

УДК 626.83.004.1

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

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА ОСЕВОГО НАСОСА КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Совершенствование проточного тракта осевого насоса крупных насосных станций. Водохозяйственные комплексы региона и всей страны не могут обходиться без насосных станций, подающих воду для тех или иных целей. Насосные станции, перекачивающие большое количество воды, являются сложными гидротехническими узлами, насыщенными различными энергетическими устройствами, которые, в свою очередь, требуют больших финансовых затрат, как на потребление электрической энергии, так и на большой объем железобетонных работ. Поэтому любое уменьшение затрат является эффективным и заслуживающим внимания.

Насосные станции мелиоративных систем служат для различных целей. Так, для осушительных систем они сбрасывают воду с осушаемой территории и имеют незначительный напор, но большие расходы. Для оросительных систем подачи насосных станций незначительные, но напоры большие.

Осушительные насосные станции работают сезонно, особенно большие сбросы, можно сказать мгновенные, наблюдаются в весенние паводки и в периоды стихийных бедствий, когда происходит затопление не только сельскохозяйственных угодий, но и населенных пунктов. Особенно это актуально в последние годы, когда паводковые воды затопливают огромные территории, на которых большое количество населенных пунктов, сельскохозяйственных угодий и др. В это время должны сбрасываться огромные массы воды, а, следовательно, нужны насосы с большой единичной подачей. Напоры, как правило, в этих случаях незначительны и, поэтому, такие станции компонуются осевыми насосами, отвечающими требованиям большого расхода и небольших напоров.

Исследования, проводимые различными учеными, научными коллективами, посвящены как созданию экономически эффективных конструкций насосных агрегатов, так и различных компоновок блоков насосных станций.

Анализ существующих типов компоновки блока крупных насосных станций. Тип и конструкция здания насосной станции в основном зависит от многих факторов. Одним из важнейших является тип и конструкция насоса.

У всех вертикальных насосов отвод воды осуществляется через колено под углом 60° к оси вала и под углом 90° (так называемый малогабаритный). Подача этих насосов составляет от $0,072$ м³/с до $42,0$ м³/с, напором от $2,5$ м до 26 м.

Здания крупных насосных станций обычно «блочного» типа. В основании здания находится бетонный

(армированный) блок (рис. 1), а в нем расположена водоподводящая труба, которая имеет криволинейную ось и переменное сечение от прямоугольного до круглого у входного патрубка насоса. В настоящее время форму трубы и условия сопряжения ее с входным патрубком насоса указывают в установочном чертеже насоса, поставляемого заводом-изготовителем. Иногда для того, чтобы уменьшить высоту водозаборного сооружения, всасывающую трубу выполняют наклонной к горизонту до 15° (рис. 2). Однако в этом случае ухудшается подвод воды к рабочему колесу, что в свою очередь ведет к неравномерной работе насоса. Всасывающая труба существенно влияет на размер блока, поэтому, чтобы уменьшить его размеры, всасывающую трубу «выносят» в водозаборное сооружение (рис. 3). Сам насос замоноличивают в бетон, оставляя лишь проемы для эксплуатационных и ремонтных работ. Такая установка насоса производится при диаметре рабочего колеса более 2-х метров.

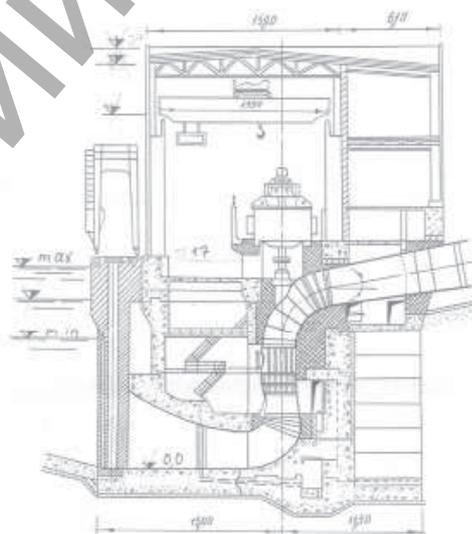


Рисунок 1. Поперечный разрез зданий крупной насосной станции «блочного типа»

На рис. 3 представлен поперечный разрез одной из уникальных оросительных насосных станций (Каршинская оросительная система) с установленной подачей до 240 м³/с (шесть насосных агрегатов ОПВ-260 с двигателем мощностью 12500 кВт каждый). Высота здания станции около 37 м, высота насоса (от днища подводящей трубы до фланца вала) около 17 м. Известно, что для

Громик Николай Васильевич, доцент кафедры сельскохозяйственных гидротехнических мелиораций Брестского государственного технического университета.

Водчиц Николай Николаевич, к.т.н., доцент, доцент кафедры природообустройства Брестского государственного технического университета.

Стельмашук Степан Степанович, к.т.н., доцент, доцент кафедры природообустройства Брестского государственного технического университета.

Базенков Тимофей Николаевич, к.т.н., доцент, профессор кафедры начертательной геометрии и инженерной графики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267

насосных станций с вертикальными осевыми насосами имеет место значительного увеличения строительных размеров блока насосной станции с увеличением диаметра рабочего колеса.

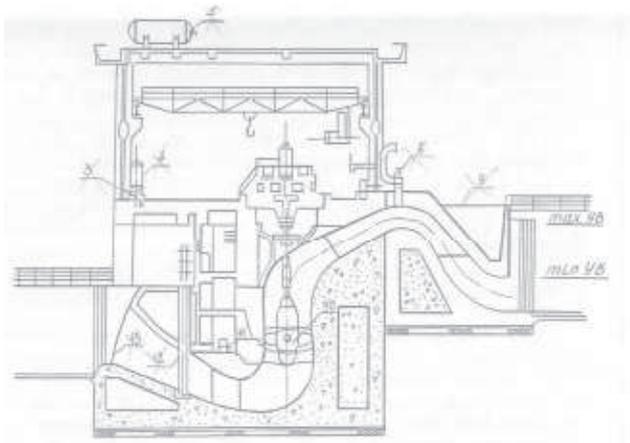


Рисунок 2. Насосная станция с наклонной всасывающей трубой

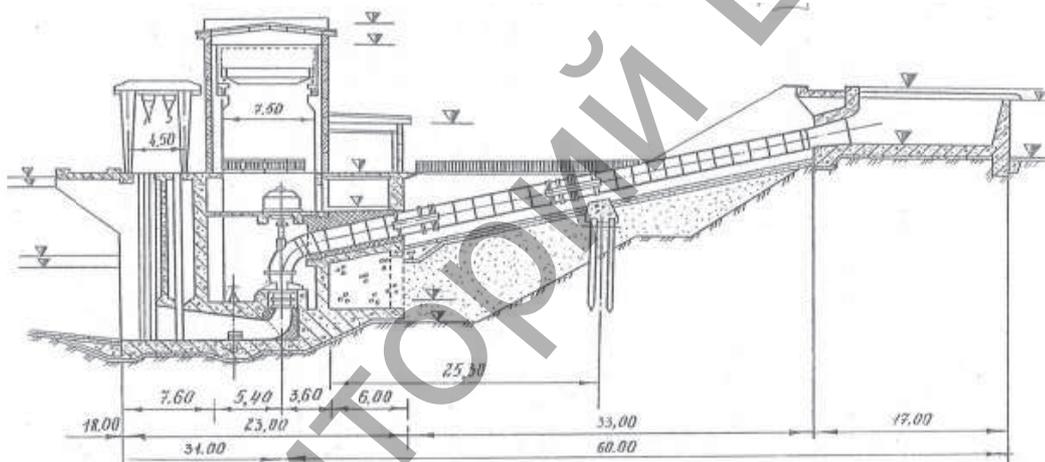


Рисунок 3. Продольный разрез по узлу сооружений крупной насосной станции с осевыми ОПВ-260

Она позволяет уменьшить габариты здания насосной станции, а, следовательно, и ее стоимость. Кроме того, повышаются энергетические показатели на (2...4)%. Однако эксплуатация таких агрегатов весьма затруднена, требуются специальные электродвигатели, способные работать в условиях некоторых перегрузок, защищенные от проникновения влаги, оборудованные специальной вентиляцией, имеющие небольшие габаритные размеры. Вся конструкция металлоемка.

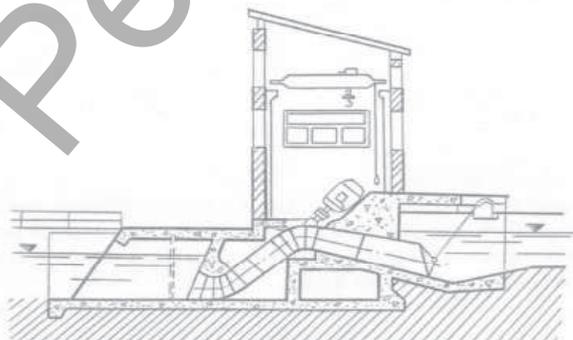


Рисунок 4. Насосная станция с наклонным расположением насоса

В зарубежной практике строительства насосных станций применяется наклонное расположение насоса (рис. 4) – такое расположение насоса применяют при неудовлетворительных условиях забора. И хотя в этом случае из-за уменьшения углов отводов уменьшаются гидравлические потери, упрощаются и удешевляются строительные конструкции, например, опорная плита, но этот вариант расположения насоса не является лучшим из-за неравномерности скоростей воды при входе на рабочее колесо. Кроме этого, необходимы специальные подшипники. В отечественном строительстве насосных станций наклонное расположение осевых насосов не нашло распространения.

Увеличением единичной производительности агрегатов и соответственно диаметра рабочего колеса насоса до 4–6 м целесообразно применять капсульные агрегаты, так как они более компактны, более высокий к. п. д., их применение сокращает габариты здания, в том числе длину на 20% позволяет поднять подошву здания, уменьшить объем железобетона по зданию насосной станции на 15%. Эта компоновка блока насосной станции с горизонтальными капсульными агрегатами эффективна для крупных насо-

На рис. 5 представлена конструкция насосной станции САНГО (Япония) на реке Никогава, которая предназначена для сброса паводковых вод из реки Эдогава в реку Накогава. Водопроводящим и водоотводящим сооружением является канал. На данной насосной станции установлены диагональные насосы: три насоса с подачей $Q = 50$ м³/с каждый, один насос — с $Q = 30$ м³/с и один с $Q = 20$ м³/с. Эта насосная станция имеет напор от 0 до 9 м, т. е. большие колебания в реке, в связи с этим приняты диагональные насосы. Для целей уменьшения высоты подземной части здания насосной станции корпус насоса выполнен в виде спирали. Этот насос полностью вмонтируется в бетон, а также из бетона выполняется всасывающая труба и напорный водовод. Кроме того, части или отдельные элементы установки, в которых важное значение имеет точность размеров, а также элементы, отличающиеся изогнутыми формами или вообще внешне по форме сложны, выполнены из листовой стали толщиной 12 мм; конструктивно листовая сталь замоноличивается в бетон и образует трубопроводы и кожух насоса. Этим добиваются точности форм проточной части, а также защиты внутренней поверхности

от потоков воды до начала и после эксплуатации. Сама спираль двояна, т. е. имеет двойной спиральный корпус, поскольку площадь поверхности спирали очень большая, то корпус разделяется на две части. Вместе с повышением жесткости бетонного основания с перемычками в качестве опорных стенок уравниваются радиальные усилия, действующие на лопасти рабочего колеса, кроме этого, уменьшается толщина плиты в качестве опорной стенки наружной бетонной плиты.

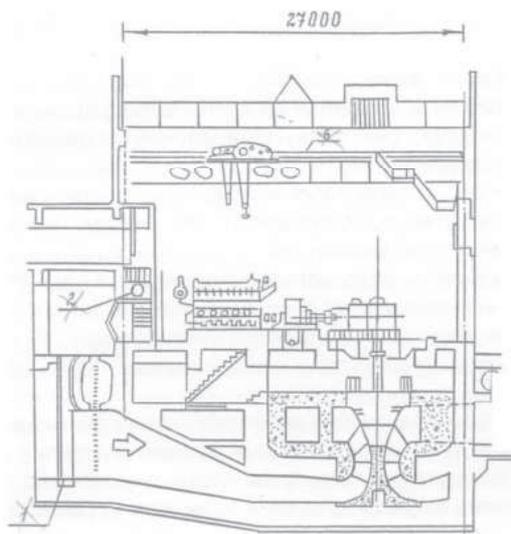


Рисунок 5. Насосная станция САНГО на реке Никогова (Япония)

Анализируя вышесказанное, можно сделать выводы:

1. При проектировании насосных станций большой подачи используется три типа компоновки блока (напором до 20 м):

- осевым поворотным-лопастным насосом с вертикальным валом и осевым отводом;
- капсульным гидроагрегатом;
- осевым, поворотным-лопастным насосом диагонального отвода со спиральной камерой.

2. Намечена тенденция к укрупнению единичной мощности агрегатов и увеличения диаметра рабочего колеса D_1 до 10,3 м с целью уменьшения строительных размеров самой дорогой подземной части здания насосной станции.

3. С увеличением диаметра рабочего колеса D_1 энергетические показатели насоса возрастают примерно на 3% (при увеличении D_1 от 2,6 м до 10,3 м).

4. Указанные компоновки имеют свои недостатки: при компоновке осевым поворотным-лопастными насосами с осевым отводом с $D_1 = 2,6$ м нецелесообразно из-за больших габаритных размеров здания станции; применение капсульного агрегата усложняет эксплуатацию насосной станции. Имеются трудности в изготовлении малогабаритных двигателей. Капсула должна иметь двойную оболочку, между стенками которой устраиваются вентиляционные каналы. Поэтому она металлоемка; осевой насос диагональным отводом и спиральной камерой имеет низший к.п.д. из-за увеличения гидравлических потерь в отводе. Целесообразность его применения для напором более 10 м.

Возможности компоновки блока насосной станции осевыми насосами с камерным отводом. Такая

компоновка блока насосной станции вертикальными насосами с камерным отводом сохраняет отработанную технологию монтажа насоса, кроме того, налаженное серийное производство вертикальных насосов не требует значительного переустройства технологических процессов при изготовлении насосов с $D_1 > 2,6$ м. Эксплуатация такой насосной станции гораздо проще по сравнению с компоновкой капсульными агрегатами.

Для сравнения расхода бетона, идущего на строительство блока насосной станции с различной компоновкой отвода, были проведены предварительные расчеты для четырех случаев: с капсульным агрегатом, с наклонным агрегатом, со спиральным отводом и с камерным отводом. Расчет проведен для насосов с диаметром рабочего колеса 5,0 м. Объем бетона определялся по внешнему обмеру блока и составил: для капсульного агрегата — 63 м³; для наклонного агрегата — 68 м³; для агрегата со спиральным отводом — 80 м³; для насоса с камерным отводом — 65 м³.

Из полученных результатов видно, что объем бетона при камерной компоновке несколько больше, чем при капсульной, однако меньше, чем при агрегате со спиральным отводом и, естественно, при традиционной вертикальной. Поэтому и с учетом того, что эксплуатация насосной станции, оборудованной насосами с камерным отводом, гораздо проще по сравнению с капсульной, и рекомендуется применение компоновки насосной станции с камерным отводом (рис. 6).

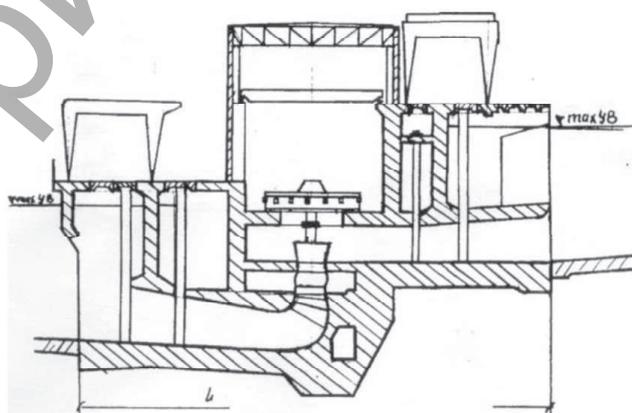


Рисунок 6. Насосная станция с осевым насосом с камерным отводом

Такая компоновка в корне меняет водопроводящий тракт вертикального насоса и соответственно к.п.д. отвода, который в свою очередь влияет на к.п.д. насоса.

Преобразование кинетической энергии потока после колеса в давление осуществляется в отводе, который в выпускаемых серийно осевых насосах состоит из направляющего аппарата и диффузора с колесом. В направляющем аппарате преобразуется в давление большая часть скоростного напора окружной составляющей скорости, а также и некоторая часть осевой скорости благодаря конусу внешней и внутренней стенок. В диффузоре после направляющего аппарата преобразуется в давление большая часть скоростного напора осевой составляющей скорости, а также и некоторая часть окружной скорости, оставшейся после направляющего аппарата.

Относительно большая величина скоростного напора после колеса в быстроходных насосах и расширение потока в отводе обуславливают значительные гидравлические потери. Поэтому для повышения эффективности осевого насоса форма отвода и его размеры должны быть такими, при которых гидравлические потери наименьшие в рекомендуемом режиме работы насоса.

Известно, что длина диффузора перед коленом должна составлять $l = 1,4D_3$, так как изменения длины диффузора в пределах $l = (1,5 \dots 2,7) D_1$ (здесь D_1 — диаметр рабочего колеса) повышает к.п.д. насоса только на 3%, а размеры увеличиваются значительно. Угол расширения диффузора перед коленом в значительной степени влияет на к.п.д. отвода, так изменение угла конусности 2θ от 3° до 6° , коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{отв} = 0,25 \dots 0,35$, к.п.д. отвода снижается при этом на (10...13)%. Наблюдается линейный характер изменения $\zeta_{отв}$ от угла θ . В применяемых насосных установках $\zeta_{отв} = 0,75 \dots 0,65$. Рекомендуемый угол конусности перед коленом должен составлять $2\theta = 8^\circ$.

При камерном отводе (рис. 6) колено в отводе насоса отсутствует и поток из диффузора выходит в камеру аналогично выходу потока из прямоосной отсасывающей трубы. В обоих случаях кинетическая энергия потока после рабочего колеса должна быть преобразована в потенциальную, для отсасывающей трубы создаётся дополнительное разрежение под колесом, чем обеспечивается повышение ее к.п.д. Для насоса величина преобразования скоростного напора зависит от назначения насоса. В большинстве случаев определяющей служит экономически наиболее выгодная скорость потока в водоводе, а также тип и размер насоса. Обычно десятикратное снижение скоростного напора в отводе вполне достаточно для практических целей.

Анализ камерного отвода позволяет констатировать:

1. Применение камерного отвода существенно меняет проточный тракт водовыпуска насосной станции. Нет необходимости устройства напорного трубопровода. Расход бетона при такой компоновке значительно меньше, чем при традиционной с колечатым отводом при существующей тенденции укрупнения единичной мощности насосных агрегатов.

2. Эксплуатация насосной станции при такой компоновке проще, чем при капсульных агрегатов, требующих особых условий. Это специальные капсулы для привода насоса, сложности пуска и остановки.

3. Аналогичность выхода потока в качественном

отношении потоку прямоосной отсасывающей трубы позволяет применить методики расчета отсасывающих камер турбинных блоков для расчета отводящих камер насосной станции с осевым насосом.

4. Гидравлические характеристики потока за рабочим колесом при входе в отвод в значительной степени влияют на к.п.д. отвода. Аналогично отсасывающей трубе задачей отвода насоса является максимальное восстановление кинетической энергии входящего в отвод потока при минимальных гидравлических потерях.

5. Изменение режимов работы насоса во всех случаях сопровождается изменением характеристик потока после колеса, что в свою очередь сказывается на к.п.д. всего агрегата. Поэтому определение оптимальных размеров выходного диффузора, который соответствовал бы минимальным гидравлическим потерям при различных режимах работы, является главной задачей.

Как было указано в работе [1], диффузор, установленный на выходе из сети, имеет оптимальные величины коэффициента гидравлических потерь при соответствующих значениях расположения экрана от выходного сечения. Для определения влияния других факторов на коэффициент гидравлического трения ζ . Проводились исследования в специальной камере при различных значениях параметров этой камеры.

Отводящая камера, исследовавшаяся в настоящей работе, была выполнена прямоугольной, т. е. имела форму, наиболее отвечающую требованиям снижения ее стоимости и сроков строительства. Истечение потока из диффузоров происходило на верхнюю крышку камеры в условиях подтопления выходного сечения диффузора на глубину $h / D_1 = 5$. Выход потока был свободен со стороны нижнего бьефа, с трех других сторон поток был ограничен боковыми и торцевой стенкой.

Результаты экспериментальных исследований в виде коэффициента гидравлического сопротивления диффузоров при истечении в камеру приведены в табл. 1. На рис. 7 эти результаты представлены в виде графиков $\zeta = f(W / W_p)$, где W — объем испытанных камер; W_p — объем камеры, имеющей рекомендуемые в настоящее время размеры для камерных отводов отсасывающих труб гидротурбин, в частности, $B = 4,0 D_1$, $C = 2,9 D_1$.

Анализируя приведенные данные, можно заключить, что размеры камеры оказывают существенное влияние на коэффициент гидравлического сопротивления. Наиболее резкое увеличение этого коэффициента про-

Таблица 1. Параметры отводящей камеры

Модель диффузора	Размеры камеры в долях D_1		Коэффициент сопротивления	
	B	C	при $t = 0,6D_1$	при $t = 0,8D_1$
I $L / D_1 = 1,5$	5,0	2,9	0,465	0,412
	3,2	2,9	0,465	0,402
	2,2	2,9	-	0,400
	3,2	1,7	-	0,424
	2,2	1,7	-	0,467
IV $L / D_1 = 3$	5,0	5,0	2,9	0,437
	3,2	3,2	2,9	0,429
	3,2	3,2	1,7	0,420
	2,2	2,2	1,7	0,530

исходит при сокращении ширины камеры менее $3,2 D_1$ и расстояния до торцевой стенки менее $1,7 D_1$. Однако и увеличение размеров камеры сверх некоторых значений, например, расстояния до торцевой стенки более $2,9 D_1$, приводит к возрастанию значений коэффициента сопротивления, но не такому значительному, как при сокращении размеров камеры.

Характер кривых $\zeta = f(W / W_p)$ оказывается одинаковым для всех испытанных вариантов, отличающихся углом раскрытия конуса и расстоянием от его выходного сечения до потолка камеры, при этом незначительный по протяженности участок этих кривых, лежащий в пределах $W / W_p = (0,5 \div 0,8) D_1$, характеризуется минимальными значениями коэффициента сопротивления. Отводящие камеры, соответствующие по размерам отмеченному диапазону W / W_p , имеют проточный тракт такой формы, что в нем отсутствуют участки с интенсивной диффузорностью и конфузорностью. Наличие участка кривых $\zeta = f(W / W_p)$ с малыми значениями коэффициента сопротивления позволяет рекомендовать для практики отводящие камеры с размерами, лежащими в достаточно узком диапазоне, а именно: $B = (2,9 \div 3,2) D_1$; $C = (1,8 \div 2,0) D_1$; $t = (0,7 \div 0,9) D_1$.

Выводы. Правильный выбор размеров прямоугольной отводящей камеры позволяет добиться заметного снижения значений коэффициента гидравлического сопротивления диффузора с камерным отводом. Существуют камеры таких размеров, при которых коэффициент сопротивления минимален. Для испытанных в настоящей работе диффузоров, применяемых в качестве отводов осевых насосов, рекомендуются прямоугольные камеры следующих размеров (в долях от входного диаметра диффузора): ширина от 2,9 до 3,2; расстояние до торцевой (задней) стенки от 1,8 до 2,0; расстояние от выходного сечения диффузора до потолка (в случае насоса) или дна (в случае турбины) от 0,7 до 0,9.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Карелин, В.Я. Гидравлические характеристики прямоосных конических диффузоров / В.Я. Карелин, Н.В. Громик, В.В. Волшанин // 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 Брестского государственного технического университета. – 2013. – № 2: Водохозяйственное строительство и теплоэнергетика. – С. 23–27.

Материал поступил в редакцию 28.03.17

HROMIK N.V., VODCHYTS N.N., STELMASHUK S.S., BAZENKOV T.N. Improvement of the flowing part of axial pump of large pumping stations

Due to the smaller size of the station unit and better hydraulic properties of the conveyance system, hydraulic power station with vertical turbine pump and chamber drainage system is considered to be economically efficient.

УДК 556.5

А.А. Волчек, О.П. Мешик, Н.Н. Шешко, Т.Н. Базенков

ВОДНЫЙ РЕЖИМ БОЛОТНОГО МАССИВА «ЗВАНЕЦ» И МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЕГО ПРОВОДЯЩЕЙ СЕТИ

Постановка проблемы. В настоящее время одной из основных задач природопользования является оценка влияния антропогенной нагрузки и степени ее воздействия на экосистему. При этом главным требованием к природопользованию является обеспечение нормального функционирования экосистемы, как в целом, так и отдельных ее частей. Сброс сточных вод в природные водные объекты является значительным фактором в антропогенном загрязнении поверхностных и подземных вод. Качество и количество сбрасываемых сточных вод в первую очередь зависят от водоприемника. При этом водоприемник рассматривается в самый критический период, период минимальной водности.

В соответствии с действующими в настоящее время нормативно-техническими документами расчетным является минимальный месячный (минимальный 30-суточный) расход воды в русле 95% обеспеченности. Кроме этого необходимо знать следующие параметры русла водоприемника при расходе воды 95% обеспеченности

минимального среднемесячного расхода: средняя глубина и ширина русла; средняя скорость воды; средняя температура воды за теплый (холодный период) и т. д. В случае наличия длительных гидрологических наблюдений в расчетном створе задача определения вышеперечисленных параметров подробно описана в соответствующей нормативно-технической документации.

В случае отсутствия данных гидрологических наблюдений, согласно требованиям нормативных документов, необходимы натурные исследования [3]. Однако конкретных рекомендаций по их использованию нет, особенно при разовых экспедиционных исследованиях.

Целью настоящего исследования является разработка механизмов управления процессом естественного восстановления водного режима на территории заказника «Званец». В качестве основных причин необходимости управления водным режимом является то, что данная территория со всех сторон граничит со значительно антропогенно-преобразованными ландшафтами. К ним

Шешко Николай Николаевич, к.т.н., доцент, доцент кафедры природообустройства Брестского государственного технического университета.

Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267, e-mail: optimum@tut.by.