

Как видно из рисунка 2, чем больше период сглаживания, тем больше уменьшается амплитуда высокочастотных колебаний и, следовательно, более четко представляется колебание низких частот, ясно виден период уменьшения стабилизации величины испарения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Климат Беларуси / Под ред. В.Ф. Логинова. – Мн.: институт геологических наук АН Беларуси, 1996. – 234 с.
2. Природная среда Беларуси / под ред. В.Ф. Логинова; ИАН Беларуси. Ин-т пробл. Использования природ. ресурсов и экологии: – Мн.: НОООО «БИП-С», 2002. 424 с.
3. Волчек, А.А. Водные ресурсы Брестской области / А.А. Волчек, М.Ю. Калинин. – Минск.: ин-т БГУ, 2002. – 440 с.

УДК 626.83.004.1

Громько О.В.

Научный руководитель: доцент Громик Н.В.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМПОНОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ КРУПНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ВОДОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Тип и конструкция здания насосной станции в основном зависит от способа соединения здания насосной станции с водозаборным сооружением (два отдельных сооружения или одно совмещенное), типа и конструкции насоса, режима водоисточника, характера грунтов и условий залегания грунтовой воды в месте расположения насосной станции и вида строительных материалов для здания насосной.

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 $0,072 \text{ м}^3/\text{с}$ до $42,0 \text{ м}^3/\text{с}$, напором от 2,5 м до 26 м.

Здания крупных насосных станций обычно «блочного» типа. В основании здания находится бетонный (армированный) блок, а в нем расположена водоотводящая 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° . 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. 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.

Увеличением единичной производительности агрегатов и соответственно диаметра рабочего колеса насоса до (4-6) м целесообразно применять капсульные агрегаты, так как они более компактны, у них 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%. Однако на данном этапе капсульные агрегаты с таким диаметром рабочего колеса освоены лишь для ГЭС; а в качестве насосов не используются.

Для большой подачи и малого напора (5-10) м перспективны насосные станции с горизонтальными осевыми насосами, как сооруженные на канале Днепр-Донбасс (насос ОПГ-220Г) с подачей $20 \text{ м}^3/\text{с}$ и с напором (4,7-7,2) м, рис.4).

В зарубежной практике строительства насосных станций применяется наклонное расположение насоса. 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 на входе в рабочее колесо. Кроме этого, необходимы специальные подшипники. В отечественном строительстве насосных станций наклонное расположение осевых насосов не нашло распространения.

Анализируя отечественный и зарубежный опыт, строительство насосных станций с напором до 25 м, как правило, основано на применении осевых насосов с вертикальным расположением вала. Однако с увеличением единичной подачи насоса растут его геометрические размеры, а это влечет за собой увеличение строительной части здания насосной станции. Так, высота блока насосного агрегата при диаметре рабочего колеса $D_1 = 2,6$ м достигает $H_6 > 8D_1$, а здания насосной станции — $H_{зд} > 16D_1$. Кроме этого, уменьшается надежность насоса из-за увеличения длины вала, вызывающей повышенную вибрацию, требуются дополнительные меры по ее снижению. В связи с этим, отечественной промышленностью выпускаются осевые насосы с предельным диаметром рабочего колеса $D_1 = 2,6$ м с подачей до 42 м³/с. Поэтому имеющиеся крупные насосные станции являются многоагрегатными. Так, например, Каховская насосная станция, общая подача которой составляет 530 м³/с, имеет 12 насосов типа ОПВ-260, два ОПВ-185 и два центробежных насоса типа В. Дальнейшее увеличение диаметра рабочего колеса вертикального осевого насоса с коленчатым отводом без принципиального изменения компоновки гидроагрегатного блока насосной станции сопряжено со значительными технологическими трудностями.

Компоновка блока насосной станции осевыми насосами с камерным отводом применена компанией США «Морган Смит», Пенсильвания, в 1957 году. Однако материалов по конструированию и проектированию таких насосных станций не дано, и сообщение носит рекламный характер.

Производя компоновку блока насосной станции вертикальными насосами с камерным отводом, мы сохраняем 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 (рис. 1).

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 традиционном вертикальном. 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. 2).

Такая компоновка в корне меняет водопроводящий тракт 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 в отводе. Поэтому для повышения эффективности осевого насоса форма отвода и его размеры должны быть такими, при которых гидравлические потери наименьшие в рекомендуемом режиме работы насоса.

Проведенные исследовательские работы по изучению отводов осевых насосов показали, что длина диффузора перед коленом должна составлять $l=1,4D_3$, так как изменения длины диффузора в пределах $l=(1,5 \dots 2,7)D_3$ (здесь D_3 — 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 30° до 60° , коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{отв.} = 0,25 \dots 0,35$, к.п.д. отвода снижается при этом на $(10 \dots 13)\%$. 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 $2\theta = 80^\circ$.

При камерном отводе (рис. 1) 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 создается дополнительное разрежение под колесом, чем обеспечивается повышение к.п.д. насоса. 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.

Коэффициент гидравлического сопротивления отвода насоса определяется как гидравлические потери в отводе, отнесенные к скоростному напору от осевой составляющей скорости на входе в отвод

$$\zeta_{отв.} = \frac{\Delta P_{отв.}}{\frac{\rho \cdot v_3^2}{2}}, \quad (1)$$

Для случая с камерным отводом коэффициент полных потерь будет равен:

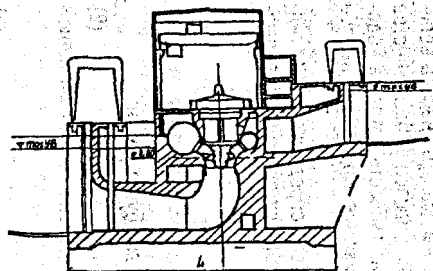
$$\zeta_{отв.}^{полн.} = \zeta_{отв.} + \zeta_{ск}, \quad (2)$$

где $\zeta_{ск}$ — коэффициент гидравлических потерь на выходе, зависящий от выходной скорости из диффузора;

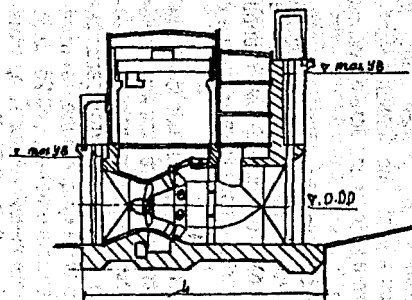
$$\zeta_{ск} = \frac{\Delta P_{ск}}{\frac{\rho \cdot v_3^2}{2}}. \quad (3)$$

В общем случае поле скоростей на выходе не бывает равномерным, поэтому скоростное давление определяется по заданному распределению скоростей:

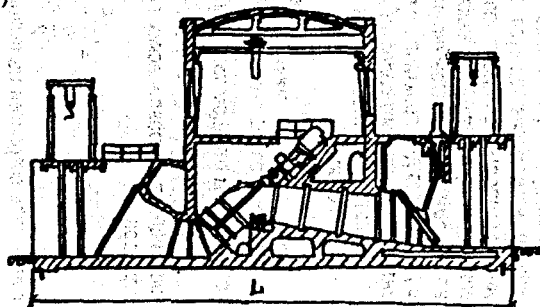
$$\Delta P_{ск} = \frac{1}{Q} \int_{F_{вых}} \frac{\rho v^3}{2} dF;$$



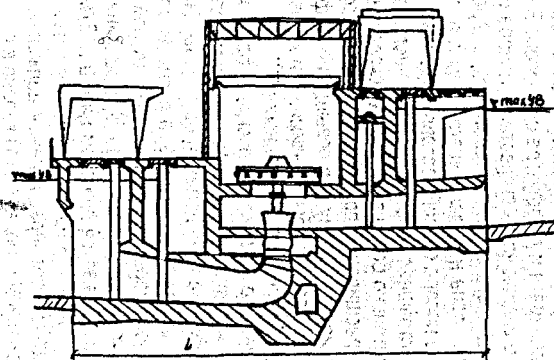
а) осевой насос со спиральным отводом



б) капсульный насос



в) наклонный агрегат



г) камерный отвод

Рис.1 Компоновка блока насосной станции

$$\zeta_{\alpha} = \Delta P_{\alpha} \left(\frac{\rho v_3}{2} \right)^2 = \frac{1}{F_3} \int \left(\frac{v_3}{v_3} \right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2} \frac{1}{F_5} \int \left(\frac{v}{v_5} \right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2} \quad (5)$$

где $n_1 = \frac{F_5}{F_3}$ - степень расширения выходного участка;

$$\alpha = \frac{1}{F_5} \int \left(\frac{v}{v_5} \right)^3 dF - \text{коэффициент кинетической энергии потока в сечении выходного}$$

участка (коэффициент Кориолиса).

Потери энергии в данном отводе рассматриваются как потери энергии в диффузоре при свободном выходе потока из него.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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 коленчатым отводом при существующей тенденции укрупнения единичной мощности насосных агрегатов для трасс переброски стока северных и сибирских рек.

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

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 на входе в отвод в значительной степени влияют на к.п.д. отвода. Аналогично отсасывающей трубе задаче 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.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варламов Г.А. и др. // Энергомашиностроение. О разработке насосов высокой производительности для трасс переброски северных рек в южные районы страны. - 1977. - № 2,3-6.
2. Васильев Ю.С., Виссарионов В.И., Цеховой А.И. Об эффективности использования насосных станций с крупными осевыми насосами. // Минводхоз. ЦБНТИ СССР. Экспресс-информация. - 1973 - сер.1 - вып.9.
3. Васильев Ю.С., Виссарионов В.И., Цеховой А.И. Зависимость компоновочных решений крупных насосных станций с осевыми насосами от различных способов отвода. // Ленгипроводхоз. Информационные материалы. Л.- 1971- №24, 33-39.
4. Жак Деже и Жильбер Рюэл. Некоторые особые проблемы насосных станций. // *Rivue d'electreite et de mecanique* / -1970 - №123, 30 - 31.
5. Захаров О.В., Карелин В.Я., Новодержкин Р.А., Эйдрайх В.С. Соловьев Ю.А. Опыт эксплуатации крупных осевых насосов на магистральных каналах. // Гидротехническое строительство. - 1976 - №8, 20-24.

6. Карелин В.Я. Руководство по определению расчетных параметров, схем компоновки и типов энергетических сооружений гидроэлектрических станций малой мощности. — М. — 1982.

7. Громик Н.В. Возможности применения диффузора в качестве отвода вертикального осевого насоса. // Делопроизведенная рукопись. — 1981-3с.

8. Громико О.В. Гидравлические характеристики прямоосных конических диффузоров гидроэнергетических установок. // Сборник конкурсных научных работ студентов и магистрантов, часть I. — 2007 — 56 — 60с.

9. Громик Н.В., Яромский В.Н. Новые конструкции вертикальных насосов. // Водоснабжение и санитарная техника. — 1988 - №7.

10. Влияние размеров прямоугольной и отводящей камеры на коэффициент гидравлического сопротивления прямоосного конического диффузора. // Материалы научно-технической конференции, посвященной 30-летию института, часть I. Брест. — 1966.

УДК 556.5.048

Дюон В.В., Мацкевич В.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Лукаша В.В.

ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ И КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА СТОКА РЕК БЕЛОРУССКОГО ПОЛЕСЬЯ¹

ВВЕДЕНИЕ

Основными источниками водных ресурсов исследуемой территории являются средние реки, возле которых концентрируются население и промышленность. Однако нельзя недооценивать и ресурсы малых рек. Сеть мелких водотоков представляет собой область формирования местного стока, а территориальная рассредоточенность малых рек делает их водные ресурсы доступными для повсеместного использования.

Одной из важнейших гидрологических характеристик, которая необходима для оценки водных ресурсов, проектирования водохозяйственных мероприятий, судоходства, рыболовства и т.д., является норма годового стока. Она определяет потенциальные водные ресурсы речного бассейна или района.

Оценка пространственно-временных колебаний речного стока позволяет выявить нарушения естественного водного режима различными антропогенными и природными факторами.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исходными данными являются достоверные данные наблюдений за гидрологическими характеристиками по архивным, литературным и другим материалам, относящимся к периоду до начала регулярных наблюдений, а также данные регулярных наблюдений на гидрометрических постах. При этом производилась оценка достоверности и точности полученных материалов.

Для детального анализа отобраны речные бассейны Белорусского Полесья по принципу равномерного освещения территории данными гидрологических наблюдений. Всего выбрано 32 речных створа, ряды наблюдений на которых оценивались с точки зрения полноты и однородности.

Для выявления пространственной связи рек различных регионов Беларуси использовались пространственно-корреляционные функции (ПКФ) для трех видов стока: годового, максимального и минимального.

ПКФ аппроксимированы уравнением [1]

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ (Грант № Х07М-023)