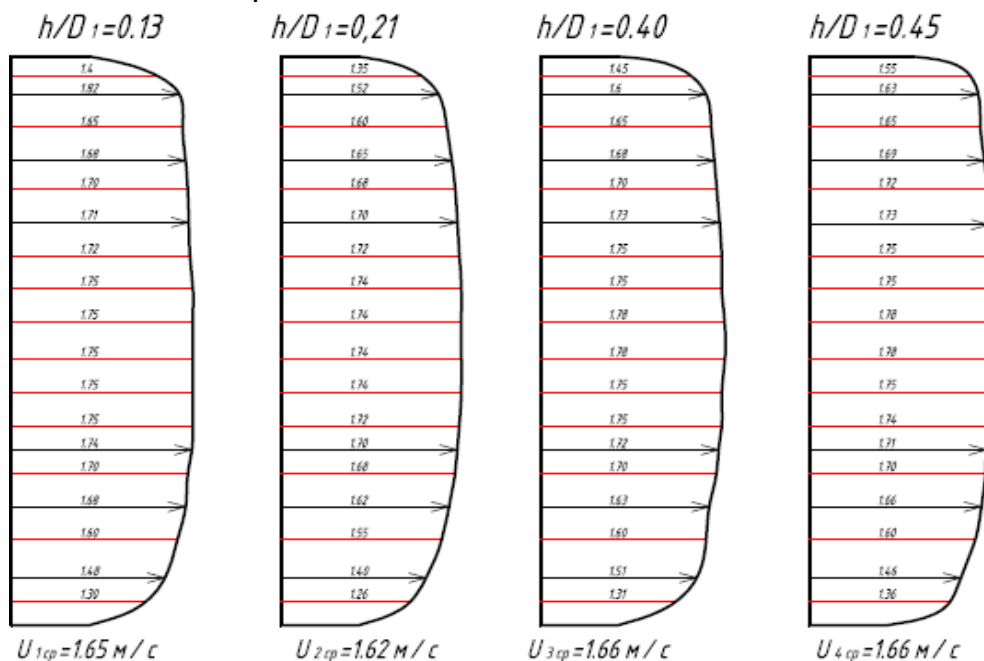


Рисунок 3б – Эпюры скоростей при выходе потока из диффузора на экран при относительном расстоянии $t=0,2$ и различном подтоплении

Учитывая, что диффузоры, используемые в гидроагрегатах, имеют подтопление выходного сечения, будь то труба гидротурбины или осевого насоса с камерным отводом [1], была проведена серия опытов с подтопленным истечением. На рисунке 3б приведены эпюры скоростей на выходе из диффузора на экран с учетом подтопления различной величины. Анализ показывает, что увеличение глубины подтопления выравнивает профиль скоростей и α снижается от $\alpha = 1,02$ при $h/D_1 = 0,13$ до $\alpha = 1,01$ при $h/D_1 = 0,45$ и $Re = 1,9 \cdot 10^5$.

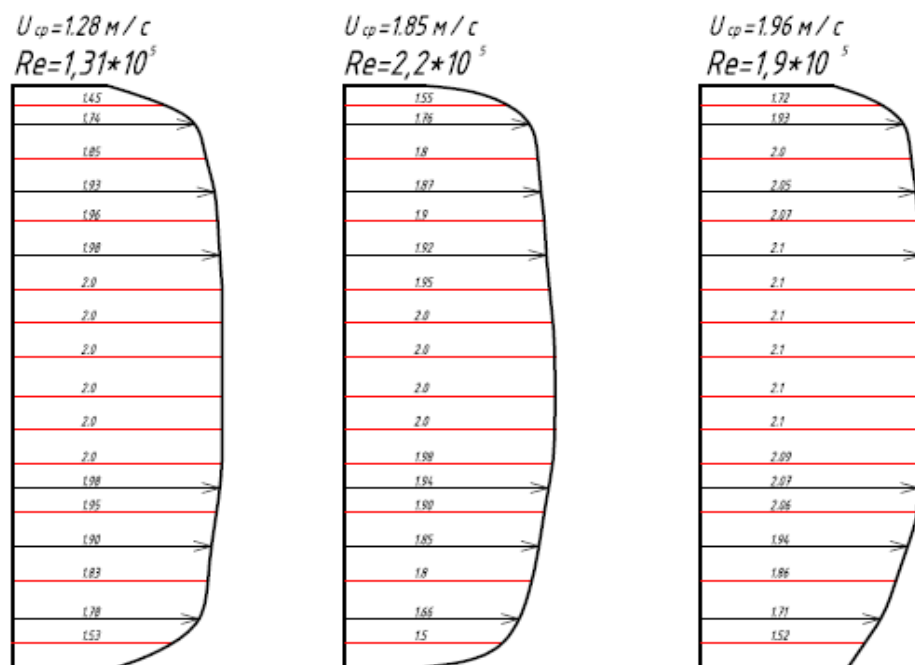


Рисунок 4 – Эпюры скоростей на выходе из диффузора на экран при $t=0,2$ и $h/D_1=0,5$ при различных Re

На рисунке 4 представлены эпюры скоростей при выходе из диффузора на экран при различных Re и $h/D_1 = 0,5$. Профиль эпюр практически не изменяется.

Анализируя результаты выходных характеристик из диффузора, можно утверждать, что экран «выравнивает» эпюру выходных скоростей, тем самым уменьшая потери скоростного давления $\Delta p_{ск}$, так как коэффициент Кориолиса уменьшается с $\alpha = (1,18 \div 1,28)$ до $\alpha = 1,015 \div 1,02$ в автомобильной области сопротивления. Подтопление выходного сечения также положительно влияет на величину коэффициента Кориолиса и в проведенных опытах для диффузора с $\theta = 8^\circ$ и $n = 1,45$ уменьшается на $\alpha = (0,5 - 1,2)\%$. В конечном итоге можно сказать, что общий коэффициент гидравлических потерь будет уменьшаться, что немаловажно при устройстве отсасывающих труб гидротурбин и компоновки проточной части низконапорной насосной станции с осевым насосом и камерным отводом воды.

Как отмечалось ранее, на величину коэффициента сопротивления ζ_g влияют и входные характеристики потока. При проведении опытов измерялись входные характеристики потока, пьезометрическое и динамическое давления, а также направление осевого потока. Подводящая труба была выполнена из оргстекла (рисунок 1) и имела длину более $20 D_1$. Результаты показали, что практически при всех режимах вектор скорости соответствовал направлению оси трубы, а распределение скоростей по живому сечению было равномерным и устойчивым.

Известно, что поток, выходящий после выправляющего аппарата турбины и направляющего аппарата осевого насоса, имеет некоторую умеренную закрутку

ку. Поэтому для создания такой закрутки на входе в трубу 2 были установлены специальные лопасти, которые позволили «закрутить» поток на 3° и $13^\circ 30'$ соответственно для диффузора с углом конусности $\theta = 8^\circ$ и $\theta = 16^\circ$.

Угол закрутки потока определяется как (рисунок 5)

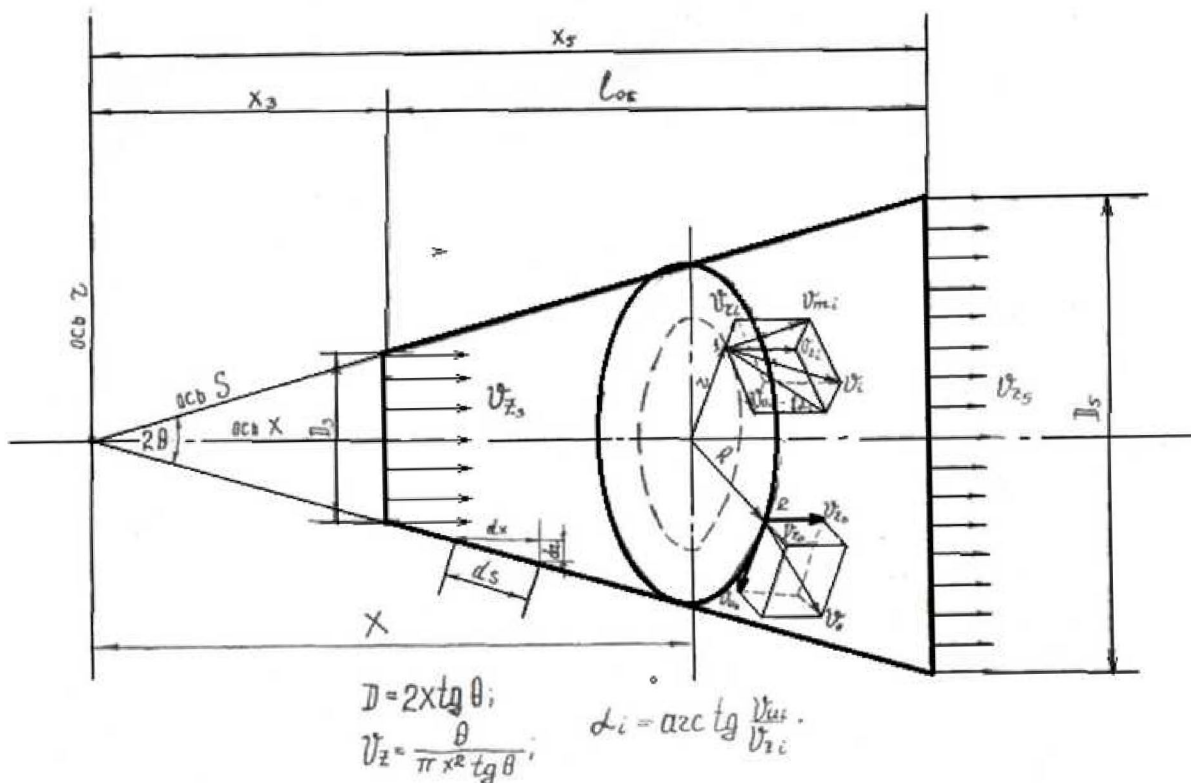
$$\alpha = \arctg \left(\frac{v}{v_z} \right), \quad (4)$$

где v_u и v_z – окружная и осевая составляющие полной скорости (рис. 5).

Средневзвешенный угол закрутки

$$\alpha_{cp} = \frac{\sum \alpha_i}{N}, \quad (5)$$

где N – число равновеликих колец, на которое разбито сечение. Характеристики измерялись в центре кольца. Число колец – 12.



- 1 – скорости в пространственной точке потока;
 2 – скорости вблизи стенки диффузора

Рисунок 5 – Схема к определению угла закрутки потока в круглом диффузоре

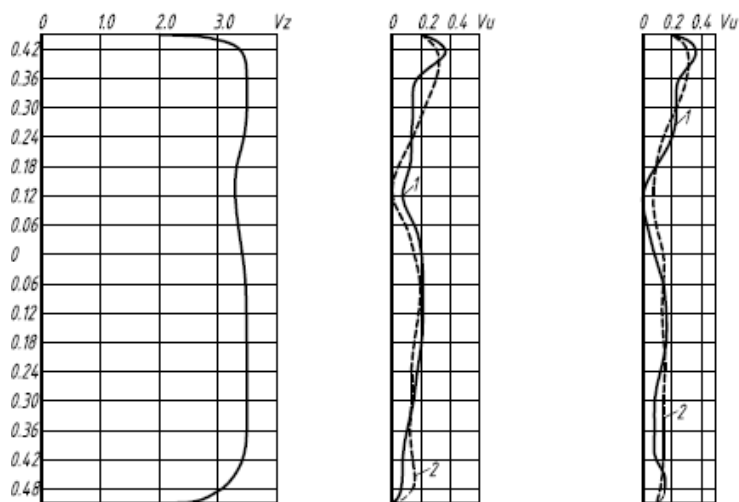
По результатам исследований построены эпюры скоростей (рисунок 6). Для диффузора $\theta = 16^\circ$ и $n = 3,34$ при угле закрутки потока $13^\circ 40'$ эпюра осевых скоростей v_z имеет двояко выпуклую форму 1, подтверждая, что поток прижимается к стенке и на оси скорость уменьшается. При установке экрана на выходе из диффузора кривая 2 изменяется незначительно. Для модели диффузора с углом $\theta = 8^\circ$ $n = 1,45$ и углом закрутки $\alpha = 3^\circ$ выпуклость профиля

скоростей V_z значительно меньше. Установка экрана при выходе в атмосферу не влияет на распределение скоростей (схема а).

Величина окружной скорости для обеих моделей диффузора при установке экрана и подтоплении выхода меняется так же незначительно (схема в и с).

Модель I

$$Q=8^\circ; n=1.45; \alpha_{зак}=3^\circ$$



а)

б)

в)

1 - $t/d=0.6$;

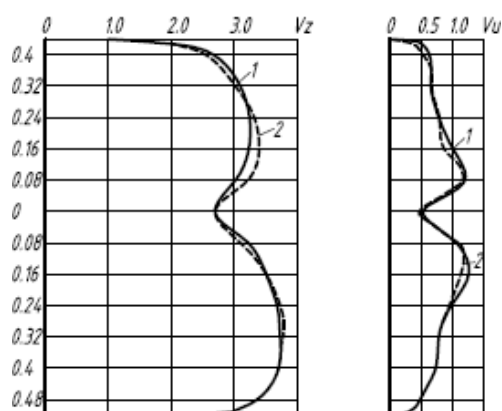
2 - $t/d=1.0$.

1 - $t/d=0.6$; $h/d=0.9$;

2 - $t/d=0.6$; $h/d=4.12$.

Модель IV

$$Q=16^\circ; n=3.34; \alpha_{зак}=13^\circ 40'$$



1- выход в атмосферу;

2- выход на экран.

$$Re=2.7 \cdot 10^5$$

а) выход в атмосферу; б) выход на экран; в) выход на экран при подтоплении

Рисунок 6 – Эпюры скоростей закрученного потока на входе в диффузор

Заключение

По результатам опытов можно сказать, что умеренная закрутка потока во входном сечении диффузора приводит к переформированию структуры течения, при котором скорости потока на оси несколько уменьшаются, а на периферии возрастают, за счет этого значения коэффициента Кориолиса снижаются. За счет закрутки в выходном сечении диффузора происходят такие изменения потока, которые в случае осевого потока происходят за счет подпора выходного сечения экраном, а следовательно, изменение величины коэффициента Кориолиса в сторону уменьшения будет меньше. Однако совместное действие экрана и закрученного потока должно уменьшить этот коэффициент.

Список литературы

1. Карелин, В.Я. Гидравлические характеристики прямоосных конических диффузоров / В.Я.Карелин, Н.В.Громик, В.В.Волшаник // Гидротехническое строительство. – М., 1987. – №3. – С. 31–35.
2. Громик, Н.В. Применение диффузоров при строительстве малых ГЭС / Н.В. Громик, Н.Н. Водчиц, С.С. Стельмашук // Вестник государственного технического университета. – 2013. – № 2: Водохозяйственное строительство и теплоэнергетика. – С. 23–27.

УДК 556.182 (476)

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РОДНИКОВ БРЕСТСКОЙ ОБЛАСТИ

Грядунова О.И.

Учреждение образования «Брестский государственный университет имени А.С. Пушкина», г. Брест, Республика Беларусь, gryadunova@mail.ru

The article considers the conditions of forming the sources, classifications springs and modern state of the springs and the surrounding areas.

Введение

Родники как выходы подземных вод на поверхность являются уникальными естественными водоемами. Они имеют большое значение в питании поверхностных водоемов, поддержании водного баланса и сохранении стабильности окружающих их сообществ. Родники населены уникальной флорой и фауной – одним из важнейших компонентов биологического разнообразия водоемов Беларуси. Некоторые из них представляют собой единственные в своем роде природные объекты.

Родники имеют и практический интерес. Холодные (криницы) издавна служат местными источниками питьевой воды, которая во многих случаях обладает высокими вкусовыми и лечебными свойствами. Их питание осуществляется за счет более глубоких водоносных горизонтов (свыше 10–20 м), куда загрязняющие вещества с поверхности практически не проникают. Родники являются