

УДК: 631.672.2:621.65

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА НА «ШАФИРКАНСКОЙ» ВЕТКЕ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ КИЗИЛТЕПА

Э.К. Кан – к.т.н., доцент, А.Р.Муратов – к.т.н., доцент, Д.Т.Атаджанова – магистрант,
Национальный исследовательский университет “Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства”

Аннотация

В статье представлены результаты расчета гидравлического удара Шафирканской ветки насосной станции Кизилтепа после модернизации (замены оборудования) упрощенным методом. При расчете были учтены все основные причинные факторы, от которых зависят величина параметров гидравлического удара: уменьшение инерционных сил вращающихся деталей насоса и двигателя после модернизации, замена запорных и предохранительной арматуры, уменьшение гидравлических потерь после замены напорных трубопроводов или их участков и др. Расчет гидроудара по упрощенному методу показал, что величина гидравлического удара будет равна $\Delta H=495,24$ м и давление в напорном трубопроводе достигнет значения $H=564,29$ м. Сравнение полученных результатов с результатами расчетов проведенных на основе точных методов показали достаточно хорошую сходимость. Погрешность составила порядка 10–15%, что допустимо для упрощенного метода. Применение упрощенных методов может быть целесообразным в случаях, когда не предъявляются строгие требования к результатам расчета. Например, для расчета после модернизации оборудования успешно прежде эксплуатировавшихся насосных станций, после работ по реконструкции напорного трубопровода, замены арматуры и т.д. Для расчета гидроудара для новых проектируемых насосных станций необходимо применение точных методов.

Ключевые слова: насосная станция, гидравлический удар, напор, напорный трубопровод, клапан.

ҚИЗИЛТЕПА НАСОС СТАНЦИЯСИНИНГ "ШОФИРКОН" ТАРМОҒИДА ГИДРАВЛИК ЗАРБАНИ ҲИСОБЛАШ

Э.К.Кан – т.ф.н., доцент, А.Р.Муратов – т.ф.н., доцент, Д.Т.Атажанова – магистрант,
«Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти» Миллий тадқиқот университети

Аннотация

Мақолада "Қизилтепа" насос станцияси "Шофиркон" тармоғининг модернизация қилинганидан (ускуна алмаштирилган) кейин гидравлик зарбасини соддалаштирилган усул билан ҳисоблаш натижалари келтирилган. Ҳисоблашда гидравлик зарба параметрларининг қийматлари боғлиқ бўлган барча асосий сабаб омиллари ҳисобга олинди: модернизация қилинганидан кейин айланадиган насос ва двигатель қисмларининг инерция кучларини камайтириш, ўчириш ва хавфсизлик клапанларини алмаштириш, босим қувурлари ёки уларнинг қисмларини алмаштирганидан кейин гидравлик йўқотишларни камайтириш ва бошқалар. Гидравлик зарбани соддалаштирилган усул билан ҳисоблаш шуни кўрсатдики, гидравлик зарбанинг катталиги $\Delta H = 495,24$ м. га тенг бўлади ва босим қувуридаги босим $H = 564,29$ м қийматига етади. Олинган натижаларни аниқ усуллар асосида амалга оширилган ҳисоб-китоблар натижалари билан таққослаш жуда яхши конвергенцияни кўрсатди. Хато тахминан 10–15 фоизни ташкил этди, бу соддалаштирилган усул учун қабул қилинади. Соддалаштирилган усуллардан фойдаланиш ҳисоблаш натижаларига қатъий талаблар қўйилмаган ҳолларда ўринли бўлиши мумкин. Масалан, илгари муваффақиятли ишлайдиган насос станцияларининг ускуналарини модернизация қилиш, босим қувурини реконструкция қилиш, арматураларни алмаштириш ва ҳоказолардан кейин ҳисоблаш. Янги лойиҳалаштирилган насос станциялари учун сув болғасини ҳисоблаш учун аниқ усуллардан фойдаланиш керак.

Таянч сўзлар: насос станцияси, гидравлик зарба, босим, босим қувури, клапан.

THE CALCULATION OF WATER HAMMER ON THE "SHAFIRKAN" BRANCH OF THE KIZILTEPA PUMPING STATION

E.K. Kan – c.t.s, Associate Professor, A.R.Muratov – c.t.s, Associate Professor, D.T.Atajanova – Master's student
"Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers" National research university

Abstract

The article presents the results of calculating the hydraulic shock of the Shafirkan branch of the Kiziltep pumping station after modernization (replacement of equipment) by a simplified method. When calculating, all the main causal factors were taken into account, on which the values of the hydraulic shock parameters depend: reduction of inertial forces of rotating pump and engine parts after modernization, replacement of shut-off and safety valves, reduction of hydraulic losses after replacement of pressure pipelines or their sections, etc.. The calculation of the hydraulic shock by the simplified method showed that the magnitude of the hydraulic shock will be equal to $\Delta H = 495.24$ m and the pressure in the pressure pipeline will reach the value $H = 564.29$ m. Comparison of the obtained results with the results of calculations carried out on the basis of exact methods showed a fairly good convergence. The error was about 10–15%, which is acceptable for the simplified method. The use of simplified methods may be appropriate in cases where strict requirements are not imposed on the calculation results. For example, to calculate after the modernization of equipment of pumping stations that were successfully operated before, after the reconstruction of the pressure pipeline, replacement of fittings, etc.. To calculate the water hammer for the newly designed pumping stations, it is necessary to use accurate methods.

Key words: pumping station, water hammer, pressure, pressure line, valve.

Введение. Машинный водоподъем (орошение при помощи насосных станций и установок) играет существенную роль в развитии сельского хозяйства в нашей Республике [1]. Так как абсолютное большинство насосных станций в системе Министерства Водного хозяйства имеют наработку оборудования намного превышающего гарантированный срок установленного заводом изготовителями насосного оборудования [2], то в настоящее время в области машинного водоподъема ведутся широкомасштабные работы по модернизации (реабилитации) действующих насосных станций [3]. При проведении таких работ помимо обеспечения технико-экономического обоснования целесообразности реконструкции насосной станции [4], также необходимо предусмотреть дальнейшую их энергоэффективную работу [5] и мероприятия по обеспечению надежной работы вновь устанавливаемого оборудования [6]. Особенностью современного состояния действующих оросительных насосных станций является полный износ (как физический, так и моральный) оборудования при практически нормальном состоянии основных гидротехнических сооружений, что является естественным, учитывая разный нормативный срок их службы. Поэтому, при реабилитации насосных станций производится полная замена оборудования и частичное восстановление гидротехнических сооружений [4]. При проведении работ по реконструкции меняются факторы, оказывающие влияние на величину гидравлического удара, поэтому особого внимания требуют вопросы обеспечения недопущения на модернизируемых насосных станциях гидравлического удара [7].

Анализ современного состояния проблемы. Гидравлический удар – одно из самых негативных и опасных явлений, которое может произойти в гидравлических системах [8]. Особый практический интерес представляет расчет и прогноз гидравлического удара на насосных станциях [9]. Гидравлический удар является одной из самых распространенных причин аварий на напорных коммуникациях ГЭС и насосных станций [10]. Существует достаточное количество мер и устройств для предотвращения этого негативного явления: предохранительные клапаны [11], увеличение диаметра трубопровода, уравнивательные резервуары, увеличение времени открытия-закрытия трубопроводной арматуры [12], плавный пуск-остановка насосного агрегата (например, при помощи частотного преобразователя) [13] и т.д. Но для правильного выбора средств и способов по защите конкретной системы от гидравлического удара необходимо знать величины гидравлического удара (повышения давления) по всей нитке трубопровода, т.е. произвести расчет гидравлического удара [14]. В нашей Республике накоплен большой опыт эксплуатации насосных станций с протяженными напорными трубопроводами [15]. Их достаточно надежная эксплуатация, с точки зрения недопущения гидравлического удара в системе (за исключением нескольких единичных случаев), говорит об эффективности применяемых при проектировании насосных станций методов расчета гидроудара [16]. В том случае, если основное оборудование насосных станций, трубопроводная арматура и напорная линия в целом заменяются на аналогичные (насосы и двигатели той же марки, с такими же техническими, весовыми характеристиками), то дополнительного расчета гидравлического удара может не потребоваться [9]. Если же, устанавливаются одностип-

ные насосы и двигатели разных марок (и соответственно, характеристик) и особенно арматура и конфигурация напорной линии, то гидравлический расчет необходим. С учетом вышеизложенного, расчет гидравлического удара на модернизируемых насосных станциях при замене оборудования становится необходимым.

В настоящее время с учетом важности явления, теория [17] и практика [18] гидравлического удара получило широкое развитие и находится на высоком уровне. Особо широкое распространение получили методы моделирования (как математического [19] так и физического [20]) явления гидроудара в напорных трубопроводах. Для расчета гидравлического удара существуют различные методы, как точные (численные и графоаналитические) [21] так и упрощенные [16]. Существующие аналитические, графоаналитические, численные методы расчета гидравлического удара дают возможность с достаточной точностью определить величину повышения давления при гидравлическом ударе по всей коммуникации напорных систем [21].

Постановка задачи. Аналитические (графоаналитические) расчеты весьма трудоемки, а использование специальных компьютерных программ достаточно дорого, поэтому при предварительных расчетах желательно более упрощенными методами определять, является ли в данном конкретном случае удар опасным и нужно ли производить детальные расчеты с учетом состава заменяемого оборудования, трубопроводной арматуры и реконструкции сооружений насосных станций. В статье предложена упрощенная методика расчетов на основе рекомендаций ВНИИ Водгео.

При замене оборудования в первую очередь принимаются во внимание экономические вопросы [3], и иногда старое оборудование не всегда заменяется на новое оборудование тех же производителей насосного оборудования. Кроме этого, зачастую имеющиеся гидроагрегаты крупных насосных станций обладают значительной инерцией вращающихся частей (роторов насосов и электродвигателей). При замене на современные агрегаты с меньшими инерционными показателями, это будет способствовать развитию гидравлического удара в системе, в этом случае будет необходим расчет гидравлического удара с учетом в первую очередь, именно, этого фактора. После модернизации насосной станции «Кизилтепа» агрегаты были заменены не на однотипные, поэтому возникла необходимость в расчете гидравлического удара в напорных трубопроводах насосной станции. Целью проведенных исследований является расчет Шафирканской ветки насосной станции «Кизилтепа» после модернизации (замены оборудования) на основе изучения факторов, способствующих возникновению гидравлического удара в напорных коммуникациях насосных станций.

Методы решения.

Причиной изменения давления (собственно, изменение давления и есть гидравлический удар) являются силы инерции воды, возникающие при изменении скорости течения. На значение гидравлического удара оказывают наибольшее влияние такие факторы как: упругие свойства материала трубопровода, длина, диаметр и толщина стенки трубопровода; время закрытия-открытия задвижек, включения-отключения насосных агрегатов (скорость изменения кинетических параметров жидкости в трубопроводе – скорость изменения скорости) [8]. Гидравлический удар также зависит от типа, марки, га-

баритов (массы) насосов, особенно его вращающихся деталей и вида напорной характеристики [9]. При модернизации насосной станции Кизилтепа имеющиеся центробежные вертикальные одноступенчатые с рабочим колесом одностороннего входа насосы типа 2000 В-16/63-3 (с массой 88700 кг) с вертикальный трёхфазным синхронным электродвигателем ВДС 375/130-24-УХЛ4 (масса 132000 кг) с моментом инерции агрегата 670 000 Нм² заменены на насосы типа 1180_SP-ns "Andritz Hydro" (КНР) с моментом инерции насосного агрегата 164 000 Нм². Таким образом, установленные новые агрегаты обладают значительно меньшей инерцией и при отключении электродвигателей относительно быстро останавливаются. Это может привести при отсутствии обратных клапанов, предохранительных устройств к гидравлическому удару, так как вода в трубопроводе продолжает по инерции свое движение и может вызвать разрыв сплошности потока в трубопроводе и гидравлический удар.

Анализ результатов и примеры.

Расчет гидравлического удара проведен на примере недавно прошедшей модернизацию насосной станции «Кизилтепа», на которой установлены 10 вертикальных центробежных насосных агрегатов. Насосная станция «Кизилтепа» является второй ступенью второй очереди «Аму-Бухарского машинного канала» (АБМК) и введена в эксплуатацию в 1975 году. Насосная станция подает воду на два уровня: в «Хархурскую» ветку расходом 45,0 м³/с и напором 40,0–43,0 м, с помощью насосных агрегатов №№ 1-4, работающих параллельно и с подачей 60,0 м³/с (максимальная 78,5 м³/с) при напоре 64–67 м в «Шафирканскую» ветку (агрегаты №№ 5–10) (рис.1).

Ниже приводится расчет для «Шафирканской» ветки.

Насосные агрегаты №№ 5–10, питающие «Шафирканскую» ветку берут воду от подводящего канала. Отметка дна канала 214,00 м. Водоприемная часть насосного агрегата представляют собой прямоугольную железобетонную трубу имеющую сечение 6,0х2,8 м длину 8,4 м. Ось насосов располагается на отметке 214,00 м. Она принята за плоскость сравнения. Индивидуальные напорные трубопроводы диаметром 2440 мм, толщи-

ной стенок труб $t = 14$ мм имеют длину 59,40 м и сливаются на ПК 0+56 при помощи крестообразного тройника в общий напорный трубопровод диаметром 3640 мм, толщиной стенок $t = 13,0$ и 23,0 мм длиной 1737 м. На ПК 0+12 трассы напорного трубопровода установлен гидравлический затвор дискового типа (диаметр 2200 мм). Время открытия затвора составляет 20–120 секунд. Время быстрого (оперативного) закрытия клапана – 2,5–25 секунд на 60°, с последовательным закрытием оставшихся 30° происходит за следующие 6–90 секунд.

Исходные данные для расчета:

- общая длина трассы напорного трубопровода $l = 1737$ м;
 - отметка оси водовода на выходе $z_b = 287,95 - 214,0 = 73,95$ м
 - предельно возможная величина вакуума в водоводе $h_{п.в.} = 8,5$ м (по рекомендациям ВНИИ Водгео.
 - материал напорного трубопровода - низколегированная сталь.
 - на ПК 0+12 напорный трубопровод оборудован гидравлическим дисковым затвором, с диаметром 2200 мм.
 - скорость распространения ударной волны $c = 910$ м/с.
- Величина скорости ударной волны c зависит от материала стенок, размеров трубопровода и объемного модуля упругости жидкости и определяется по формуле:

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2,10 \cdot 10^{-3} \cdot d}{E \delta}}} \quad (1)$$

где: E - модуль упругости материала стенок, кг/см²;

d - внутренний диаметр трубопровода, см;

δ - толщина стенок трубопровода, см.

По опытным данным ВНИИ Водгео значение скорости ударной волны может снижаться в отдельных случаях до 500 м/с из-за наличия в воде растворенного воздуха. С учетом основного условия к упрощенным методам расчета – расчетные значения гидравлического удара должны быть больше действительных, то есть, эти упрощенные расчеты должны определять величину возможного повышения давления с некоторым запасом. Для этого при выводе упрощенных расчетных формул следует пре-

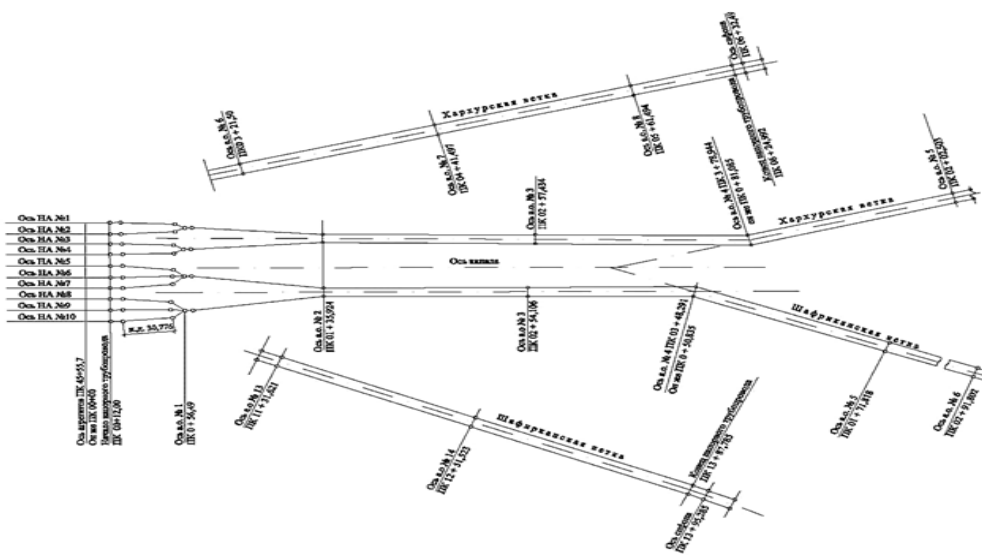


Рис. 1. План-схема напорных трубопроводов насосной станции «Кизилтепа»

небрегать теми факторами, воздействие которых приводит к снижению величины ударного давления.

Скорость воды в трубопроводе до выключения насоса при работе 3 агрегатов на один общий трубопровод (с учетом, что максимальный расход через один трубопровод будет равен 39,25 м³/с):

$$v_o = \frac{4 * Q}{3,14 * d^2} = \frac{4 * 39,25}{3,14 * 3,6^2} = 3,85 \text{ м / с}$$

Коэффициент сопротивления для стальных труб диаметром d=3640 мм равен $\zeta_n=10,2$ [9].

Расчет гидравлического расчета упрощенным методом проводится для наихудших условий – при внезапном отключении приводных двигателей (например, по причине отказа электросетей) в следующей последовательности:

1) расчет возможности образования разрыва сплошности потока в водоводе. В момент прекращения подачи воды насосом давление в водоводе падает (без учета потерь напора) на величину (разность между отметками воды в нижнем бьефе и верхнем). При этом скорость движения воды в водоводе изменится:

$$v_{ост} = v_o - \frac{g}{c} \Delta H = 3,85 - \frac{9,81}{910} 73,95 = 3,05 \text{ м / с}$$

По коэффициенту сопротивления $\zeta_n=10,2$ определяем коэффициент водовода

$$K_n = \frac{\zeta_n}{2g} = \frac{10,2}{2 * 9,81} = 0,52$$

Коэффициент $K_{тр}$ водовода можно определить в зависимости от коэффициента удельного сопротивления А. Для стальных труб диаметром 3640 мм при скорости $v > 1,2$ м/с определяется по формуле:

$$A = 0,001735/d^{5,3}$$

$$A = 0,001735/3,64^{5,3} = 0,00000195$$

Тогда, коэффициент водовода $K_{тр}$ будет равен:

$$K_{мп} = AL \frac{\pi^2 d^4}{16} = 0,00000195 * 1737 * \frac{3,14^2 3,6^4}{16} = 0,351$$

Потери напора в водоводе после прекращения работы насоса, когда движение воды будет происходить со скоростью $v_{ост}$, окажутся равными

$$Kv_{ост}^2 = (K_n + K_{мп})v_{ост}^2 = (0,52 + 0,351)3,05^2 = 0,871 * 43,38 = 8,10 \text{ м}$$

Под воздействием атмосферного давления вода может подняться до отметки (считая от уровня воды в водоприемнике), $z = h_{п.в} - Kv_{ост}^2 = 8,5 - 8,10 = 0,40$ м то не превышает $z_b = 59,33$ м, следовательно в напорном трубопроводе могут наблюдаться разрывы сплошности и необходима установка предохранительных устройств.

2) определяется коэффициент К сбросного устройства, относя его к диаметру труб d=3640 мм с тем, чтобы потери напора в сбросном устройстве определять не по скорости движения воды в нем, а по скорости движения воды в водоводе, что упростит расчеты. В соответствии с этим, коэффициенты ζ_c , определенные для сбросного устройства, должны быть пересчитаны по формуле:

$$\zeta_{c'} = \zeta_c \left(\frac{d_b}{d_c} \right)^4$$

где: d_b - диаметр водовода;

d_c - диаметр данного элемента сбросного устройства;

Согласно исходным (проектным) данным напорный трубопровод оснащен 14 компенсаторами, и двумя клапанами впуска и заземления воздуха (КВЗВ) на ПК 6+48 и 12+29, с сечением каждого КВЗВ для впуска воздуха ДУ 1020 мм. Водовыпуск в виде сифона классического типа. На гребне сифона, на отметке 283,84 м предполагается установка двух клапанов срыва вакуума (КСВ) электромагнитного действия с сечением каждого КСВ ДУ 820 мм (или ДУ 1130 мм в совокупности). Таким образом, в данном случае, сбросное устройство состоит из клапанов впуска и заземления воздуха (КВЗВ) на ПК 6+48 и 12+29, с сечением каждого КВЗВ для впуска воздуха ДУ 1020 мм, перехода и тройника, на котором устанавливаются клапана.

Суммарный коэффициент $\sum \zeta_b$ сбросного устройства может быть определен по формуле предлагаемой рекомендациями ВНИИ Волггепро:

$$\sum \zeta_c = \sum \zeta + A * l_c * \frac{\pi^2 3,6^5 g}{8}$$

где: λ – удельное сопротивление стальных труб с внутренним диаметром d=3640 мм (ДУ дискового затвора), $l_c = 870$ м – длина сбросного трубопровода.

$\sum \zeta_c$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений фасонных частей и арматуры диаметром 2200 мм:

$$\sum \zeta = \zeta_e + \zeta_{од}$$

$\zeta_k = 2$ – коэффициент сопротивления предохранительного клапана;

$\zeta_{тр} = 0,37$ – коэффициент сопротивления тройника.

$$\sum \zeta = \zeta_k + \zeta_{мп} = 2 + 0,37 = 2,37$$

С учетом этого суммарный коэффициент $\sum \zeta_b$ сбросного устройства равен:

$$\sum \zeta_c = \sum \zeta + A * l_c * \frac{\pi^2 3,6^5 g}{8} = 2,37 + 0,00000195 * 870000 * \frac{3,14^2 * 3,6^5 * 9,81}{8} = 2,37 + 265,85 = 268,196$$

Отсюда:

$$K_c = \frac{\sum \zeta_c}{2g} = \frac{268,196}{2 * 9,81} = 13,67 \text{ м}$$

Так как в данном случае $\frac{a * v_o}{g} = \frac{910 * 3,85}{9,81} = 357,14$ больше $z_b = 73,95$ м, то максимально возможное повышение давления в водоводе не оборудованном предохранительным и воздушным клапаном, определяется по формуле:

$$H_{max} = z + h_{св} = 73,95 + 8,5 = 82,45 \text{ м}$$

$$A = \frac{g^2}{a^2} H_{max} (K_c + K_{мп}) = \frac{9,81^2}{910^2} 82,45 (13,67 + 0,351) = 0,135$$

Затем определено значение Н-напора при имеющемся гидравлическом сопротивлении предохранительного клапана и трубопровода:

$$H = H_{max} \left[1 - \frac{1}{2A} (\sqrt{4A + 1} - 1) \right] = 82,45 \left[1 - \frac{1}{2 * 0,135} (\sqrt{4 * 0,135 + 1} - 1) \right] = 82,45 * \left[1 - \frac{1}{0,634} * (1,24 - 1) \right] = 82,45 * 0,380 = 31,331 \text{ м}$$

Значения максимального гидравлического удара H_{max} получены по методике не учитывающей изменение инерции вращающихся частей насосного агрегата при модернизации насосной станции (роторов насоса и электродвигателей).

Расчет максимального гидравлического удара с учетом изменения инерционных свойств новых гидроагрегатов:

$$\Delta H = \frac{v_0 a}{g} + 2H_{cm}$$

где: $\frac{v_0 a}{g}$ – максимальное повышение давления (м) в трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки (прямой удар) по формуле Н. Е. Жуковского;

H_{cm} – статический (геометрический) напор насосной станции, равный разности отметок уровней воды в верхнем и нижнем бьефах. Уровень воды нижнего бьефа (УВНБ) минимальный 217,50 м, средний – 221,84 м, максимальный – 224,00. Уровень воды верхнего бьефа УВВБ 286,55 м, 285,76 м и 284,45 м соответственно, максимальный, средний и минимальный. Наибольший геометрический напор будет наблюдаться при минимальном УВНБ и максимальном УВВБ: $H_{cm} = 69,05$ м

$$\Delta H = \frac{v_0 a}{g} + 2H_{cm} = \frac{3,85 * 910}{9,81} + 2 * 69,05 = 357,14 + 138,10 = 495,24 \text{ м}$$

Общий напор в трубопроводе:

$$\Delta H = \frac{v_0 a}{g} + 3H_{cm} = \frac{3,85 * 910}{9,81} + 3 * 69,05 = 357,14 + 207,15 = 564,29 \text{ м}$$

По расчетам упрощенным методом величина гидравлического удара равна $\Delta H = 495,24$ м и давление в напорном трубопроводе $H = 564,29$ м. По этой методике также наблюдаются разрывы сплошности потока воды в трубопроводе, которые представляют наибольшую опасность для нормальной работы оборудования [22]. Полученные результаты расчета гидроудара на Шафирканской ветке насосной станции «Кизилтепа» по упрощенному методу дают достаточно неплохую сходимость с результатами

расчетов точными методами. Разница между расчетами составила порядка 10–15%, что является приемлемым для упрощенного метода.

Выводы:

1. При модернизации и обновлении оборудования насосных станций имеющиеся гидроагрегаты со значительной инерцией вращающихся частей (роторов насосов и электродвигателей) заменяются на более современные агрегаты, которые как правило, имеют меньшие инерционные показатели, способствующие развитию гидравлического удара в системе. Расчет гидравлического удара в напорных трубопроводах ирригационных насосных станций необходимо проводить с учетом возможного изменения инерционных характеристик гидроагрегата. В противном случае результаты расчета будут занижены, что на практике может привести к отрицательным последствиям.

2. Расчет гидравлического удара для Шафирканской ветки насосной станции «Кизилтепа» показал что максимальное значение гидравлического удара будет равно 495,24 м (при общем давлении в напорном трубопроводе 564,24 м). Причем максимальный гидроудар будет в начале напорного трубопровода, после насосных агрегатов. Расчет также показал, что при гидравлических ударах возможны разрывы сплошности потока воды в трубопроводе.

3. При обосновании модернизации, реконструкции ирригационных насосных станций с заменой однотипного оборудования только для предварительного расчета величины гидравлического удара при самых неблагоприятных условиях возможно использование упрощенной методике, в случае если оборудование заменяется на агрегаты с меньшими значения инерционных масс (как в рассмотренном случае), необходимо применение точных численных или графоаналитических методов.

№	Литературы	References
1	Мухаммадиев М. М., Халматов В. А., Джураев К. С. Проблемы развития гидроэнергетических комплексов. Материалы Международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития энергетики». – Ташкент, 2006. – С.125–128.	Muxammadiev M. M., Xalmatov V. A., Djuraev K. S. <i>Problemi razvitiya gidroenergeticheskix kompleksov</i> [Problems of development of hydropower complexes]. Materials of the international conference «Current state and prospects of energy development» Tashkent, 2006. Pp.125–128. (in Russian)
2	Гловацкий О.Я., Мухаммадиев М.М. О работе каскада насосных станций Каршинского магистрального канала в условиях дефицита воды // Вестник ТашГТУ. – Ташкент, 2014. – № 1–2. – С. 35–38.	Glovatskiy O.YA., Muxammadiev M.M. <i>O rabote kaskada nasosnix stansiy Karshinskogo magistralnogo kanala v usloviyax defitsita vodi</i> [About the work of the cascade of pumping stations of the Karshi main canal in conditions of water shortage]. Tashkent, TGTU, 2014. No 1-2. Pp. 35-38. (in Russian)
3	Мухаммадиев М., Кан Э.К., Икрамов Н.М. Методы расчета экономической эффективности реконструкции насосных станций по укрупненным показателям // Журнал «Irrigatsiya va melioratsiya». – Ташкент, 2019. – Спец.выпуск. – С. 29–31.	Muhammadiyev M., Kan E. K., Ikramov N. M. <i>Metody rascheta ekonomicheskoy effektivnosti rekonstrukcii nasosnyh stansiy po ukрупnennym pokazatelyam</i> . [Methods for calculating the economic efficiency of the reconstruction of pumping stations by enlarged indicators]. Journal. "Irrigation and melioration" jurnali. Toshkent, 2019. Special issue. Pp. 29-31. (in Russian)
4	Мажидов Т.Ш., Кан Э.К., Бадалов А.С., Уралов Б.Р. Оценка экономической эффективности реконструкции насосных станций // Материалы Международного научного форума «Проблемы управления водными и земельными ресурсами». – Москва: Изд-во РГАУ-МСХА, 2015. – С. 167–171.	Majidov T.SH., Kan E.K., Badalov A.S., Uralov B.R. <i>Otsenka ekonomicheskoy effektivnosti rekonstrukcii nasosnix stansiy</i> [Evaluation of the economic efficiency of the reconstruction of pumping stations]. Materials of the International Scientific Forum «Problems of Water and Land Management». Moscow: RGAU-MSXA, 2015. Pp.167-171. (in Russian)
5	Капанский А.А. Энергоэффективность технологических систем водоснабжения и водоотведения и методы её оценки // Энергетика. Известия ВУЗов СНГ. – Москва 2016. – №5. – С. 436–451.	Kapanskiy A.A. <i>Energoeffektivnost texnologicheskix sistem vodosnableniya i vodootvedeniya i metodi eyo otsenki</i> [Energy efficiency of technological systems of water supply and sanitation and methods for its assessment]. Energetika. University News of the CIS. Moscow, 2016. No 5. Pp. 436-451. (in Russian)

6	А.В.Чумак. Некоторые аспекты реконструкции насосных станций // Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. – Донбасс, 2016. – № 5(121). – С. 216-220.	A.V.Chumak. <i>Nekotorie aspekti rekonstruktsii nasosnix stansiy</i> [Some aspects of the reconstruction of pumping stations]. Bulletin of the Donbass National Academy of Construction and Architecture, Donbass, 2016. No 5(121). Pp. 216-220. (in Russian)
7	Саломеев В.П., Рыжков А.Д.. Восстановление и реконструкция насосных станций в критических ситуациях // Журнал "Вода". – Москва, 2017. – №3 (115). – С. 30-33.	Salomeev V.P., Rijkov A.D. <i>Vosstanovlenie i rekonstruksiya nasosnix stansiy v kriticheskix situatsiyax</i> [Recovery and reconstruction of pumping stations in critical situations]. Jurnal Voda MAGAZINE.Moscow, 2017. No 3 (115). Pp. 30-33. (in Russian)
8	Robert A.L. Fluid mechanics, water hammer, dynamic stresses, and piping design.- New York. The American Society of Mechanical Engineers (ASME),2015. - 117 p.	Robert A.L. Fluid mechanics, water hammer, dynamic stresses, and piping design. New York. The American Society of Mechanical Engineers (ASME).2015.117 p.
9	Чебаевский В.Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок. – Москва: Колос, 2000. 376 с.	Chabaevskiy V.F. <i>Proektirovanie nasosnix stansiy i ispitanie nasosnix ustanovok</i> . [Design of pumping stations and testing of pumping units]. Moscow: Kolos, 2000. 376 p. (in Russian)
10	Keller R. Investigation of sever water hammer in large pump station- Case study Proceedings of the Pipelines Conference, Elsevier,2014 - Pp 1392-1401	Keller R. Investigation of sever water hammer in large pump station. Case study Proceedings of the Pipelines Conference, Elsevier.2014 Pp 1392-1401
11	Don Dr., Wood J., "Water hammer Analysis—Essential and Easy (and Efficient)". - Journal of Environmental Engineering, Reston (USA),Vol. 131, No. 8. 2005 - Pp. 300-333	Dr. Don J. Wood, "Water hammer Analysis—Essential and Easy (and Efficient)", August 1, Journal of Environmental Engineering, Reston (USA),Vol. 131, No. 8. 2005, Pp. 300-333
12	Ghidaoui M. S., Zhao M., Mcinnis D. A. et al. A review of water hammer theory and practice.// J.: Applied Mechanics Reviews. 2005. 58(1). – Pp. 49–76.	Ghidaoui M. S., Zhao M., Mcinnis D. A. et al. A review of water hammer theory and practice. J.: Applied Mechanics Reviews. 2005. 58(1). Pp. 49–76.
13	Daniel Himr. Computation of water hammer protection of modernized pumping station. EPJ Web of Conference , 2014. - pp. 301-315	Daniel Himr. Computation of water hammer protection of modernized pumping station. EPJ Web of Conference 67 02035,2014, pp. 301-315
14	Sanks M.S., Bosserman G., Djons G.M. Design of pumping stations. USA, Voburn,1998. 1067 p.	Sanks M.S., Bosserman G., Djons G.M. Design of pumping stations. USA, Voburn,1998. 1067 p.
15	Тўрабеков А.О. Система машинного водоподъема. – Ташкент: Узгипроводхоз, 2009. – 225 с.	To'rabekov A.O. <i>Sistema mashinnogo vodopod'ema</i> [Machine lift system]. Tashkent: Uzgiprovodhoz, 2009. 225 p. (in Russian)
16	E.Kan, A. Muratov, M.Yusupov, N. Ikramov, Calculation of water hammer on the pressure pipeline of modernized irrigation pumping station. - IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1030, 2021, doi:10.1088./1757-899X/1030/1/012127	Kan, A. Muratov, M.Yusupov, N. Ikramov, Calculation of water hammer on the pressure pipeline of modernized irrigation pumping station. - IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1030, 2019, doi:10.1088./1757-899X/1030/1/012127]
17	Zhao M., Milnnis A, Axworthy H. A review of the Water Hammer Theory and Practice// Journal of Applied Mechanic review,USA,2005.- vol. 58.- Pp. 49-76.	Zhao M., Milnnis A, Axworthy H. A review of the Water Hammer Theory and Practice. Journal of Applied Mechanic review,USA,2005.vol.58. Pp. 49-76
18	Tan W.C.,Lim K.A.,Lim E.A., Teoh T.H. Investigation of Water Hammer Effect Through Pipeline System// International Journal on Advanced Science Engineering Information Technology.2012, -Vol.2 (12), No.3. - Pp.48-53.	Tan W.C.,Lim K.A.,Lim E.A., Teoh T.H. Investigation of Water Hammer Effect Through Pipeline System. International Journal on Advanced Science Engineering Information Technology.2012,Vol.2 (2012) No.3. Pp.48-53.
19	Нерода М. В., Наранович О. И., Шах А. В. Компьютерное моделирование гидравлического удара в элементах трубопровода. - Вестник Брестского государственного технического университета, № 4, 2015. – 125-132 с.	Neroda M. V., Naranovich O. I., Shax, A. V. <i>Kompyuternoe modelirovanie gidravlicheskogo udara v elementax truboprovoda</i> . [Computer simulation of hydraulic shock in pipeline elements], Bulletin of the Brest State Technical University, № 4, 2015, Pp. 125 –132. (in Russian)
20	Mambretti S. Water hammer simulations. - Boston: WIT-Press, 2014. - 200 p.	Mambretti S. Water hammer simulations. Boston: WIT-Press, 2014, 200p.
21	Sharp B.B., Sharp D.B. Water hammer: practical solutions. - London: Lightning Source UK Ltd. 2003. -187 p.	Sharp B.B., Sharp D.B. Water hammer: practical solutions.London: Lightning Source UK Ltd. 2003. 187 p.
22	Bergant A., Simpson A.R., Tijsseling A.S. "Water hammer with colum; historical review.//Journal of Fluid and structure. England, 2005. -Vol.22, pp.-135-171.	Bergant A., Simpson A.R., Tijsseling A.S. "Water hammer with colum; historical review. Journal of Fluid and structure. England, 2005. Vol.22, pp.135-171.