

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл, Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием. Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству . Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем. Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования “Ижевский государственный технический университет”

Кафедра “Водоснабжение и водоподготовка”

Е. А. Татура, С. А. Гоголев

Гидравлический удар в напорных водоводах и защита от него

Методические указания для выполнения курсового проекта по дисциплине
“Насосные и воздухоудные станции” и дипломного проекта для студентов
всех форм обучения по специальности 270112 “Водоснабжение и
водоотведение”

Ижевск 2007

Содержание

Введение.....	
1. Общие сведения о водоводах.....	
2. Общие понятия о гидравлическом ударе в трубопроводах.....	
3. Скорость распространения ударной волны.....	
4. Расчёт трубопровода на гидравлический удар при регулировании потока жидкости задвижкой.....	
5. Определение величины гидравлического удара при пуске центробежных насосов.....	
6. Определение величины гидравлического удара при выключении насоса.....	
7. Защита трубопроводов от гидравлических ударов	
7.1. Общие сведения о противоударных устройствах.....	
7.2. Воздушно-гидравлические колпаки.....	
7.3. Поршневой клапан-гаситель гидравлических ударов.....	
7.4. Гасители гидравлического удара системы УкрВОДГЕО.....	
7.5. Сброс воды через насос.....	
7.6. Впуск и заземление воздуха.....	
7.7. Аварийная защита трубопроводов от гидравлических ударов при помощи предохранительных устройств.....	
7.8. Особенности защиты от гидравлических ударов напорных водоводов водоотведения.....	
7.9. Экономические соображения о выборе противоударной защиты.....	
Литература.....	
Приложение.....	

1. Общие сведения о водоводах.

Водоводы разделяются на магистральные, продольные, групповые или районные и напорные водоводы систем водоснабжения населённых пунктов.

Магистральные водоводы предназначены для снабжения водой удалённых от водоисточников городов, посёлков, промышленных объектов. Они часто имеют протяженность сотни километров, на пути таких водоводов нередко располагается несколько промежуточных насосных станций для повышения напоров в трубах. Диаметры труб магистральных водоводов, как правило, не менее 250 мм.

Продольные водоводы или водопроводы применяются в системах водоснабжения на железнодорожном транспорте, они укладываются вдоль железнодорожных линий; по этим водоводам из одного источника снабжается водой целый ряд железнодорожных станций. Наиболее известными продольными водопроводами являются – Курганский из реки Иртыш протяженностью около 60 км и Куринский водопровод длиной примерно 150 км. Они построены ещё в тридцатые-сороковые годы XX века.

Групповые или **районные** водопроводы представляют собой сеть объединённых магистралей, предназначенных для обеспечения водой из одного мощного и надёжного водоисточника с современной водоочистой станцией, многих городов, посёлков промышленных и сельскохозяйственных предприятий на площади в сотни и тысячи квадратных километров. Групповые водоводы особенно эффективны в маловодных районах. Примерами их могут служить объединённые групповые водопроводы в Омской, Тюменской, Новосибирской областях, а также в северном Казахстане. В 1970 году пущен в эксплуатацию Булаевский водопровод, общая протяженность магистральных трубопроводов которого превышает 1,5 тыс. км. Районные водопроводы Алтайского края охватывают 285 населённых пунктов.

Напорные водоводы систем водоснабжения населённых пунктов располагаются между насосными станциями первого подъёма и очистными сооружениями или водонапорными ёмкостями. Они могут быть и напорно-разводящими, т.е. с попутным разбором воды. Примером напорного водовода может служить водовод от водозаборных сооружений на Воткинском водохранилище до очистных водопроводных сооружений в г. Ижевске. Протяжённость его 54 км.

Водоводы разделяются на нагнетательные, по которым вода подаётся под действием насосов и гравитационные (самотечные), по которым она протекает под естественным напором. Широкое распространение получили также самотечно-напорные водоводы, у них на отдельных участках вода нагнетается насосами, а на других участках, имеющих необходимый уклон местности, протекает под естественным напором, образованным превышением начальной точки участка над конечной.

Кроме этого водоводы бывают однопиточные и многопиточные, т.е. из двух или более линий трубопроводов. Обычно сначала сооружается одна или две линии, а затем по мере увеличения необходимой подачи воды в процессе реконструкции строятся остальные линии.

По материалу труб закрытые водоводы разделяются на водоводы из стальных, железобетонных, чугунных, асбестоцементных или пластмассовых труб. Выбор материала труб производится в соответствии с внутренним давлением в них, коррозионной агрессивностью грунтов и грунтовых вод, санитарных условий работы трубопроводов и требованиями надёжности их действия.

2. Общие понятия о гидравлическом ударе в трубопроводах.

Гидравлическим ударом называется внезапное повышение или снижение давления жидкости внутри трубопровода, вызванное любым резким изменением скорости её течения. Гидравлические удары возникают при пуске и остановке насосов при открытой задвижке на напорной линии, а также при быстром открытии или закрытии регулирующих органов на водоводах и от других причин.

Особенно опасны в этом отношении маломощные насосы с небольшой инерцией движущихся масс, широко распространённые в небольших системах водоснабжения.

При гидравлических ударах давление в трубах скачкообразно возрастает до больших величин, в ряде случаев образуется вакуум, резко колеблется давление, возникает кавитация. Эти явления нарушают герметичность стыков, вызывают разрывы труб, повреждение рабочих колёс насосов, контрольно-измерительных приборов, арматуры, нежелательную вибрацию оборудования и т.д.

Наблюдения показали, что на напорных линиях, подверженных даже незначительным колебаниям давления, обусловленных гидравлическими ударами, утечки растут из года в год.

По СНиПу [1] повышение давления при гидравлическом ударе определяется расчётом, на основании которого принимаются меры защиты от гидравлического удара. Для защиты водоводов от гидравлических ударов разработаны достаточно надёжные противоударные приборы [2,3,4].

После установки этих противоударных приборов аварии на водоводах прекращаются.

Впервые научная теория гидравлического удара в трубах разработана выдающимся русским учёным Н.Е. Жуковским. В дальнейшем изучению этого явления посвятили свои труды многие отечественные и зарубежные исследователи.

Величина гидравлического удара определяется многими факторами: характеристикой насоса или запорного органа, материалом труб, их диаметром, длиной трубопровода, режимом работы водовода, наличием в воде нерастворённых газов, профилем укладки трубопровода и т.д.

Классическая формула для определения напора при так называемом прямом гидравлическом ударе, выведенная Н. Е. Жуковским, имеет вид:

$$H = H_0 + \Delta H = H_0 + c_{\Delta} v / g, \quad \text{м}, \quad (2.1)$$

где H_0 – статический напор, т.е. напор в данной точке водовода после прекращения течения жидкости, м;

ΔH – добавочный напор, обусловленный гидравлическим ударом, м;

c – скорость распространения ударной волны, м/с;
 Δv – величина изменения скорости течения в водоводе, в результате действия которой изменился напор, м/с:
 $\Delta v = v_0 - v$;
 v_0 – первоначальная скорость установившегося течения жидкости, м/с;
 v – оставшаяся скорость течения жидкости, м/с;
 При полном прекращении течения, когда $v=0$, $\Delta v=v_0$ и, следовательно,

$$(2.2) \quad H = H_0 + c v_0 / g, \quad \text{м.}$$

Если скорость течения не замедляется, а, наоборот, ускоряется например, вследствие резкого открытия крана, то в формулах (2.1) и (2.2) перед вторым членом должен стоять знак “минус”.

Насколько сильно действует гидравлический удар в водоводе, можно видеть из следующего примера. Допустим, в конце водовода быстро закрывается задвижка, в результате чего возникает прямой удар. Скорость течения до её закрытия $v=1,5$ м/с, $H_0=50$ м, трубы чугунные, скорость распространения ударной волны в данном случае $c=1100$ м/с. Тогда по формуле (2.2)

$$H = 50 + 1100 \cdot 1,5 / 9,81 = 220 \text{ м,}$$

т.е. давление при ударе достигает $p=2,15$ МПа. В действительности это давление вследствие потерь энергии и других факторов будет несколько меньше, но всё равно останется довольно высоким, способным в ряде случаев разрушить даже чугунные трубы или нарушить герметичность стыков.

Гидравлический удар в трубопроводах носит волновой характер. Это означает, что возникший в какой-либо точке трубопровода импульс изменения скорости и давления перемещается вдоль всего трубопровода со скоростью c в виде волны изменения скорости и повышения или понижения давления.

Волны отражаются от открытого конца трубопровода, от тупика, резервуара и других характерных мест в трубопроводе и перемещаются в обратную сторону. Волны давления от резервуаров со свободной поверхностью жидкости или открытых концов труб отражаются с переменной знака, а от закрытых концов трубопровода – с тем же знаком, что и подошедшие.

Волновой характер гидравлического удара хорошо виден на осциллограммах, записанных датчиками на трубопроводе у крана при быстром его закрытии (рис 2.1, а) и у центробежного насоса при его выключении (рис 2.1, б). Вторая осциллограмма отличается от первой тем, что здесь гидравлический удар начинается со снижения напора вследствие оттока воды по инерции от насоса после его остановки.

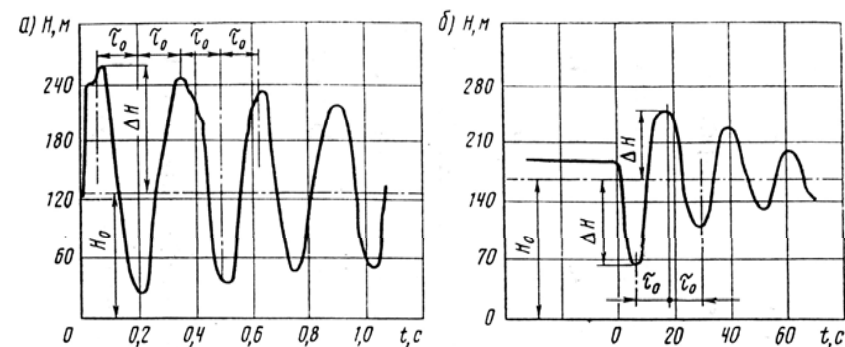


Рис. 2.1. Осциллограммы гидравлического удара без разрыва сплошности потока.

Расстояния между соседними вершиной и впадиной на осциллограммах τ_0 , т.е. полупериод, в теории гидравлического удара принято называть *фазой* колебаний гидравлического удара. При *прямом* ударе, которому соответствуют зависимости (2.1) и (2.2), продолжительность изменения скорости течения t_s , т.е. время закрытия (открытия) затвора, или время пуска и остановки насоса, должно быть равно или меньше фазы гидравлического удара, т.е. $t_s \leq \tau_0$.

В противном случае, т.е. при $t_s > \tau_0$, гидравлический удар называется *непрямым*. Из теории гидравлического удара известно, что

$$\tau_0 = 2l/c, \text{ с}, \quad (2.3)$$

где l – длина трубопровода, м.

При непрямом ударе величина изменения напора ΔH получается меньше, чем по формуле Н. Е. Жуковского (2.1). Это объясняется тем, что при значительной продолжительности времени t_s к месту возникновения гидравлического удара начинают подходить отражённые от свободного конца трубы или от резервуара волны противоположного знака в тот момент, когда процесс нарастания (или падения) давления здесь ещё не закончился. В результате взаимодействия прямых и отраженных волн суммарный напор получается меньше, чем по формуле (2.1). Определение максимального напора при непрямом ударе связано с громоздкими вычислениями, поэтому его рекомендуется выполнять на ЭВМ.

Особым и наиболее сложным случаем гидравлического удара является удар с *разрывом сплошности потока* в трубопроводе. Разрыв потока возникает, когда при гидравлическом ударе дополнительное снижение напора $\Delta H = c_{\Delta} v_0 / g$ оказывается больше первоначального напора H_p в данной точке трубопровода. При этом давление в трубах падает ниже атмосферного

уровня, поток разрывается – образуются пустоты, заполненные парами воды (рис 2.2).

На диаграмме рассмотрены случаи изменения напора при остановке насоса в точке 3. Этот насос при нормальной работе подаёт воду в резервуар на противоположном конце трубопровода. Гидравлический удар начинается с понижения напора. В зависимости от величины изменения скорости Δv и характера профиля водовода могут встретиться следующие случаи:

1. При понижении напора в начале водовода на величину ΔH разрыва сплошности по всей длине водовода не происходит (рис 2.2, а), т.к

$$\Delta H = c \Delta v / g \leq H_0 + H_{\text{вм}} \quad (2.4)$$

где $H_{\text{вм}}$ - максимально возможный вакуум в трубах, м; теоретически не более 7 – 8 м.

Таким образом, зависимость (2.4) выражает условие, при котором разрыв сплошности в трубопроводе отсутствует.

2. При значительных изменениях скорости Δv и больших величинах ΔH напор в водоводе на части его длины (рис. 2.2, б и 2.2, в) или на всем протяжении (рис 2.2,г) снижается до абсолютного нуля, т.е. на величину $H_{\text{вм}}$ ниже атмосферного уровня. При этом вследствие перемещения воды под действием инерции в водоводе возникают разрывы сплошности (пустоты).

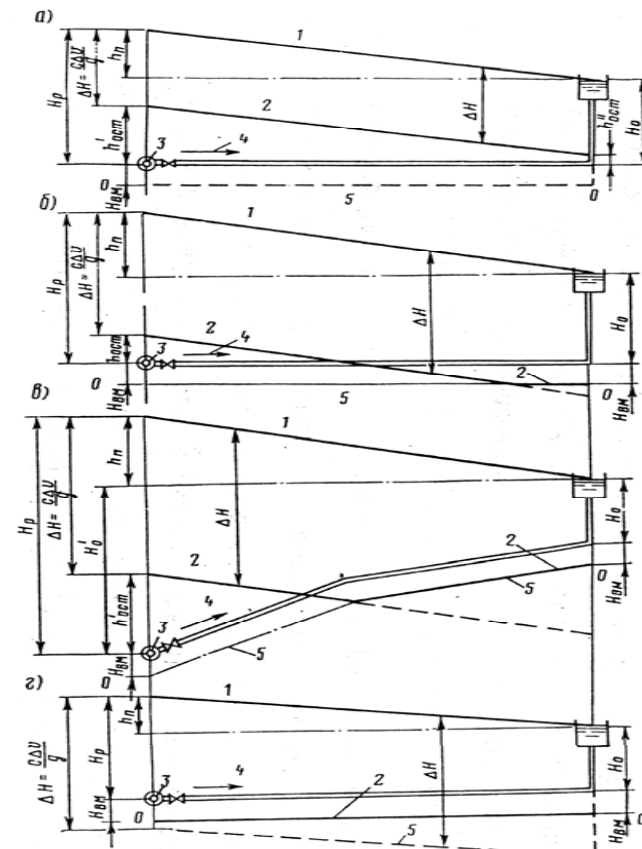


Рис. 2.2. Диаграммы изменения напора в трубопроводе после перемещения вдоль него волны понижения давления при гидравлическом ударе без разрыва сплошности потока (а) и с разрывом сплошности потока (б, в, г):

1 – напорная линия до гидравлического удара; 2 – напорная линия после перемещения волны понижения напора; 3 – источник удара; 4 – начальное направление течения жидкости; 5 – линия “нулевого” напора.

Из рассмотренных диаграмм следует, что образование таких пустот возможно, если

$$\Delta H = c_{\Delta} v / g > H_0 + H_{\text{вм}}, \quad (2.5)$$

а на всей длине водовода напор снижается до нуля при

$$\Delta H = c_{\Delta} v / g > H_p + H_{\text{вм}}, \quad (2.6)$$

где H_p – рабочий напор в водоводе, м.

В последнем случае основной разрыв сплошности образуется обычно сразу за источником удара, а на остальной длине водовода возможна так называемая “путевая разрывность” в виде отдельных каверн, заполненных парами воды. Осциллограммы гидравлических ударов, сопровождающихся разрывами сплошности потока, характеризуются рядом особенностей (рис 2.3).

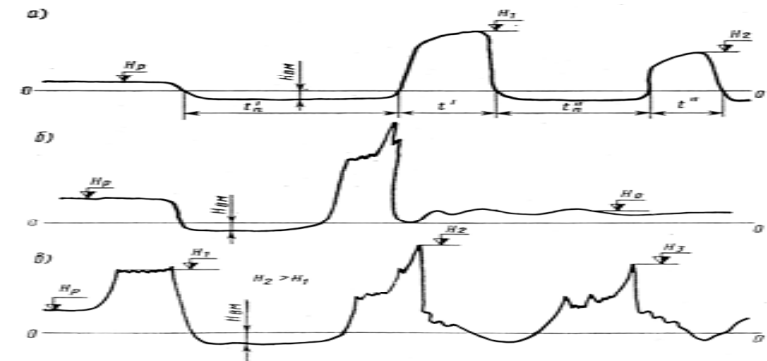


Рис. 2.3. Осциллограммы гидравлического удара с разрывом сплошности потока:

а – при быстром закрытии крана за насосом; б – при выключении насоса; в – при быстром закрытии крана в конце трубопровода.

Периоды понижения напоров здесь, как правило, продолжительнее периодов их повышения, максимальный напор после заполнения разрыва сплошности в первой фазе (а иногда и в последующих) может быть по величине больше, чем по формуле (2.2). Эти явления можно объяснить, если детально рассматривать сложные перемещения и интерференцию волн в трубопроводе.

3. Скорость распространения ударной волны

Из формулы (2.1) видно, что скорость распространения ударной волны c - важный параметр, определяющий величину напора при гидравлическом ударе.

Скорость распространения ударной волны

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho_{ж}}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} \cdot D}{E_T \cdot \delta}}} = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} \cdot D}{E_T \cdot \delta}}}, \text{ м/с}, \quad (3.1)$$

где $E_{ж}$ – модуль объёмной упругости жидкости, Па; для воды при обычных давлениях и температурах около 20^0 C $E_{ж} = 2060 \text{ МПа}$;

E_T – модуль упругой деформации материала труб, МПа (см. табл. 3.1);

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

D и δ – внутренний диаметр и толщина стенок труб, см.

Модули упругой деформации материалов труб Табл. 3.1

Материал труб	Модуль упругой деформации E_T , МПа
Сталь	$206 \cdot 10^3$
Чугун	$98 \cdot 10^3$
Асбестоцемент	$19,6 \cdot 10^3$
Бетон	$20,6 \cdot 10^3$
Поливинилхлорид (винипласт)	$4 \cdot 10^3$
Полиэтилен ПВП	$0,9 \cdot 10^3$
Полиэтилен ПНП	$0,3 \cdot 10^3$
Стеклополиэтилен	$1,76 \cdot 10^3$
Стеклопласт (СВАМ)	$34,2 \cdot 10^3$

Наименование грунта	E_{Γ} , Мпа	Коэффициент Пуассона, ν_{Γ}
Гравелистые и крупнообломочные грунты	40	0,27
Песчаные грунты:		
средней крупности	40	0,3
мелкие	30	0,3
пылеватые	12	0,3
Глинистые грунты		0,35÷0,4

Для воды при $\rho_{\text{ж}} = 10^3 \text{ кг/м}^3$ скорость звука в воде равна

$$\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}}} = 1435 \text{ м/с.}$$

Таким образом, в числителе формулы (3.1) даётся скорость звука в жидкости, а в знаменателе – величина, уменьшающая скорость звука за счёт влияния самого трубопровода.

Для быстрого определения скорости c в зависимости от соотношения D/δ для всего сортамента стальных, чугунных и асбестоцементных труб, выпускаемых по любому ГОСТу, по формуле (3.1) составлен график (рис. 3.1) [2].

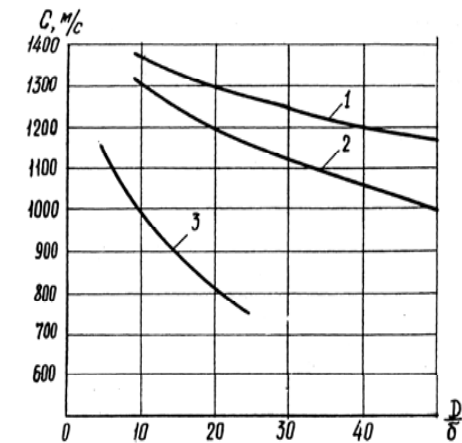


Рис. 3.1. Зависимость скорости c от отношения D/δ для стальных (1), чугунных (2) и асбестоцементных труб (3).

Исследования показали, что формулу (3.1) неправомерно применять для пластмассовых труб, уложенных в землю. Дело в том, что для таких мягких труб, как пластмассовые, на величину c существенное влияние оказывает упругое обжатие окружающего грунта. Упругое обжатие придает трубам жёсткость и увеличивает значение c .

Для определения скорости c для труб с низким модулем упругости и, в частности, для пластмассовых труб, уложенных в земле, предложена формула [2]:

$$c = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{жс}}}{E_T} \alpha_{\text{П}} (1 - \nu^2)}} \text{ , м/с,} \quad (3.2)$$

где ν – коэффициент Пуассона материала труб; для полиэтиленовых труб $\nu = 0,32 \div 0,5$;

$\alpha_{\text{П}}$ – коэффициент, учитывающий упругое обжатие труб грунтом:

$$\alpha_{\text{П}} = \frac{2DK}{2K \cdot \delta + \frac{E_{\Gamma}}{E_T} D} \text{ ,} \quad (3.3)$$

$$K = \frac{H_T^2 + r^2 + \nu_{\Gamma} (H_T^2 - r^2)}{(H_T^2 - r^2)} \text{ ,} \quad (3.4)$$

E_{Γ} - модуль упругости грунта, МПа (см. табл. 3.2);

ν_{Γ} - коэффициент Пуассона грунта (см. табл. 3.2);

H_T - расстояние от поверхности земли до центра трубы, м;

$$r = D/2.$$

Влияние упругого отпора в основном ограничивается определённой сферой, поэтому с достаточной для практических расчётов точностью можно принять

$$(3.5) \quad H_T \approx 3D.$$

В таком случае формула (3.4) примет вид

$$K = \frac{37 + 35\nu_r}{35} = 1,055 + \nu_r. \quad (3.6)$$

Наибольшее влияние на скорость c упругий отпор оказывает в гравелистых и песчаных грунтах. Поэтому на рис. 3.2 дан график $c = f_1(D/\delta)$ для полиэтиленовых и винипластовых труб, уложенных в песке при $\nu_r = 0,3$ и $E_r = 39$ МПа. Этим графиком с достаточной для практических расчётов точностью можно пользоваться и при укладке труб в других грунтах.

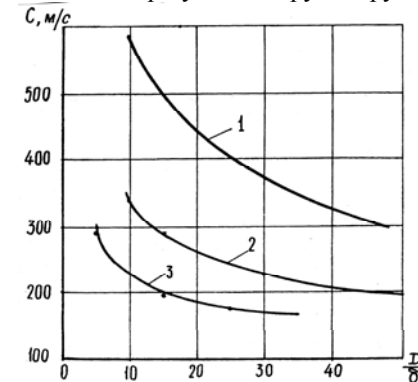


Рис. 3.2. Зависимость скорости c от отношения D/δ для поливинилхлоридовых (1), полиэтиленовых ПВХ (2) и полиэтиленовых ПНП (3) труб.

Для определения скорости c в железобетонных трубах можно пользоваться общей формулой (3.1), если в неё подставлять $\delta = \delta_p$ – приведённую толщину стенки и $E_T = E_\delta$ – модуль упругой деформации бетона ($E_\delta = 206 \cdot 10^2$ МПа).

Приведённая толщина стенки для закреплённого железобетонного трубопровода вычисляется по формуле М. А. Мосткова [2]

$$\delta_p = \frac{r_n - r_a}{\varphi_0 \varphi_1 \varphi_2}, \quad (3.7)$$

где r_n и r_e – наружный и внутренний радиусы железобетонной трубы, м

(рис. 3.3)

φ_0 – коэффициент, учитывающий закрепление трубопровода грунтом;

принимается по табл. 3.3;

φ_1 – коэффициент, учитывающий действительную толщину стенок железобетонных труб, поскольку формула (3.1) выведена для тонкостенных труб (см. табл. 3.3);

φ_2 – коэффициент, учитывающий наличие в трубах арматуры;

$$\varphi_2 = \frac{1}{1 + \frac{n_{жб} r_0}{1 - \alpha} \left(\frac{\alpha_1}{r_1} + \frac{\alpha_2}{r_2} \right)}, \quad (3.8)$$

где $n_{жб}$ – отношение модулей упругой деформации стали и бетона

($n_{жб} = 10$);

r_0 – средний радиус трубы, м; $r_0 = (r_n + r_e) 0,5$;

α_1 и α_2 – доли насыщения трубы соответственно внутренней и наружной арматурой (по объёму);

r_1 и r_2 – радиусы расположения внутренней и наружной арматуры, м (см. рис. 3.3).

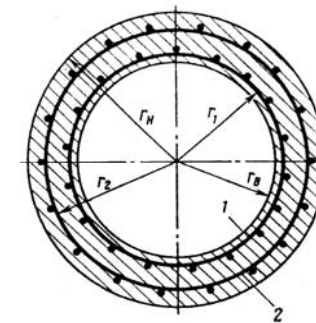


Рис. 3.3. Поперечное сечение железобетонной трубы:

1 – внутренняя кольцевая арматура; 2 – наружная кольцевая арматура.

Коэффициент φ_2 может быть приближённо принят по табл. 3.4, составленной для труб с симметричным размещением арматуры при

$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha / 2$. Значение α принимается по данным ГОСТов и справочников.

Эксперименты на реальных водоводах, как правило, показывают, что скорости распространения ударных волн в водоводах в действительности меньше, чем по приведённым выше формулам. Это объясняется, в первую очередь, присутствием в воде мельчайших пузырьков воздуха, которые уменьшают упругость жидкости, а также наличием утечек из трубопроводов. Оба этих фактора учесть при расчётах затруднительно, поэтому они обычно не принимаются во внимание и идут в запас расчёта.

Таблица 3.3

Коэффициент	$(r_n - r_e): r_e$						
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,1
Φ_0	0,972	0,973	0,974	0,975	0,976	0,976	0,977
Φ_1	1	1,006	1,013	1,02	1,025	1,033	1,07

Продолжение табл. 3.3

Коэффициент	$(r_n - r_e): r_e$						
	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,75
Φ_0	0,977	0,978	0,98	0,981	0,982	0,984	0,987
Φ_1	1,105	1,14	1,18	1,22	1,30	1,38	1,6

Таблица 3.4

Процент армирования труб (по объёму)	0,5	0,6	0,75	1	1,25	1,5
φ_2	0,952	0,944	0,93	0,91	0,889	0,89

Следует отметить, что фактическая скорость распространения ударной волны в водоводах может быть значительно меньше расчетной, за счет присутствия в воде растворенных газов. Однако учет этого фактора

осложняется тем, что количество растворенного газа неизвестно. Поэтому обычно используют в расчетах теоретическую скорость (3.1.), имея некоторый запас при определении ударных давлений.

4. Расчёт трубопровода на гидравлический удар при регулировании потока жидкости задвижкой

Применяемые на водоводах задвижки сконструированы таким образом, чтобы сравнительно медленно перекрывать сечение трубопровода. Однако при определённых условиях время регулирования бывает недостаточно для безударного закрытия. Поэтому при низконапорных трубах (асбоцементных, пластмассовых, чугунных класса ЛА) рекомендуется выполнить расчёт на допустимость закрытия задвижки за заданный промежуток времени t_3 . Время закрытия t_3 для электрифицированных задвижек указывается в их паспортах и в справочниках. Например, для параллельных электрифицированных задвижек с условными проходами от 100 до 1200 мм время закрытия в зависимости от диаметра равно от 0,8 до 4,6 мин, для аналогичных клиновых задвижек – от 0,7 до 5,3 мин. Для параллельных задвижек с ручным управлением при диаметрах до 300 мм время t_3 (на основании опытных данных) составляет от 20 до 70 с, или в среднем около 45 с.

На рис. 4.1 дана расчётная схема для определения напора, возникающего при закрытии задвижки в любой точке водовода. В начале водовода расположен резервуар (или насос), развивающий напор H_0 . В конце участка в точке В установлена задвижка, время закрытия которой t_3 . Свободный напор над задвижкой при установившемся режиме h_0 ; потери напора $h_n = H_0 - h_0$.

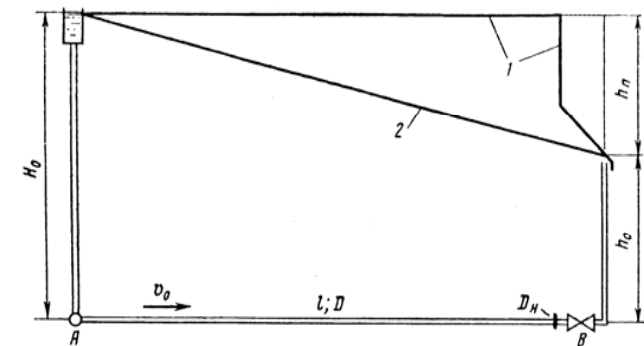


Рис. 4.1. Расчётная схема трубопровода:

1 – условная напорная линия; 2 – действительная напорная линия.

Для упрощения расчётов предполагается, что все эти потери напора сосредоточены в конце трубопровода в условной диафрагме D_n и в задвижке в точке В, а по всей длине водовода рабочее давление $H_p = H_0$.

Расчёт на гидравлический удар по предложению Л. Ф. Мошнина выполняется в такой последовательности:

1. Определяется скорость распространения ударной волны c .
2. Вычисляется длительность фазы $\tau_0 = 2l / c$ и сравнивается с временем закрытия задвижки t_3 . Если $\tau_0 \geq t_3$, происходит прямой удар – максимальный напор следует определять по формуле (2.2). При $\tau_0 < t_3$, удар не прямой, поэтому напор вычисляют пофазно.
3. Рассчитывается число фаз колебаний напора в процессе закрытия задвижки при не прямом ударе:

$$(4.1) \quad n_{\phi} = t_3 / \tau_0.$$

4. Для определения напора пофазно при не прямом ударе совместно решаются следующие три уравнения:

$$v = -\frac{c}{2gK_T} + \sqrt{\left(\frac{c}{2gK_T}\right)^2 + \frac{H_0 - h_0 + h_M}{K_T} - 2\frac{\psi_{II}}{K_T}}, \text{ м/с}, \quad (4.2)$$

$$\varphi_0 = \frac{c}{g}(v_0 - v) - \psi_{II}, \quad (4.3)$$

$$H = H_0 + \varphi_0 - \psi_{II}, \quad (4.4)$$

где K_T - коэффициент потерь напора в трубопроводе и задвижке;

v – скорость течения жидкости, которая в течение рассматриваемой фазы принимается постоянной, м/с;

$h_M = \Delta H$ – модуль гидравлического удара, м; $h_M = cv_0/g$;

$$K_T = K_0 + K_1, \text{ с}^2/\text{м};$$

K_0 - коэффициент потерь напора в трубопроводе, $\text{с}^2/\text{м}$;
предполагается равенство коэффициентов гидравлического

сопротивления при установившемся и неустановившемся движении жидкости. Тогда

$$K_0 = \frac{h_{\Pi}}{v_0^2}, \text{ с}^2/\text{м}; \quad (4.5)$$

K_1 - коэффициент гидравлических потерь напора в задвижке при разных степенях её открытия, $\text{с}^2/\text{м}$; эта величина определяется по графикам, составленным по данным, полученным экспериментально.

x – величина перекрытия отверстия диском задвижки, м.

В результате обобщения экспериментов с задвижками и аппроксимации полученных опытных кривых [2] выведена формула

$$K_1 = \frac{0,01605}{\left(1 - \frac{x}{D}\right)^{2,6837}}, \text{ с}^2/\text{м}. \quad (4.6)$$

Остальные обозначения в системе уравнений (4.2) – (4.4) следующие:

ψ_{Π} - сумма прямых волн понижения напора, подошедших в рассматриваемый момент к задвижке, м;

φ_0 - сумма обратных волн повышения напора, возникающих в рассматриваемый момент у задвижки, м;

H – напор при гидравлическом ударе в конце каждой фазы, м.

В приведённых трёх уравнениях четыре неизвестных: H , v , ψ_{Π} и φ_0 . Однако совместное решение этих уравнений вполне возможно, так как сумма прямых волн понижения напора ψ_{Π} в любой $(n+1)$ -й фазе по законам отражения равна сумме обратных волн повышения напора φ_0 в n -й фазе. Максимальный (расчётный) напор при гидравлическом ударе в данном случае возникает в последней фазе.

Решение системы уравнений возможно вручную, но занимает много времени и поэтому его лучше выполнять на ЭВМ. До расчёта на вычислительной машине по формуле (2.3) определяется величина τ_0 и по формуле (4.1) – число фаз n_{ϕ} .

5. После определения максимального напора H допустимость принятого времени закрытия задвижки t_z можно оценить, например, по допустимой величине несущей способности труб, исходя из воздействия внутреннего давления в трубе.

Время закрытия задвижки будет достаточно, если

$$p_{\text{ИП}} \cdot m_1 \cdot m_2 / \gamma_{\text{И}} \geq p_y \text{ МПа,} \quad (4.7)$$

где $p_{\text{ИП}}$ - внутреннее испытательное давление, которому подвергается труба после изготовления, МПа;

p_y - расчётная величина внутреннего давления, МПа;

$$p_y = p_p + \Delta p_y = (H_p + \Delta H_y) \rho g, \text{ МПа,} \quad (4.8)$$

где p_p - рабочее давление, МПа;

H_p - рабочий напор, м;

Δp_y и ΔH_y - добавочное давление и добавочный напор, обусловленные гидравлическим ударом;

$$\Delta H_y = H - H_p, \text{ м;} \quad (4.9)$$

m_1 – коэффициент, учитывающий кратковременность испытания труб; для чугунных, асбестоцементных стальных и железобетонных труб $m_1=1$;

m_2 – коэффициент, учитывающий коррозию труб; для асбестоцементных и железобетонных $m_2=1$, для металлических $m_2=0,9$, для полиэтиленовых труб низкой плотности $m_2=0,36$, для полиэтиленовых труб высокой плотности $m_2=0,33$;

$\gamma_{\text{И}}$ – коэффициент надежности, учитывающий класс участка трубопровода по степени ответственности. Значение $\gamma_{\text{И}}$ следует принимать для участков трубопроводов 1-го класса – 1; 2-класса – 0,95; 3-го класса – 0,9 [1].

Испытательное давление $p_{\text{ИП}}$ назначается в соответствии с ГОСТами в зависимости от материала и толщины стенок труб. Для чугунных, асбестоцементных, железобетонных и винипластовых труб величина $p_{\text{ИП}}$ принимается по справочникам. Для стальных труб испытательное давление равно

$$p_{\text{ИП}} = \frac{19,6 \cdot 10^3 \delta_m R_H}{D_H - 2\delta_m}, \text{ МПа,} \quad (4.10)$$

где δ_m – минимальная толщина стенки труб, мм (δ_m принимается с учётом

минусового допуска);

D_H - наружный диаметр, мм;

R_H - допускаемое напряжение, кг/мм² (указывается в ГОСТах на трубы).

γ_H - коэффициент надёжности, учитывающий класс участка трубопровода по степени ответственности. Значение коэффициента γ_H следует принимать [1] для участков трубопроводов 1-го класса – 1; 2-го класса – 0,95; 3-го класса – 0,9.

В тех случаях, если условие (4.7) не выполняется, необходимо увеличить время закрытия задвижки t_3 , а если это невозможно, то применить соответствующую противоударную защиту.

5. Определение величины гидравлического удара при пуске центробежного насоса

Пуск автоматизированных центробежных насосов в небольших системах водоснабжения, как правило, осуществляется при постоянно открытой задвижке на напорной линии. В таких системах преобладают насосы небольшой мощности с малой инерцией движущихся масс, поэтому они быстро набирают обороты, развивая максимальное давление, пока жидкость ещё не начала двигаться по всему трубопроводу.

Насос некоторый короткий промежуток времени фактически качает воду, как бы на закрытую задвижку, которой является сама жидкость в трубе, и заполняет так называемую упругую ёмкость трубы, т.е. пространство, образующееся при сжатии жидкости и расширении стенок трубы под действием давления. В этих условиях, т.е. при почти нулевом расходе, максимальный напор насоса может существенно превысить рабочий напор, как это непосредственно следует из характеристики насоса $Q - H$. По этой же причине напор при пуске во всех случаях не может превышать наибольший напор по характеристике насоса.

Максимальный напор при пуске насоса можно определить по методу “пересекающихся характеристик” насоса и трубопровода при неустановившемся течении жидкости. По этому методу графо-аналитически или аналитически совместно решаются уравнение характеристики насоса $H=f(Q)$ и уравнение движения жидкости в трубопроводе [2]:

$$Q = 3600 S_T \sqrt{\frac{2g}{\xi} \left(H - \frac{\beta_c c^2}{\xi g} - H_0 \right) + \frac{2\beta_c c^2}{\xi_{\text{exp}}^2 \left[\xi \frac{g}{\beta_c c^2} (H - H_0) \right]}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.1)$$

где ξ - коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{2gh_{\Pi}}{v_0^2};$$

h_{II} - потери напора при установившемся течении, м;

$$h_{II} = H_p - H_0 ;$$

H_p и H_0 - рабочий и статический напоры, м;

H - напор при пуске насоса (искомая величина), м;

β_c - коэффициент количества движения (при расчётах допустимо принимать $\beta_c=1$);

S_T - площадь живого сечения всех ниток водовода, м².

Порядок графо-аналитического расчёта поясняется примером (рис. 5.1). Здесь кривая 1 – графическая характеристика насоса $H=f(Q)$, взятая из паспорта насоса или каталога. Кривая 2 – характеристика трубопровода при установившемся движении, построенная обычным способом; точка A – рабочая точка насоса при его нормальной работе. Для определения максимального напора при пуске насоса необходимо построить кривую, выражающую уравнение (5.1); точка пересечения этой кривой с характеристикой насоса $H=f(Q)$, взятой из паспорта. Для построения кривой необходимо последовательно задаваться значениями H и каждый раз вычислять Q по формуле (5.1). По полученным точкам строится прямая 4, а точка B пересечения её с кривой 1 даёт напор при пуске $H=107$ м (см. рис. 5.1), тогда как рабочий напор, на который подбираются трубы и арматура, составлял всего $H_p = 85$ м. Предложенный метод был многократно проверен на опытах и во всех случаях дал хорошие результаты.

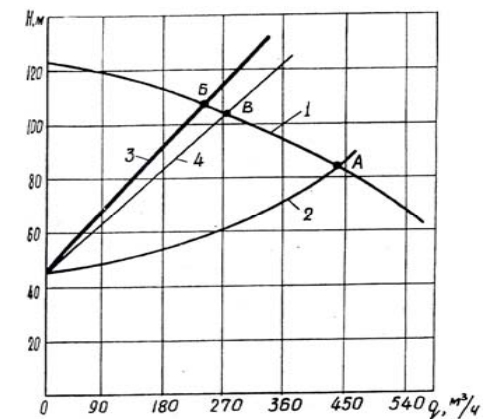


Рис. 5.1. Совместное графическое решение характеристик насоса 3В-200×2а (1) и трубопровода при установившемся течении жидкости (2) и при неустановившемся течении (3) и (4).

Уравнение (5.1) учитывает потери энергии в водоводе и является достаточно точным. В тех случаях, когда необходима только предварительная оценка величины напора при гидравлическом ударе при пуске насоса, рекомендуется пользоваться уравнением Н. Е. Жуковского, не учитывающие потери напора, а именно

$$H = H_0 + \frac{c v}{g}, \text{ м.} \quad (5.2)$$

Это уравнение отличается от ранее приведённого (2.2) тем, что здесь скорость v – переменная величина. Задаваясь произвольно рядом значений скоростей v , по формуле (5.1) вычисляются величины напора H и строится график (см. рис. 5.1, прямая 3). Точка B пересечения построенной прямой с характеристикой насоса показывает в данном случае несколько уменьшенную величину напора при пуске насоса $H=104$ м. Однако в большинстве случаев для предварительных расчётов такая точность вполне достаточна.

6. Определение величины гидравлического удара при выключении насоса

Гидравлические удары при выключении насосов, как правило, представляют наибольшую опасность для водоводов, оборудованных обратными клапанами. Особенно значительно повышается напор при таких ударах в тех случаях, когда они сопровождаются разрывами сплошности потока. Методы расчёта водоводов на гидравлический удар при выключении насосов часто очень сложны; такие расчёты выполняются на ЭВМ, но и при этом не всегда получаются результаты, удовлетворительно совпадающие с замерами на практике.

Для небольших систем водоснабжения (преимущественно в сельской местности) применяются в основном насосы с малой инерцией движущихся масс, для которых разработаны сравнительно простые методы расчета гидравлического удара, возникающего при выключении таких насосов [2]. Предполагается, что наибольший удар происходит в насосной станции у закрытого обратного клапана, поэтому профиль укладки напорной линии учитывается только косвенно.

Ниже приводится порядок расчёта. Перед расчётом необходимо определить, будет ли гидравлический удар протекать с разрывом сплошности или без него (см. п. 2).

Если разрыва сплошности нет, то максимальный напор определяется по формуле

$$H = H_0 + \frac{c v_0}{g} (2e^{-\eta T} - 1) + \frac{h_{\Pi}}{2} (1 + e^{-\eta T}) \quad [\text{м}], \quad (6.1)$$

где T – время, с; обычно это продолжительность фазы τ_0 [по формуле (2.3)]; при наличии на водоводе высоких переломных, отражение волн гидравлического удара может происходить от них, поэтому в таких случаях нужна проверка при

$$T = T_1 = 2l_1/c,$$

здесь l_1 – расстояние от насосной станции до рассматриваемой переломной точки, м;

e – основание натурального логарифма ($e=2,7183$);

η – коэффициент затухания колебания, определяемый по формуле

$$\eta = \frac{h_{II} g}{2\nu_0 l}, \text{ с}^{-1}, \quad (6.2)$$

здесь потери напора h_{II} и длина трубопровода l выражаются в метрах.

Уравнение (6.1) было тщательно проверено на опытах. При этом оказалось, что даже для мощных насосов отличие фактического напора от рассчитанного по указанному уравнению получается незначительным, а для небольших насосных агрегатов аналитический расчёт даёт очень хорошие результаты.

Если трубопровод имеет в профиле переломные точки, то расчёт значительно усложняется, поскольку на них возможен разрыв сплошности потока с последующим соударением колонн воды.

Расчёт становится ещё более сложным, если обратный клапан у насоса отсутствует и возможно течение воды в обратном направлении через насос, при этом насос работает как турбина. Обратные клапаны, как правило, не устанавливаются у насосных агрегатов с большим моментом инерции ротора агрегата.

В этом случае рекомендуется приближенная методика оценки гидравлического удара при потере насосом привода [2]. На основе расчётов составлены графики (рис. 6.1), по которым можно определить величины повышения или понижения давления у насосов. По оси ординат на этих графиках указаны коэффициенты понижения β_n или повышения β_n напора в процентах, считая от номинального напора, соответствующего нормальной работе агрегата.

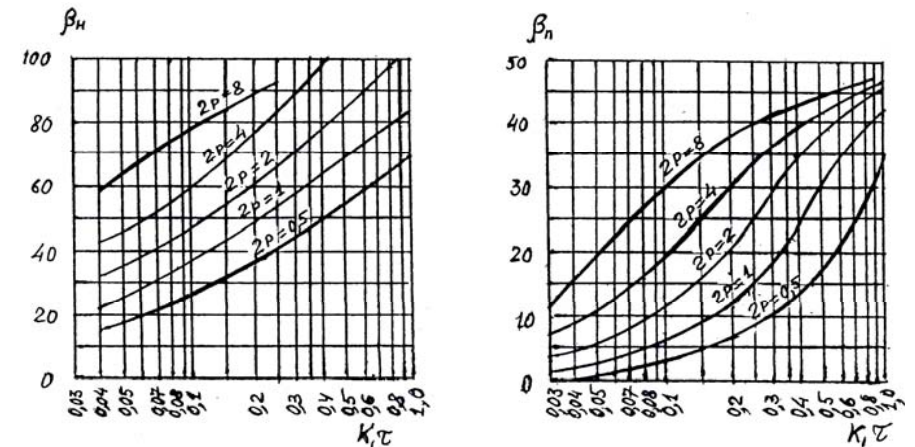


Рис. 6.1. Графики для определения максимальных значений понижения и повышения напора у насосов при потере ими привода.

На оси абсцисс отложены значения $K_1\tau$, где

$$K_1 = \frac{1800QH}{GD_a^2 n^2 \eta} \quad (6.3)$$

Q – подача насоса, м³/с;

H – номинальный напор насоса, м;

n – число оборотов рабочего колеса насоса, об/мин;

η – коэффициент полезного действия агрегата (электродвигатель-насос)

GD_a^2 – момент инерции ротора агрегата, тм²;

D_a – диаметр ротора, м;

τ – фаза гидравлического удара.

Значение GD_a^2 определяется по моменту инерции ротора двигателя

GD_g^2 , которая приводится в каталогах электродвигателей (см. приложение).

Зависимость этих масс между собой примерно следующая:

Осевые насосы $GD_a^2 = (1,05 \dots 1,07) GD_g^2$.

Диагональные и низконапорные
центробежные насосы $GD_a^2 = (1,08 \dots 1,15) GD_g^2$.

Высоконапорные центробежные
насосы $GD_a^2 = (1,16 \dots 1,2) GD_g^2$.

Кривые на рис. 6.1 соответствуют разным характеристикам трубопровода P , значение которых в данном случае предлагается вычислять по формуле

$$2P = \frac{c\nu_0}{gH_0}. \quad (6.4)$$

По данным графикам при известных $K_1\tau$ и $2P$ определяются параметры β_n и β_p . При известных параметрах значения понижения $h_{\text{пон}}$ и повышения $h_{\text{пов}}$ напоров определяются по формулам

$$h_{\text{пон}} = 0,01\beta_n H, \quad (6.5)$$

$$(6.6) \quad h_{нов} = 0,01\beta_n H .$$

Соответственно максимальное понижение напора в трубопроводе у насоса

$$(6.7) \quad H_{мин} = H_p - h_{пон} ,$$

а максимальное повышение напора

$$(6.8) \quad H_{макс} = H_o + h_{нов} ,$$

где H_p и H_o – соответственно рабочий и статический напоры.

Пример 1. На насосной станции, подающей воду из реки, имеющей отметки уровня воды у водозабора 0,00 м, на очистные сооружения, имеющие отметку уровня воды в голове 58,5 м, установлены насосы с технической характеристикой каждого: подача $Q = 2 \text{ м}^3/\text{с}$; напор $H = 62 \text{ м}$; частота вращения агрегата $n = 600 \text{ об/мин}$, КПД агрегата $\eta = 0,82$. Привод к насосам принят от электродвигателей мощностью по 1600 кВт. Маховая масса ротора двигателя $GD^2 = 3,2 \text{ т.м}^2$. Установка обратных клапанов за напорными патрубками насосов не предусмотрена. Каждый насос подает воду в отдельный стальной трубопровод диаметром 1000 мм, $\delta = 16 \text{ мм}$.

Для заданных условий необходимо определить расчетом максимальное и минимальное давление в трубопроводе, а также отметку перелома, профиля трубопровода из условия недопущения в нем вакуума, который может вызвать разрыв сплошности потока при потере привода насосными агрегатами.

Скорость движения воды в трубопроводе $v_0 = 2,55 \text{ м/с}$.

Скорость распространения волны гидравлического удара $a = 1124 \text{ м/с}$.

Высота подачи $H_0 = 58,5 \text{ м}$.

Безразмерная характеристика трубопровода по формуле (6.4)

$$2P = \frac{1124 \cdot 2,55}{9,81 \cdot 58,5} = 5$$

Длительность фазы гидравлического удара:

$$\tau = \frac{2L}{a} = \frac{2 \cdot 800}{1124} = 1,42$$

Принимая $GD_{aep}^2 = 1,2 \cdot GD_{двиg}^2$, получим

$$GD_{aep}^2 = 1,2 \cdot 3,2 = 3,84 \text{ тм}^2$$

$$\text{При этом } K_1 = \frac{1800 \cdot 2 \cdot 62}{3,84 \cdot (600)^2 \cdot 0,82} = 0,2$$

$$\text{Полное значение } K_1 \frac{2 \cdot L}{a} \text{ будет равно } K_1 \frac{2 \cdot L}{a} = 0,2 \cdot 1,42 = 0,28.$$

Согласно графикам (рис. 6.1) для значений $2P = 5$, $K_1 \cdot \tau = 0,28$ повышение давления в трубопроводе вблизи насосов будет составлять 35%, а понижение 88%, что в абсолютных величинах дает $h_{нов} = 62 \cdot 0,35 = 21,7 \text{ м}$, $h_{нов} = 62 \cdot 0,88 = 54,6 \text{ м}$.

При повышении и понижении давления в трубопроводе значения их будут составлять

$$H_{\text{макс}} = H + h_{\text{нов}} = 62 + 21,7 = 83,7 \text{ м}$$

$$H_{\text{мин}} = H - h_{\text{пон}} = 62 - 54,6 = 7,4 \text{ м}$$

7. Защита трубопроводов от гидравлических ударов

7.1 Общие сведения о противоударных устройствах

Для предупреждения гидравлических ударов и защиты от них разработаны надёжные противоударные приспособления, а для водоводов большого диаметра – комплекс противоударных мероприятий. Этот комплекс включает также воздушные клапаны для впуска воздуха или воды в местах возможных разрывов сплошности потока, обратные клапаны на наклонных участках для расчленения потока и устройства для пропуска воды через насос в обратном направлении после его выключения.

На водоводах коммунального хозяйства и крупных промышленных и сельскохозяйственных объектах применяются гасители гидравлических ударов системы УкрВОДГЕО, воздушно-гидравлические колпаки и другие приборы.

Наряду с эффективными противоударными мероприятиями в технической литературе до сих пор встречаются рекомендации по использованию в качестве противоударных приборов пружинных и рычажно-грузовых

клапанов. Эти клапаны хорошо работают на паровых котлах, где давление поднимается медленно, но на водоводах они работают неудовлетворительно. Это объясняется высокой инерционностью рычажно-грузовых клапанов и необходимостью точного расчёта на заданное давление пружинных клапанов. При изменении давления последние или протекают, или не гасят гидравлические удары.

Анализ различных противоударных устройств и мероприятий с точки зрения применимости их для напорных водоводов небольших и средних систем водоснабжения показал, что наиболее целесообразны воздушно-гидравлические колпаки с устройствами для сохранения в них воздуха, а также противоударные клапаны-гасители систем ЛИИЖТа (Ленинградский институт инженеров железнодорожного транспорта), разрывные мембраны.

7.2 Воздушно-гидравлические колпаки

Воздушно-гидравлические колпаки – старейшее средство для предохранения от гидравлических ударов. Колпаки успешно гасят гидравлические удары, возникающие от любых причин, и не допускают вакуума в месте образования возмущения потока.

Колпаки или котлы состоят из стальных цилиндрических сосудов, заполненных в верхней части воздухом (примерно на $2/3$ высоты при статическом давлении). Колпаки устанавливаются вертикально на патрубок трубопровода. При гидравлическом ударе и повышении давления в линии часть воды поступает из трубопровода в колпак и сжимает находящийся там воздух, при этом сила удара ослабевает за счёт амортизирующих свойств воздуха. При понижении давления в трубопроводе воздух расширяется и часть воды из колпака вытекает в трубопровод, заполняя возможные разрывы сплошности и тем самым снижая величину последующего повышения давления. Таким образом, воздух в колпаке служит упругим элементом, компенсирующим изменение объёма жидкости в трубопроводе при гидравлическом ударе.

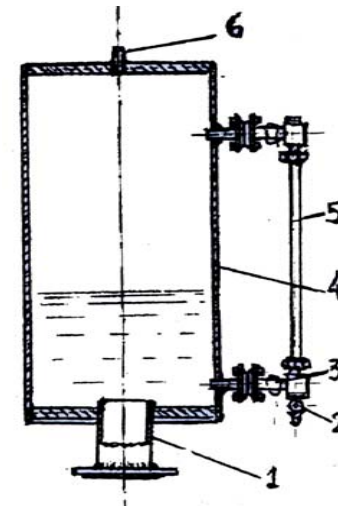


Рис. 7.1. Схема воздушно-гидравлического колпака: 1 – присоединительный патрубок; 2 – спускной кран; 3 – запорное устройство водоуказателя; 4 – корпус колпака; 5 – водоуказательное стекло; 6 – патрубок для присоединения манометра.

Типовой воздушно-гидравлический колпак сварной конструкции изображён на рис 7.1.

Колпак оборудован водомерным стеклом с запорным и спускным кранами, штуцерами для присоединения манометра и предохранительного клапана, а при больших размерах имеет люк-лаз и отверстие для спуска воды.

Если объём колпака более 25 л и его ёмкость в литрах, умноженная на рабочее давление в атмосферах, составляет более 200, то устройство, оборудование и испытание воздушно-гидравлического колпака должны соответствовать Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

Между воздушно-гидравлическим колпаком и патрубком рекомендуется устанавливать задвижку, опломбированную в открытом положении. Установка водомерных стёкол на колпаке необязательна, т.к. границу между водой и воздухом в колпаке легко определить простукиванием. Между тем устройство водомерных стёкол вызывает дополнительные утечки воздуха в местах присоединения кранов.

Наряду с существенными преимуществами воздушно-гидравлических колпаков, главный из которых – простота устройства, колпаки имеют и серьёзные недостатки. Основной недостаток – быстрое уменьшение запасов воздуха в них вследствие растворения его в воде или утечек через неплотности. Опыт показал, что воздух в колпаках сохраняется не более двух суток, а без воздуха колпак не выполняет своих функций. Отрицательным

фактором является также громоздкость колпаков. Для водоводов больших длин и диаметров размеры колпаков настолько велики, что для их размещения необходимы отдельные помещения или камеры. Большие размеры вызывают также значительные расходы металла на колпаки. Перечисленные недостатки сужают область рационального использования колпаков на трубопроводах.

Для сохранения запаса воздуха в колпаках и его восстановления приходится устраивать специальные приспособления. Одна из простейших, хотя и не всегда эффективных мер, - плавающие перегородки из дерева, покрытого резиной, или из пластмассы, разделяющие воздух и воду в колпаке. Более совершенный способ изоляции воздуха от воды – применение внутри колпака пластмассовой разделительной плёнки. Конструкция колпака с полиэтиленово-лавсановой плёнкой толщиной 0,02 мм разработана сотрудниками ВНИИ ВОДГЕО и испытана на одной из насосных станций. За двухмесячный период испытаний, в течении которого было до 100 включений насоса, количество воздуха в колпаке с плёнкой практически не уменьшилось. Для предохранения плёнки от механических повреждений внутреннюю поверхность колпака рекомендуется покрывать защитным слоем из полиэтилена или резины.

Воздушно-гидравлические колпаки гидротранспортных систем иногда выполняются заполненными резиновыми камерами или шлангами с закаченным в них воздухом. Такие устройства с успехом можно устанавливать и на водоводах (рис. 7.2).

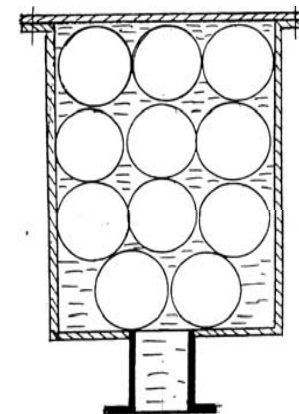


Рис. 7.2. Схема воздушно-гидравлического колпака, заполненного футбольными камерами.

Простейший способ восстановления воздуха в колпаках – подкачка его компрессором. Однако при этом существенно возрастают капитальные

вложения и особенно эксплуатационные расходы. На автоматизированных насосных станциях компрессоры приходится автоматизировать.

Объём воздушно-гидравлических колпаков должен быть рассчитан на случаи пуска и остановки насосов.

Объём воздуха в воздушно-гидравлическом колпаке, приведённый к статическому давлению, по условиям пуска насоса рекомендуется вычислять по формуле

$$V_c = \frac{l \omega s_K H_{pca} \varphi_c}{\omega_1 c} \left[\frac{4v_0 \sqrt{\frac{H_{pc} - H_0}{h_{II}}}}{3(H_{pc} - H_0)} - \frac{g}{c} \right], \text{ м}^3, \quad (7.1)$$

где l - длина трубопровода, м;

ω - площадь живого сечения труб водовода, м²;

s_K - площадь поперечного сечения колпака, м²;

ω_1 - площадь живого сечения патрубка колпака, м²;

H_{pc} - максимально допустимый избыточный напор в трубопроводе, м;

H_{pca} - то же абсолютный напор, м;

$$H_{pca} = H_{pc} + H_{BM}; \quad (7.2)$$

φ_c - коэффициент скорости;

$$\varphi_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_c}}; \quad (7.3)$$

$\sum \xi_c$ - сумма коэффициентов местных потерь напора при течении жидкости из трубопровода в колпак.

Остальные обозначения известны из предыдущего изложения.

Общий объём колпака V_k должен быть больше объёма воздуха в нём, поскольку примерно 1/3 колпака при статическом напоре рекомендуется заполнять водой.

В таком случае

$$(7.4) \quad V_k = 1,33 V_c$$

Один из довольно обоснованных методов расчёта колпаков по условиям остановки – определение их ёмкости по графикам представленным на рис. 7.3 [3].

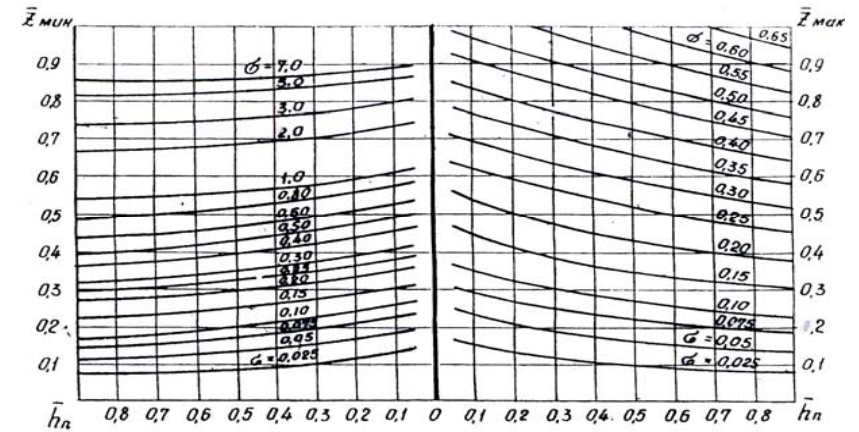


Рис. 7.3. График для определения объема воздушно-гидравлических колпаков.

По графикам колпаки рассчитываются в такой последовательности: определяются безразмерные параметры:

$$\bar{h}_{\Pi} = \eta_0 \frac{h_{\Pi}}{H_{0a}}; \quad (7.5)$$

$$\bar{z}_{\max} = \frac{z_{\max}}{H_{0a}} = \frac{H_{pc} - H_0}{H_{0a}}; \quad (7.6)$$

где η_0 - коэффициент, учитывающий частичное восстановление потерь

напора ($\eta_0 = 0,5 \div 0,7$);

H_{0a} - абсолютный статический напор, м:

$$H_{0a} = H_0 + H_{BM}; \quad (7.7)$$

h_{II} - потери напора, м;

$z_{\max}$ - максимально допустимое повышение напора над статическим, м.

По правой части графика (см. рис. 7.3) при известных $\bar{h}_{II}$ и $\bar{z}_{\max}$ определяется характеристический параметр σ . Тогда объём воздуха в колпаке, необходимый по условиям гашения удара до максимально допустимого напора, приведённый к статическому давлению, определяется по формуле

$$V_{co} = \frac{l\omega v_0^2}{2gH_{0a}\sigma}. \quad (7.8)$$

Размеры колпака обычно определяются объёмом воздуха в нём при его расширении $V_{\max}$, т.е. при минимальном напоре. Для этого при известных значениях $\bar{h}_{II}$ и σ по левой части графика (см. рис. 7.3) определяется относительный минимальный напор $z_{\min}$.

В таком случае

$$z_{\min} = \bar{z}_{\min} H_{0a};$$

$$H_{\min-a} = H_{0a} - z_{\min}.$$

При этом в колпаке не должен возникать вакуум.

Предполагается изотермическое расширение воздуха в колпаке; тогда максимальный объём воздуха в нём равен

$$V_{\max} = \frac{V_{c0} H_{0a}}{H_{\min-a}}. \quad (7.9)$$

Для того чтобы воздух не прорывался в напорную линию, должно соблюдаться условие

$$V_k > V_{\max}, \quad (7.10)$$

где ёмкость колпака V_k вычислена по формуле (7.4) по условиям пуска насоса.

Если условие (7.10) не выполняется, то нужно принять

$$V_k = 1,33V_{\text{макс}}.$$

При окончательно установленной ёмкости колпака высота его определится по формуле

$$h_k = \frac{V_k}{S_k}, \text{ м.} \quad (7.11)$$

Если в нагнетательном водоводе нестационарный процесс начинается с волны, пониженного давления, уменьшить металлоемкость воздушно-гидравлических колпаков можно путём их совместного использования с дополнительным обратным клапаном с отверстиями в диске [6]. Рекомендуемое устройство (рис. 7.4) включает последовательно размещенные на напорной линии 1 насоса основной обратный клапан 2, воздушно-гидравлический колпак 3 и дополнительный обратный клапан 5, в диске 6 которого имеются отверстия 7.

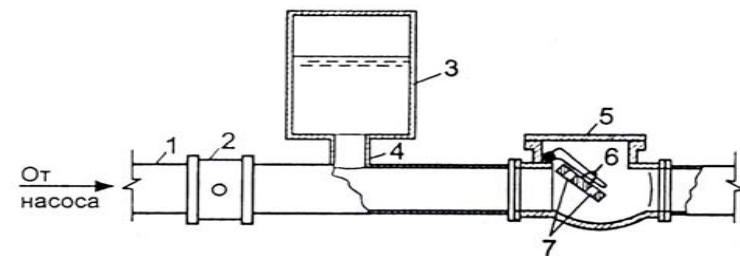


Рис. 7.4. Схема размещения на водоводе воздушно-гидравлического колпака с дополнительным обратным клапаном.

При установившемся режиме работы насосной установки давление воздуха в колпаке примерно равно рабочему давлению жидкости в начале защищаемого водовода. При внезапном обесточивании двигателя насоса нестационарный процесс в нагнетательном водоводе начинается с понижения давления. В этом случае закрывается основной обратный клапан 2, установленный после насоса, и из воздушно-гидравлического колпака 3 через соединительный патрубок 4 вытекает определённый объём воды. Чем

большой объём жидкости вытечет из колпака в этот промежуток времени, тем эффективнее последующее гашение гидравлического удара. Поэтому площадь сечения напорного патрубка 4 должна в несколько десятков раз превышать суммарную площадь отверстий в диске дополнительного обратного клапана.

После остановки потока жидкости в нагнетательном водоводе начинается обратное её течение под действием статического напора. В этот момент обратный клапан 5 закрывается, и через отверстия 7 в диске 6 вода начинает поступать в колпак 3. Так как суммарная площадь отверстий в диске обратного клапана 5 значительно меньше площади сечения нагнетательного водовода, то возникающая в водоводе обратная скорость течения жидкости значительно меньше той скорости, которая имела бы место при отсутствии дополнительного обратного клапана. Это обстоятельство способствует повышению степени гашения гидравлического удара. При наличии дополнительного обратного клапана степень гашения гидравлического удара зависит от суммарной площади отверстий в диске 6 и от величины объёма жидкости, вытекшей из колпака в период понижения давления в водоводе.

Методика определения оптимального объёма воздуха в воздушно-гидравлическом колпаке при использовании дополнительного обратного клапана с отверстиями в диске требует дальнейшего совершенствования. Рекомендуются следующая последовательность расчёта:

определяется необходимая степень гашения гидравлического удара $K = H_m / H_d$, где H_m – максимальный напор в начале защищаемого водовода при отсутствии средств защиты;

H_d – допускаемое значение напора в начале водовода при наличии средств защиты;

имея численное значение коэффициента K , с помощью графика (рис. 7.5) [6], определяется численное значение отношения h/l :

$$h = \frac{c^2 W}{g A_1 (H_0 + H_a)}, \quad (7.12)$$

где c - скорость распространения волны гидравлического удара;

W - объём воздуха в колпаке при абсолютном статическом давлении $(H_0 + H_a)$;

H_a - атмосферное давление;

A_1 - площадь сечения нагнетательного водовода;

l - длина водовода;

g - ускорение силы тяжести;

из равенства

$$h/l = \frac{cW}{gA_1(H_0 + H_a)}, \quad (7.13)$$

определяется необходимый объём воздуха в колпаке, при абсолютном статическом напоре. Если объём воздуха получается значительным, и использование такого колпака нецелесообразно, то задаемся таким объёмом воздуха W_1 , при котором значение минимального напора в колпаке было бы несколько выше атмосферного давления. Значение этого минимального напора можно определить с помощью графиков, приведённых на рис. 7.3.

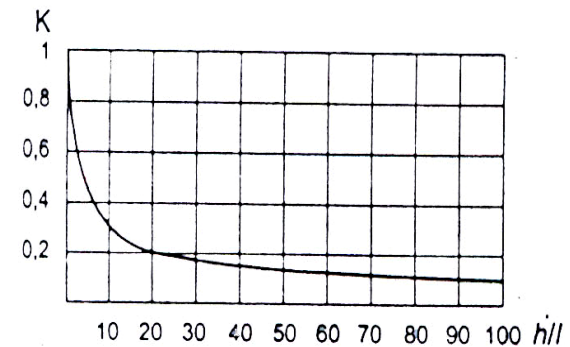


Рис. 7.5. Кривая зависимости коэффициента K от отношения h/l .

определив значение $H_{мин}$, расчётным путём находится максимальный напор в водоводе $H_{1м}$ при наличии воздушно-гидравлического колпака с объёмом воздуха W_1 и отсутствии отверстий в диске дополнительного обратного клапана;

имея значения $H_{1м}$ и $H_{мин}$, определяется суммарная площадь отверстий в диске дополнительного обратного клапана A_2 , необходимая для обеспечения требуемого гашения гидравлического удара:

$$A_2 = 1,06(H_{1м} - H_{д}) \frac{A_1 \sqrt{g}}{\mu c \sqrt{0,5(H_{д} - H_{мин})}}. \quad (7.14)$$

В качестве колпаков можно рекомендовать использовать пустотелые сосуды, изготавливаемые серийно согласно нормали Гипронефтемаша [3]. Подобные вертикальные сосуды объёмом $1 \div 25 \text{ м}^3$ рассчитаны на давление $1 \div 2,5 \text{ МПа}$. На рис. 7.6 изображена схема такого сосуда. При использовании его как воздушно-гидравлического колпака патрубок 3 присоединяют к

трубопроводу, на сосудах устанавливают манометр и предохранительный клапан, а лишние патрубки заглушают.

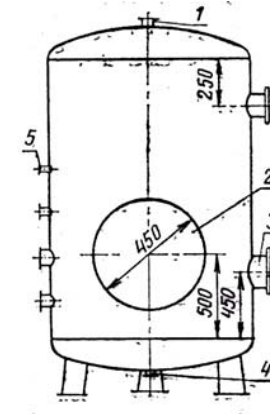


Рис. 7.6. Вертикальный сосуд для воздуха или газов.

Между патрубком колпака 3 и трубопроводом обычно устанавливают задвижку, опломбированную в открытом положении.

Пример 2. От насосной станции 1-го подъема запроектирован водовод в две нити диаметром 350 мм из асбестоцементных труб ВТ-6 длиной $l=3000$ м. Максимальный расход, подаваемый насосной станцией, 270 л/с. Статический напор $H_0=25$ м. Статический абсолютный напор $H_{0a}=25+10=35$ м. Из расчётных таблиц: $v_0=1,66$ м/с, $1000i=7,37$. Потери напора в водоводе $h_n=1,1 \cdot 1000i \cdot l = 1,1 \cdot 7,37 \cdot 3 = 24,32$ м. Рабочий напор в водоводе $H_{pc}=25+24,32=49,32$ м. Рабочий абсолютный напор $H_{pca}=59,32$ м.

Во избежание утечек из труб максимальный допустимый абсолютный напор (H_{pc}) желательно иметь приблизительно равным рабочему абсолютному напору, т.е. $H_{max}=60$ м. Определить необходимый объём воздушно-гидравлического колпака, по условиям внезапной остановки насоса.

Определяем безразмерные параметры:

$$\bar{h}_n = \eta_0 \frac{h_n}{H_{0a}} = 0,7 \frac{24,32}{35} = 0,49$$

$$\bar{z}_{max} = \frac{z_{max}}{H_{0a}} = \frac{H_{pc} - H_0}{H_{0a}} = \frac{60 - 35}{35} = 0,71$$

По правой части диаграммы на рис. 7.3 при известных значениях $\bar{h}_П$ и $\bar{z}_{\max}$ находим $\sigma = 0,39$.
Тогда по формуле (7.8)

$$V_{co} = \frac{3000 \cdot 0,096 \cdot (1,66)^2}{19,62 \cdot 35 \cdot 0,39} = 3 \text{ м}^3$$

Объём колпака должен быть примерно на 30% больше V_c , т.е. $V_k = 1,3 V_c = 3,9 \text{ м}^3$. По левой части диаграммы на рис. 7.3 при известных $\bar{h}_П$ и σ определяем относительный минимальный напор $\bar{z}_{\min} = 0,39$.
Тогда $z_{\min} = \bar{z}_{\min} \cdot H_{0a} = 0,39 \cdot 35 = 13,65 \text{ м}$; $H_{\min-a} = H_{0a} - z_{\min} = 35 - 13,65 = 21,35 \text{ м}$.

Максимальный объём воздуха в колпаке

$$V_{\max} = \frac{V_{c0} H_{0a}}{H_{\min-a}} = \frac{3 \cdot 35}{21,35} = 4,92 \text{ м}^3$$

Поскольку $V_{\max} > V_k$, то окончательно принимаем $V_k = 1,1 \cdot V_{\max} = 5,4 \text{ м}^3$

Принимаем диаметр колпака $d_k = 1,6 \text{ м}$, тогда площадь его поперечного сечения $S_k = 2 \text{ м}^2$.

Высота колпака

$$h_k = \frac{V_k}{S_k} = 2,7 \text{ м}.$$

7.3 Поршневой клапан-гаситель гидравлических ударов

Поршневой клапан (системы ЛИИЖТа) относится к гасителям дифференциального действия с гидравлической нагрузкой. Такие гасители различной модификации получили широкое распространение в мировой практике. На рис. 7.7 дана схема поршневого клапана конструкции ЛИИЖТа. Клапан состоит из корпуса 1, соединительной трубки 2, в которую вставлена диафрагма с малым отверстием 3 при помощи разъёмного штуцера 4, пружины 5, тарельчатого клапана 6, патрубка 7, отверстия для сброса воды 8, поршня 9, цилиндра 10 и устройств для зарядки клапана 11 и 12.

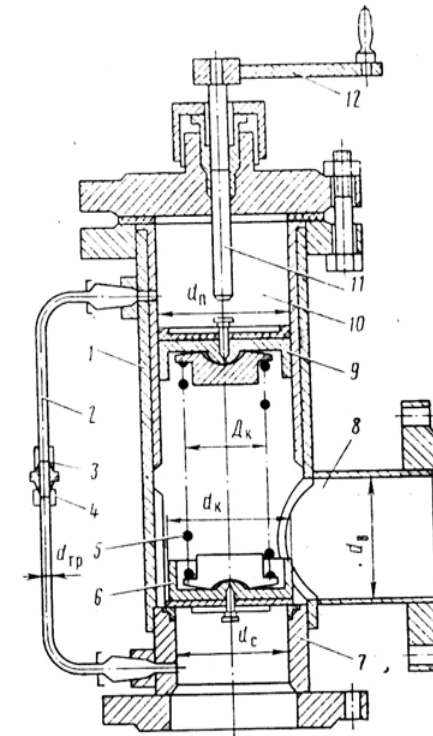


Рис. 7.7. Схема поршневого клапана конструкции ЛИИЖТа.

Принцип действия клапана состоит в следующем. При гидравлическом ударе давление в трубопроводе под клапаном и в патрубке 7 возрастает. Это давление с некоторым запаздыванием передаётся по импульсной трубке 2 в цилиндр клапана 10. Запаздывание в передаче импульса обусловлено наличием в трубке 2 устойчивого гидравлического сопротивления в виде диафрагмы 3 с небольшим отверстием. В результате такого запаздывания давление на тарельчатый клапан 6 снизу при гидравлическом ударе оказывается больше давления на поршень 9 сверху, поэтому тарелка 6 приподнимается и часть воды сбрасывается из трубопровода через водовыпускной патрубок 8. После сбрасывания воды давление сразу же понижается. Поэтому импульс повышенного давления не распространяется по трубопроводу.

После того, как клапан на короткое время откроет водосбросное отверстие, оно снова плотно закрывается, так как площадь поршня 9 превышает площадь тарелки клапана 6. При нормальной работе по этой же причине клапан плотно закрыт при любом давлении. Пружина 5 в отличие от

пружинных клапанов служит амортизатором, смягчающим удар при подъёме и опускании тарелки 6. Усилие, прижимающее тарелку к седлу, в данном клапане создаётся не силой нажатия пружины, а посредством гидравлической передачи давления по соединительной трубке на поршень 9. Поэтому прибор называется клапаном с гидравлической нагрузкой. В этом заключается основное преимущество рассматриваемого клапана и его отличие от пружинных клапанов.

При наличии гидравлической нагрузки один и тот же клапан работает при разных давлениях; его можно устанавливать сразу для группы насосов с различными параметрами; не требуется регулировки прибора, так как работа регулируется автоматически в соответствии с изменением давления. Рассчитывается клапан только на максимально возможные параметры.

Клапан назван прибором дифференциального действия, так как он реагирует не на повышение давления, а только на резкую разность давления между тем, которое только что было в трубопроводе, и тем, которое возникло в результате гидравлического удара.

Устойчивое гидравлическое сопротивление в импульсной соединительной трубке 2 (см. рис. 7.7) создаётся диафрагмой 3 с отверстием диаметром 1-2 мм. Для возможной замены диафрагмы или её прочистки на трубе 2 предусмотрен разъёмный штуцер 4 с накидной гайкой. Стопорный винт 11 с рукояткой 12 служит для зарядки цилиндра, т.е. заполнения его водой при пуске в эксплуатацию. Поршень 9 снабжается кожаным уплотнением. Поршневой клапан может быть установлен как в здании насосной станции, так и в любом колодце по длине водовода. Объём воды, сбрасываемый клапаном, как правило, небольшой и составляет несколько десятков литров.

Гидравлический расчёт производится в такой последовательности:

диаметр отверстия клапана в седле

$$d_c = 0,85D \sqrt{\frac{v_0 - \frac{gh_{пп}}{c}}{\sqrt{H_{pc}}}}, \text{ м}, \quad (7.15)$$

где D - диаметр трубопровода, м;

H_{pc} - расчётный допустимый избыточный напор в трубопроводе, м;

$h_{пп}$ - превышение расчётного напора H_{pc} над рабочим H_p , м.

Диаметр тарельчатого клапана

$$d_k = d_c + 2m, \text{ мм}, \quad (7.16)$$

где d_c - по формуле (7.15) в мм;

m - ширина опорной части седла, мм;

$$m = 7 \div 10 \text{ мм.}$$

Диаметр поршня (гидравлического цилиндра)

$$d_{\Pi} = d_c \sqrt{\frac{H_{OTK}}{H_P}}, \text{ м,} \quad (7.17)$$

где H_{OTK} - напор, соответствующий открытию клапана:

$$H_{OTK} = H_{PC} + {}_{\Delta}H, \text{ м,}$$

где ${}_{\Delta}H$ - дополнительный напор, м; рекомендуется принимать ${}_{\Delta}H \approx 5$ м.

Высота подъёма тарелки клапана в момент гашения гидравлического удара равна

$$h_{KL} = \frac{q_c}{\mu_k \pi d_k \sqrt{2gH_{PC}}}, \text{ м,} \quad (7.18)$$

где d_k и H_{PC} - в м;

μ_k - коэффициент расхода ($\mu_k = 0,2 \div 0,5$);

q_c - расход жидкости, сбрасываемый через клапан, м³/с;

$$q_c = \frac{\pi D^2}{4} \left[v_0 - \frac{g(H_{PC} - H_0)}{c} \right], \text{ м}^3/\text{с.} \quad (7.19)$$

Необходимая жёсткость пружины

$$a_{ж} = \frac{P_H - P_B}{h_{KL}}, \text{ Н/мм,} \quad (7.20)$$

где P_H и P_B - силы, действующие в момент гидравлического удара соответственно снизу

на тарелку клапана и сверху на поршень, Н:

$$P_H = \rho g H_{PC} \omega_C, \text{ Н}; \quad (7.21)$$

ω_C - площадь отверстия клапана в седле, м²; $\omega_C = 0,785 d_c^2$;

$$P_B = p_p \omega_{II} + P_T, \text{ Н}; \quad (7.22)$$

p_p - рабочее давление, Па;

ω_{II} - площадь поршня, м²; $\omega_{II} = 0,785 d_{II}^2$;

P_T - сила тяжести пружины, поршня и жидкости в цилиндре клапана, Н:

$$P_T = Gg, \text{ Н}, \quad (7.23)$$

G - масса пружины, поршня и жидкости в цилиндре клапана, кг.

Далее по формулам механики определяются диаметр проволоки пружины, средний её диаметр, число витков и высота пружины. Обычно принимают диаметр выливного отверстия $d_e = d_c$, если необходимо, рассчитывают стенки клапана на прочность.

Поршневые клапаны пока серийно не выпускаются. Они могут изготавливаться в механических мастерских.

Пример 3. Определить основные размеры поршневого клапана, предназначенного для установки в насосной станции на магистрали диаметром $D = 500$ мм, длиной $l = 2100$ м. Скорость установившегося течения $U_0 = 1,3$ м/с, рабочий напор у насосной станции

$H_p = 70$ м, статический напор $H_0 = 35$ м. Максимальный допустимый напор при гидравлическом ударе $H_{PC} = 80$ м. Скорость распространения ударной волны $c = 1000$ м/с. Ожидаемый максимальный напор при гидравлическом ударе по расчёту $H_{уд} = 105$ м.

1. Диаметр клапана в седле определяют по формуле (7.15)

$$d_c = 0,85 \cdot 0,5 \sqrt{\frac{1,3 - \frac{9,81 \cdot 10}{1000}}{0,4 \sqrt{9,81 \cdot 80}}} = 0,143 \text{ м} = 143 \text{ мм},$$

где $h_{IIp} = H_{PC} - H_p = 80 - 70 = 10$ м и $\mu = 0,4$.

Принимаем $d_c = 140$ мм.

2. Диаметр тарельчатого клапана $d_k = 140 + 2 \cdot 5 = 150$ мм.

Высота тарельчатого клапана $H_{кл} = 0,4d_k = 60$ мм.

3. Диаметр поршня $d_{\Pi} = 1,12d_c = 1,12 \cdot 140 = 157$ мм.

4. Расход жидкости, сбрасываемой через клапан при гидравлическом ударе, определяют по формуле (7.19)

$$q_c = 0,785 \cdot 0,5^2 \left[1,3 - \frac{9,81(80 - 35)}{1000} \right] = 0,168 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Высоту подъёма тарелки клапана в момент гашения гидравлического удара вычисляют по формуле (7.18)

$$h_{кл} = \frac{0,168}{0,4 \cdot 3,14 \cdot 0,150 \sqrt{19,62 \cdot 80}} = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм}.$$

6. Силу, действующую снизу на тарельчатый клапан и пружину, определяют по формуле (7.21)

$$P_H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 0,785 \cdot 0,14^2 = 12100 \text{ Н}.$$

7. Силу, действующую на пружину сверху вниз, вычисляют по формуле (7.22)

$$P_B = \rho g H_0 \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} + Gg = 1000 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot 0,785 \cdot 0,157^2 + 5 \cdot 9,81 = 6700 \text{ Н},$$

8. Необходимую жёсткость пружины определяют по формуле (7.20)

$$a_{ж} = \frac{P_H - P_B}{h_{кл}} = \frac{12100 - 6700}{22} = 245 \text{ Н/мм}.$$

Диаметр выливного отверстия $d_{\epsilon} = 140$ мм, диаметр импульсной трубки $d_{тр} = 15$ мм. Отверстие в диафрагме, вставленной внутрь трубки $d_{д} = 1,5$ мм.

7.4 Гасители гидравлического удара системы УкрВОДГЕО

На городских водоводах большого диаметра получили распространение гасители гидравлических ударов УкрВОДГЕО. Эти гасители срабатывают только при гидравлических ударах, начинающихся с понижения давления, т.е. при выключении насосов. Общая схема гасителя УкрВОДГЕО дана на рис. 7.8. Гаситель устанавливается на патрубке над задвижкой 9 после обратного клапана 8. Он состоит из цилиндра 2 с клапаном 1 и поршнем 3, гидрораспределителя 4, масляного тормоза 5, а также соединительных импульсных трубок 6 и 7. При нормальной работе поршни распределителя 4 занимают верхнее положение, при котором цилиндр гасителя соединен с водоводом до обратного клапана при помощи трубки 6. Давление на поршень 3 и клапан гасителя 1 одинаково, при этом водосбросное отверстие плотно закрыто тарелкой клапана, так как её площадь меньше площади поршня.

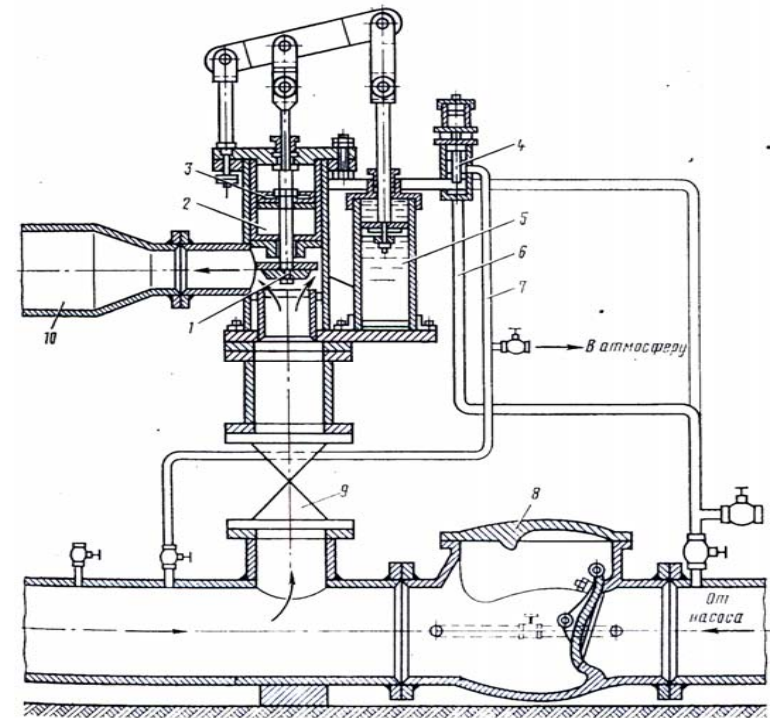


Рис. 7.8. Гаситель гидравлического удара системы УкрВОДГЕО.

При гидравлическом ударе, вызванном выключением насоса, давление у насоса сначала резко снижается и поэтому обратный клапан 8 закрывается. В цилиндре прибора, соединённом трубкой 6 с трубопроводом у насоса, давление также понижается. При подходе отражённой волны гидравлического удара давление перед обратным клапаном начинает возрастать. Оно действует на клапан 1, вследствие чего при отсутствии достаточного противодействия со стороны поршня 3 клапан приподнимается, часть воды сбрасывается из водовода по отводной трубе 10 и давление в водоводе снижается. При перемещении клапана 1 вверх поршень масляного тормоза также быстро движется вверх, а масло из верхней части цилиндра через специальные отверстия в поршне беспрепятственно протекает в его нижнюю часть.

После гашения гидравлического удара распределитель 4 автоматически соединяет цилиндр гасителя трубкой 7 с участком водовода, расположенным дальше обратного клапана. Тогда под действием повышенного давления, действующего на поршень 3, клапан 1 начинает медленно закрываться. Быстрому захлопыванию клапана и возникновению новых гидравлических ударов препятствует масляный тормоз 5, так как при опускании в нём поршня масло медленно протекает через ниппель из нижней части цилиндра в верхнюю, а остальные отверстия в поршне при его движении вниз закрываются.

При последующем пуске насоса под давлением, возникающем в трубке 6, поршни распределителя занимают первоначальное положение, при котором цилиндр прибора соединяется с участком водовода до обратного клапана и, следовательно, гаситель снова готов к действию.

При установке в начале трубопровода клапана-гасителя, открывающегося при понижении давления, максимальный напор может быть ограничен величиной $H = 1,5H_0 + c \cdot v_0 / (2 \cdot g)$.

Гасители УкрВОДГЕО выпускались серийно заводом “Водмаш-оборудование” в г. Воронеже. Они разработаны двух типоразмеров: с диаметрами входных патрубков $d_1 = 200$ мм и $d_2 = 350$ мм. Ориентировочно рекомендуется на водоводах $D \leq 800$ мм устанавливать один или два гасителя $d_1 = 200$ мм. Гасители $d_2 = 350$ мм предназначены в основном для больших водоводов с диаметром труб $D > 800$ мм.

Гасители УкрВОДГЕО имеют существенные недостатки. Например, из-за того, что гаситель и особенно гидрораспределитель имеют сложную конструкцию, для надёжной работы приборов требуется квалифицированная эксплуатация. Кроме того, гасители не реагируют на гидравлические удары начинающиеся с повышения напора, и, следовательно, на удары, возникающие при пуске насосов. Гаситель нельзя устанавливать в промежуточных точках водовода. Он очень громоздкий, по данным

эксплуатационников, регулируется с большим трудом и сбрасывает слишком много воды.

Гасители УкрВОДГЕО установлены у насосных станций первого подъёма на водозаборе из р. Кама в г. Сарапул и на водозаборе из ижевского водохранилища. Для их установки сделаны специальные подземные камеры.

Несмотря на такую защиту произошли аварии на водоводе в г. Сарапул в 1990 и в 1995 году, при внезапном отключении электроэнергии и возникновении гидравлического удара. Неэффективную работу гасителей можно объяснить неправильной их эксплуатацией.

7.5 Сброс воды через насос

Сброс воды через насосы целесообразно применять при большом диаметре водовода, то есть при необходимости удалить из трубопровода значительное количество воды, чтобы снизить давление при гидравлическом ударе до требуемых пределов. Сброс воды можно применять ограниченный и не ограниченный. При пропуске воды через насосы в обратном направлении рабочее колесо начинает работать в турбинном режиме, то есть вращаться в обратную сторону.

Во избежание недопустимого разгона рабочего колеса насоса, а следовательно, и ротора электродвигателя сброс воды через насосы ограничивают до определённой величины.

Неограниченный сброс воды применяют в том случае, когда реверс насосного агрегата допустим, а давление при этом снижается до требуемого предела.

Экспериментально было установлено, что при использовании тормоза, исключающего вращение рабочего колеса насоса в обратном направлении, гашение гидравлического удара при внезапной остановке насоса происходит более эффективно. Это объясняется тем, что пропускная способность насоса уменьшается с возрастанием частоты вращения рабочего колеса в обратную сторону.

Таким образом, неограниченный сброс воды желательно осуществлять при заторможенном рабочем колесе насоса. В настоящее время нет надёжных конструкций тормозов для насосов, поэтому приходится использовать ограниченный сброс воды при свободном вращении рабочего колеса.

Сброс воды через насос обычно осуществляется при отсутствии у насоса обратного клапана вообще (рис. 7.9, а) или при установке вокруг обратного клапана обводной линии (рис. 7.9, б)[3].

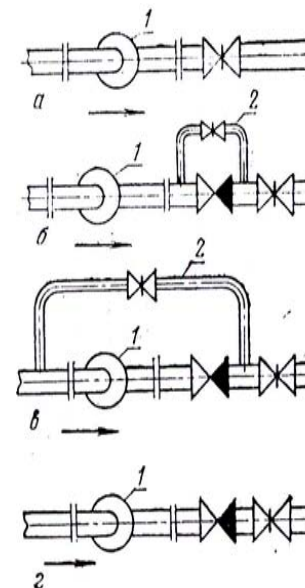


Рис. 7.9. Схемы установки арматуры при гашении гидравлического удара обратным течением воды. 1 – насос, 2 – обводная линия.

Ограниченный сброс воды через обводные линии обратных клапанов свободно вращающихся насосов следует применять в тех случаях, когда неограниченный сброс воды через насос приводит к недопустимому реверсу, а установка обратного клапана без обводной линии – к недопустимому повышению давления.

Применяется также пропуск воды по обводной линии, минуя насос и обратный клапан (рис. 7.9, в), и установка обратных медленно закрывающихся клапанов (рис. 7.9, г)[3].

Диаметр обводной линии обратного клапана должен определяться расчётом по требуемой пропускной способности. Пропускная способность обводной линии должна быть такой, чтобы частота вращения при реверсивном вращении ротора агрегата не превышала допустимой и количество сбрасываемой через насос воды обеспечивало бы необходимое снижение давления. Ориентировочно диаметр обводной линии может быть принят $1/4 \dots 1/3$ диаметра водовода.

Через медленно закрывающийся обратный клапан часть воды сбрасывается через насос, что снижает ударные давления в трубопроводе.

В настоящее время промышленностью производятся, так называемые, безударные обратные клапаны диаметром 50...2200 мм. В этих клапанах ось закрывающегося диска несколько смещена относительно середины корпуса, вследствие чего посадка диска на седло отчасти замедляется и смягчается. В

клапанах диаметрами 800...1000 мм для более плавной посадки применён противовес, а в клапанах больших диаметров – гидротормоз. Следует иметь в виду, что подобные безударные клапаны применять в качестве самостоятельных защитных устройств можно только в тех случаях, когда сброс воды через медленно закрывающийся клапан не приведёт к чрезмерному повышению давления и не вызовет недопустимого реверса насоса.

7.6 Впуск и заземление воздуха

Впуск и заземление воздуха для гашения гидравлического удара применяются особенно эффективно в тех случаях, когда в трубопроводе в процессе неустановившегося движения образуется разрыв сплошности потока. После заполнения каверн (разрыва) и особенно при соударении колонн разошедшейся воды повышение давления может достигать значительных величин. Впущенный в места разрыва сплошности потока воздух играет роль амортизатора, смягчает гидравлический удар, поэтому повышенного давления в трубах не возникает.

При остановке насосов наиболее вероятное место образования разрыва сплошности потока – в водоводе у насоса. В зависимости от профиля водовода разрывы сплошности потока могут часто наблюдаться и в точках резкого перелома профиля, там где статические напоры небольшие, например в пределах 10...15 м.

Наиболее эффективно снижают ударное давление впуск и заземление воздуха в нескольких точках по длине трубопровода, когда поток воды впущенным воздухом разбивается на несколько колонн.

Как мера защиты от недопустимого повышения давления клапаны для впуска и заземления воздуха оказываются тем эффективнее, чем меньше статический напор в месте их установки.

Для предварительной оценки эффективности клапанов можно воспользоваться графиком, приведённым на рисунке 7.10 [5].

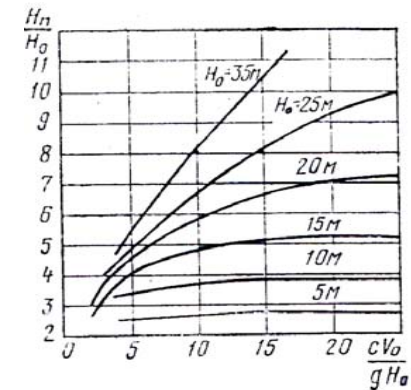


Рис. 7.10. График для ориентировочного определения напора при заземлении воздуха в местах образования разрыва сплошности потока.

По оси абсцисс на этом графике отложены значения параметра $\frac{cV_0}{gH_0}$, а по

оси ординат – отношение $\frac{H_{II}}{H_0}$. Здесь c - скорость перемещения волн

изменения давления при гидравлическом ударе,

V_0 - скорость движения жидкости при установившемся режиме, H_0 - статический напор,

H_{II} - максимальное значение напора в месте установки клапана для впуска и заземления воздуха. Порядок пользования графиком следует из нижеприведённого примера.

Пример 4. Схема водовода показана на рисунке 7.11.

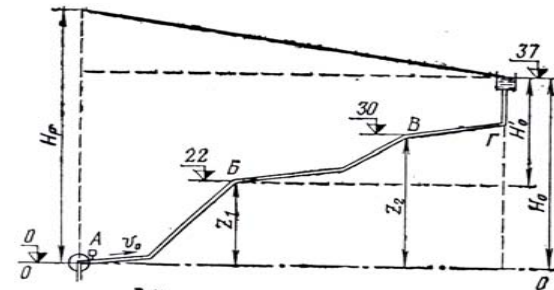


Рис. 7.11. Профиль водовода.

Вода подаётся от насоса в точке А в резервуар в точке Г. Общий статический напор $H_0 = 37$ м. Скорость течения воды при установившемся режиме $v_0 = 0,9$ м/с. Скорость распространения ударной волны $c = 900$ м/с.

Требуется определить возможное повышение давления после впуска и защемления воздуха.

В данном случае выполняется условие

$$\frac{cv_0}{g} > H_0 + H_{BM},$$

при котором возможен разрыв сплошности потока, где H_{BM} - максимально возможный вакуум в трубах, м; теоретически $H_{BM} = 10$, обычно $H_{BM} = 7 \dots 8$ м. В самом деле,

$$\frac{cv_0}{g} = \frac{900 \cdot 0,9}{9,81} = 82,5 > 37 + 8 = 45 \text{ м},$$

то есть в трубопроводе возможны разрывы сплошности потока. Наиболее подходящими местами впуска воздуха являются переломные точки Б и В. В этих точках размещают клапаны для впуска и защемления воздуха.

Статический напор в точке Б равен

$$H'_0 = H_0 - z_1 = 37 - 22 = 15 \text{ м},$$

тогда

$$\frac{cv_0}{gH'_0} = \frac{82,5}{15} = 5,5.$$

По этим данным по графику на рисунке 7.11 находим $\frac{H_{II}}{H'_0} = 4,2$. Откуда

максимальный напор в точке Б будет равен $H_{II} = 4,2 \cdot 15 = 63$ м.

Напор в точке А соответственно будет равен

$$H_A = H_{II} + z_1 = 63 + 22 = 85 \text{ м}.$$

Для более полного снижения ударного давления предлагается расчленять водовод на участки обратными клапанами для того, чтобы в пределах каждого участка статические напоры были бы небольшими. При этом предполагается, что использование клапанов для впуска и защемления воздуха окажется ещё более эффективным [5].

Однако не следует забывать, что обратные клапаны при запаздывании в закрытии сами создают гидравлические удары. Кроме того, впуск воздуха должен осуществляться перед обратным клапаном (считая по течению воды)[5]. Однако впущенный таким образом воздух будет способствовать движению колонны воды ниже клапана с увеличенной обратной скоростью и соответственно вызывать повышение давления при ударе столба воды о предыдущий закрытый клапан.

Поэтому более правильно впускать воздух по обе стороны обратного клапана.

По рекомендации ВНИИВОДГЕО впуск и защемление воздуха можно осуществлять также через обратные клапаны. Устройство для впуска и защемления воздуха с помощью обратных клапанов представлено на рисунке 7.12.

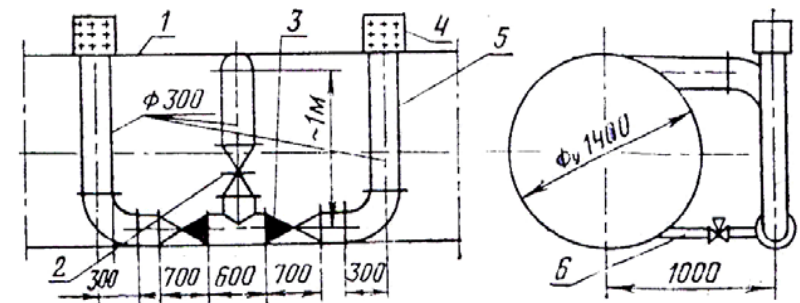


Рис. 7.12. Схема устройства для впуска и защемления воздуха. 1 – трубопровод; 2 – задвижка; 3 – обратные клапаны; 4 – фильтр; 5 – стояк для воздуха; 6 – трубопровод, создающий давление на обратный клапан.

Обратные клапаны размещаются у дна колодцев для предохранения их от замерзания. Фильтр 4 служит для защиты стояка и клапана от попадания посторонних предметов.

Для впуска воздуха можно применять специальные вантузы [2].

Так как впуск и защемление воздуха в водоводе имеет много негативных последствий (загрязнённый воздух, проблема его последующего удаления из водовода и др.), то применение этого метода в водоводах с водой питьевого качества недопустимо. Для водоводов с технической водой (от насосных станций первого подъёма) этот метод можно рекомендовать в отдельных случаях при наличии соответствующего обоснования.

7.7. Аварийная защита трубопроводов от гидравлических ударов при помощи предохранительных устройств

В тех случаях, когда в трубопроводах по расчёту возможны значительные гидравлические удары, которые могут вызвать серьёзные аварии (затопление насосной станции, размыв оснований под фундаментами при разрывах труб, недопустимо длительный перерыв в подаче воды и т.д.), необходимо наряду с обычными противоударными средствами в наиболее опасных местах, например в насосной станции, предусматривать аварийную защиту от недопустимого повышения давления. В качестве аварийных средств в первую очередь рекомендуются предохранительные разрывные мембраны – металлические диски, устанавливаемые между двумя фланцами на отводном трубопроводе. При повышении давления сверх расчётного диск разрывается, часть жидкости сбрасывается из трубопровода и гидравлический удар затухает. После этого задвижка на отводном трубопроводе закрывается, вставляется новая мембрана и задвижка снова открывается. На автоматизированных насосных станциях задвижка должна быть с гидроприводом или кольцевая самозакрывающаяся. Стоимость установки мембран, как правило, ничтожна по сравнению с убытками, которые может причинить гидравлический удар при разрыве труб и других авариях.

Несмотря на простоту устройств мембран, они до последнего времени по существу почти не применялись. Это объясняется тем, что для установки на водоводах рекомендовались мембраны из хрупких материалов, в основном из чугуна. Рассчитать такие мембраны сложно, так как модуль упругости чугуна вследствие его неоднородности точно не нормирован. Эксперименты с хрупкими мембранами давали сильный разброс результатов, поэтому считалось, что предохранительные устройства с хрупкими мембранами недостаточно надёжны.

В настоящее время по примеру химической промышленности предлагается устанавливать на водоводах тонколистовые мембраны из металлической ленты, изготовленной из стали, титана, латуни, меди, никеля, монеля и т.д. [3]. Рекомендуется применять предварительно выпущенные мембраны (рис. 7.13).

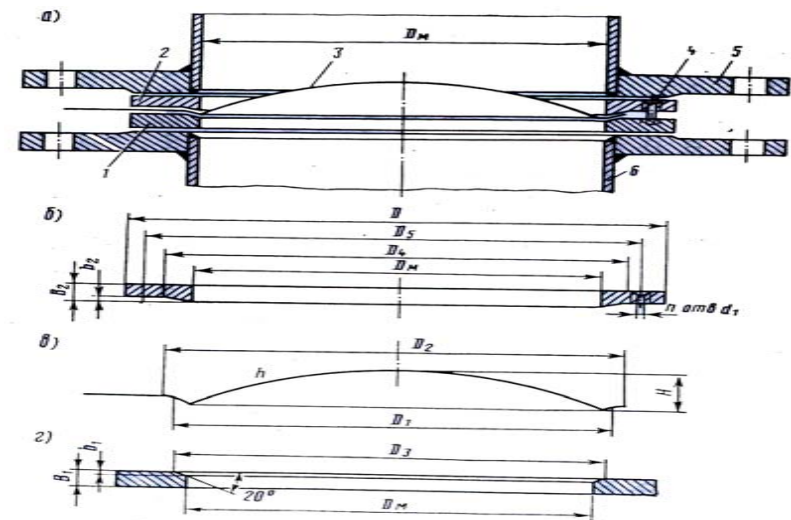


Рис. 7.13. Предохранительное устройство с разрывной мембраной:
а – схема установки; б – верхнее прижимное кольцо; в – мембрана; г – нижнее прижимное кольцо; 1 – нижнее прижимное кольцо; 2 – то же верхнее; 3 – мембрана; 4 – винт; 5 – фланцы; 6 – трубопровод.

Выпучивание мембран увеличивает их быстродействие, что особенно важно при защите от гидравлического удара, уменьшает интервал возможного разрушающего давления и позволяет заранее, т.е. при выпучивании отбраковать дефектные мембраны. Выпучивание осуществляется на специальных прессах.

Для равномерного зажима мембран они размещаются между специальными держателями (см. рис. 7.13), состоящими из верхнего и нижнего прижимных колец. Держатели закрепляются между фланцами в отводном трубопроводе. Мембраны имеют маркировочные хвостовики, на которых указывается их диаметр, материал, температура среды, предел разрушающего давления.

Если в трубопроводе при гидравлическом ударе возможно образование вакуума, то под мембраной устанавливается противовакуумная местная опора с отверстиями, которая по форме точно соответствует мембране (рис. 7.14). Опора препятствует прогибу мембраны в обратную сторону.

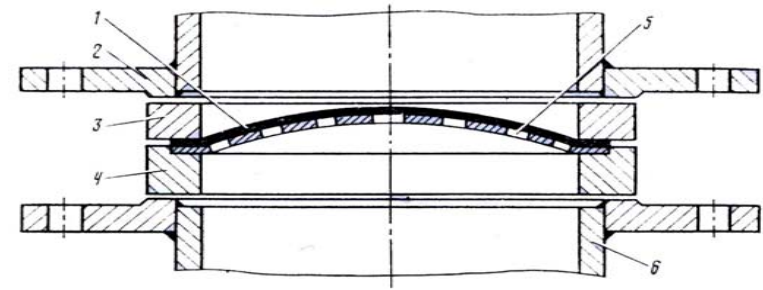


Рис. 7.14. Установка мембраны вместе с жёсткой противовакуумной опорой:

1 – разрывная мембрана; 2 – фланцы; 3 – верхнее прижимное кольцо; 4 – нижнее прижимное кольцо; 5 – жёсткая противовакуумная опора с отверстиями; 6 – отводной трубопровод.

Для того чтобы увеличить срок эксплуатации мембран (они служат под нагрузкой до 0,5 – 1 года), необходимо выдержать определённое отношение разрушающего давления к рабочему. Это максимальное отношение при температуре $t = 20^0$ С составляет для нержавеющей стали 1,1, для никеля 1,05, для меди 1,30, для алюминия 1,5.

Диаметр мембраны и отводного трубопровода D_m определяется по расходу воды, который необходимо обеспечить на сбросе для гашения гидравлического удара. Этот расход для самого невыгодного случая – прямого удара – приближённо определяется по формуле

$$q = \frac{\pi D^2}{4} \left[v_0 - \frac{g}{C} (H_{раз} - H_p) \right], \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7.24)$$

где D - диаметр трубопровода, м;

v_0 - скорость установившегося течения, м/с;

$H_{раз}$ - разрушающий напор, м;

H_p - рабочий напор, м.

Разрушающий напор следует принимать несколько больше того напора, при котором предполагается срабатывание противоударного клапана $H_{отк}$.

С другой стороны, пренебрегая потерями напора по длине отводного трубопровода, расход жидкости, протекающей по нему, можно определить по формуле

$$q = \frac{\pi D_M^2}{4} \mu \sqrt{2gH_{раз}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7.25)$$

где D_M - диаметр мембраны, м;

μ - коэффициент расхода; приближённо определяется по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_M}}; \quad (7.26)$$

$\sum \xi_M$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений, учитывающих сопротивления в разорванной мембране, открытой задвижке и т.д. Ориентировочно можно принимать $\mu \approx 0,5$.

Приравнивая правые части зависимостей (7.24) и (7.25), получим

$$D_M = D \sqrt{\frac{v_0 - \frac{g}{c}(H_{раз} - H_p)}{\mu \sqrt{2gH_{раз}}}}, \text{ м}. \quad (7.27)$$

Подбор мембран производится исходя из наличия металлической фольги.

Диаметр мембраны определяется по формуле (7.27). Он может быть округлён до стандартного в большую сторону. Если по расчёту $D_M > 250$ мм, то следует устанавливать несколько мембран меньшего диаметра.

Аналитическое определение толщины стенок мембран, как правило, не даёт желаемых результатов, так как неизбежные допущения при расчёте существенно влияют на толщину стенок, составляющую десятые доли миллиметра. Поэтому толщину мембран рекомендуется подбирать по графикам (рис. 7.15)

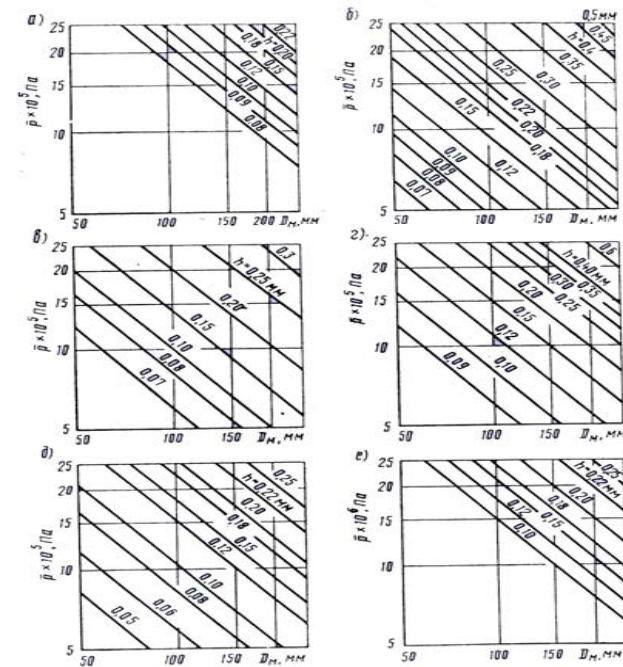


Рис. 7.15. Графики для подбора мембран из разных материалов:
а – сталь X18N10T; б – медь М-2; в – титан ВТ 1-0; г – латунь Л-68; д – никель НП-2; е – монель НМЖМц-28-2,5-1,5.

Схема возможной комбинированной установки противоударного клапана и мембран показана на рисунке 7.16. Возможно размещение одной или двух (для полной гарантии) мембран параллельно.

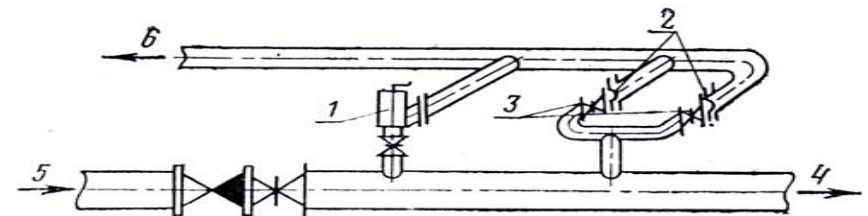


Рис. 7.16. Схема комбинированной защиты трубопровода от гидравлического удара клапаном и разрушающими мембранами:
1 – клапан-гаситель; 2 – предохранительные разрывные мембраны; 3 – задвижки с гидроприводом или с ручным управлением; 4 – в сеть; 5 – от насосов; 6 – в резервуар, водоём или канализацию.

Пример 5. Водовод диаметром $D_T = 500$ мм из асбестоцементных труб марки ВТ9 при выключении насоса предполагается защитить от гидравлических ударов разрывной мембраной, установленной на отводном трубопроводе перед обратным клапаном в здании насосной станции.

Скорость течения в трубах при установившемся движении $U_0 = 1,35$ м/с, рабочий напор $H_p = 70$ м, скорость распространения ударной волны $c = 900$ м/с. Разрушающий мембранный напор, исходя из прочности асбестоцементных труб, принимают равным $H_{раз} = 90$ м ($p_{раз} \approx 0,90$ МПа).

Необходимы диаметр мембраны по формуле 7.27 равен

$$D_M = 0,5 \sqrt{\frac{1,30 - \frac{9,81}{900} \cdot (90 - 70)}{0,5 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 90}}} = 0,113 \text{ м.}$$

Принимают с округлением $D_M = 0,125$ м.

Для изготовления мембран принята лента из неотожженного титана.

По графику на рисунке 7.15 для титана при $D_M = 125$ мм и $\bar{P}_{раз} = \bar{P} = 9,0 \cdot 10^5$ Па (0,90 МПа) толщину ленты ориентировочно принимают $h = 0,1$ мм.

7.8. Особенности защиты от гидравлических ударов напорных водоводов водоотведения

Расчёты гидравлического удара в напорных системах водоотведения в ряде случаев существенно отличаются от аналогичных расчётов водоводов с чистой водой, например, при определении скорости распространения ударной волны. Аварии на таких трубопроводах, сопровождающиеся разрывом труб и вытеканием грязной воды на поверхность земли, недопустимы.

Величина скорости распространения волны гидравлического удара в системах водоотведения может существенно отличаться от той же величины, определённой для чистой воды, особенно в тех случаях, когда по трубам транспортируются не бытовые, а промышленные стоки и жидкие осадки сточных вод. Между тем в п. 2.30 СНиП 2.04.03-85 “Канализация. Наружные сети и сооружения” указывается, что рассчитывать канализационные напорные трубопроводы следует по СНиП 2.04.02-84* “Водоснабжение. Наружные сети и сооружения”.

Скорость распространения волны гидравлического удара в металлическом трубопроводе с учётом наличия в потоке гидросмеси нерастворённого воздуха рекомендуется определять по формуле [4]

$$C = \frac{b}{\sqrt{1 + aD}}, \text{ м/с} \quad (7.28)$$

где D - внутренний диаметр трубопровода, м;

b и a - эмпирические коэффициенты, зависящие от плотности гидросмеси:

при движении чистой воды..... $b = 1330$ $a = 0,952$

при движении в трубопроводе гидросмеси

с твёрдой фазой, включающей мелко и

среднезернистые примеси с плотностью

смеси $\rho = 1020 - 1100 \text{ кг/м}^3$ $b = 1750$ $a = 5,64$

Плотность сточной воды изменяется в пределах $\rho = 1020-1030 \text{ кг/м}^3$

Скорость распространения волны гидравлического удара, характер и состав жидкости существенно влияют не только на величину напора при гидравлическом ударе, но и на выбор противоударных средств. Если противоударные средства или приспособления имеют в своей конструкции какие-либо импульсные трубки небольших диаметров, то при сбросе сточных вод для гашения гидравлических ударов они, как правило, засоряются. Да и сбрасывать сточные воды в колодец или на поверхность земли недопустимо. Сброс возможен только сравнительно небольшого расхода в специальные ёмкости.

Этим требованиям отвечает усовершенствованный гаситель гидравлических ударов для загрязнённых жидкостей [7]. В нём предусмотрено разделение сред: загрязнённой жидкости, подаваемой по трубам, и какой-либо однородной рабочей жидкости прибора. Вязкость последней должна незначительно меняться при существенных колебаниях температуры окружающей среды. Например, в качестве рабочей жидкости могут быть использованы масла: АМГ, веретённое, трансформаторное и др.

Схема предлагаемого устройства для гашения гидравлических ударов в напорных трубопроводах с загрязнённой жидкостью представлена на рисунке 7.17.

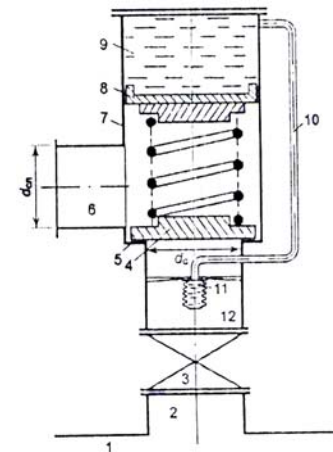


Рис. 7.17. Усовершенствованный гаситель гидравлических ударов для загрязнённых жидкостей с разделителем сред.

Устройство состоит из корпуса 7 со сливной линией 6, присоединённой к колодцу для сброса загрязнённой воды. Прибор устанавливается на отводящем патрубке 2 защищаемого трубопровода 1 через задвижку 3. В стационарном режиме сбросной клапан 4 плотно прижат к седлу 5 за счёт давления, передаваемого из трубопровода 1 через разделитель сред 11 (сиффон) в полость 9 по импульсной трубке 10. Гидравлическая нагрузка, прижимающая клапан 4 к седлу 5, обуславливается тем, что площадь клапана 4 меньше площади поршня 8.

При гидравлическом ударе давление в трубопроводе под клапаном 4 возрастает. Одновременно происходит сжатие сиффонной оболочки 11. Это давление передаётся в полость 9 с некоторым запаздыванием, обусловленным упругими свойствами сиффона 11. Вследствие этого давление на клапан 4 со стороны напорного трубопровода 1 на короткое время превысит давление, действующее на поршень 8 со стороны полости 9. Поэтому клапан 4 приподнимается, и часть жидкости сбрасывается по сливной линии 6 в резервуар или колодец. В дальнейшем давление в полостях 9 и 12 выравнивается, и клапан 4 закрывает отверстие, чему способствует и пружина в середине корпуса. Однако главное назначение этой пружины состоит в смягчении механических ударов при закрытии клапана 4.

7.9. Экономические соображения при выборе противоударной защиты

Анализ показывает, что защита от гидравлического удара даёт значительный экономический эффект и нет смысла сравнивать расходы на противоударные мероприятия с теми убытками, которые возникают при авариях на водоводах. Расходы в первом случае почти всегда значительно меньше, чем во втором.

Существуют два варианта защиты водовода от гидравлических ударов: 1 – установить противоударные приборы; 2 – уложить более прочные трубы. Использование труб более высокого класса прочности, чем тот, который получился по расчёту без учёта действия гидравлического удара, допускается только в тех случаях, когда увеличение стоимости труб меньше стоимости мероприятий, необходимых для защиты от гидравлического удара. Под словом “стоимость” подразумеваются приведённые расходы, так как варианты всегда необходимо сопоставлять по минимуму приведённых затрат, S .

В 1 варианте для защиты от гидравлического удара применяются противоударные приборы. Поэтому при подсчёте капитальных вложений, кроме стоимости трубопровода, следует также учитывать расходы на установку противоударных устройств, а при подсчёте эксплуатационных затрат – расходы от потери воды при срабатывании этих приборов и амортизационные отчисления на их восстановление и ремонт.

Значение приведённых затрат для 1 варианта определяется по формуле

$$S_1 = C_B + \frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{100} (K_{T1} + K_K) + E_H (K_{T1} + K_K), \quad (7.29)$$

где C_B - стоимость воды, сброшенной в отвод при срабатывании клапанов, руб. в год;

$$C_B = 365 q_K n_{BK} r_K, \quad (7.30)$$

q_K - объём воды, сброшенной при одном срабатывании клапана, м³;

n_{BK} - число срабатываний в сут.;

r_K - себестоимость 1 м³ воды, руб.;

ε_1 и ε_2 - соответственно амортизационные отчисления и отчисления на текущий ремонт для трубопровода и оборудования, %;

K_{T1} и K_K - стоимость устройства трубопровода и приборов для противоударной защиты, руб.;

E_H - нормативный коэффициент эффективности.

Для варианта 2 приведённые затраты

$$S_2 = \frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{100} K_{T2} + E_H K_{T2}, \quad (7.31)$$

где K_{T2} - стоимость устройства трубопровода по 2-му варианту, руб.

Капитальные вложения и эксплуатационные затраты, не включённые в формулы (7.29) и (7.31), считаются одинаковыми для обоих вариантов.

Литература

1. СНиП 2.04.02-84* Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. / Госстрой России - М.: ГУПП, 2000 – 128 с.
2. Дикаревский В. С. Водоводы. Монография. Труды РААСН. Строительные науки. Том 3. - М.: РААСН, 1997. – 200 с.

3. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Татура А. Е. Противоударная защита закрытых оросительных сетей. – М.: Колос, 1987 – 80 с.
4. Курганов А. М., Фёдоров М. Ф. Гидравлические расчёты сетей водоснабжения и водоотведения: Справочник / Под общ. ред. А. М. Курганова. – 3-е изд., перераб. и доп. - Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение, 1986 – 440 с.
5. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. / Л. Ф. Мошнин, Е. Т. Тимофеева – М.: Госстройиздат, 1963 – 226 с.
6. Э. П. Ашияну. Повышение эффективности использования воздушно-гидравлических аккумуляторов на насосных станциях. Водоснабжение и санитарная техника № 6, 2006, с. 24 – 25.
7. Дикаревский В. С., Твардовская Н. В. Особенности защиты напорных трубопроводов водоотведения от гидравлических ударов. Водоснабжение и санитарная техника, 2006, № 6, с. 12 – 13.

Приложение

Типоразмер двигателей	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	КПД	Момент инерции, гм ²
1	2	3	4	5
16-31-6	800	1000	95,3	0,375
16-36-6	1000		95,5	0,575
16-49-6	1250		95,9	0,750

16-59-6	1600		96,2	0,925
16-74-6	2000		96,6	1,125
17-56-6	2500		96,7	1,225
17-71-6	3200		96,9	1,475
17-89-6	4000		97,1	1,775
16-31-8	630	750	94,3	0,750
16-36-8	800		94,9	1,150
16-46-8	1000		95,4	1,400
16-59-8	1250		95,7	1,700
17-21-8	2000		96,2	2,200
17-71-8	2500		96,5	2,775
16-36-10	630	600	94,4	1,950
16-44-10	800		94,9	2,200
16-56-10	1000		95,1	2,775
17-44-10	1250		95,5	2,775
17-51-10	1600		95,9	3,200
17-64-10	2000		96,1	4,025
16-36-12	500	500	93,7	2,150
16-44-12	630		94,2	2,475
17-31-12	800		94,3	2,375
17-39-12	1000		94,9	2,700
17-49-12	1250		95,3	3,475
18-64-12	2500		96,2	5,000
17-19-16	315	375	91,1	3,150
17-21-16	400		91,4	3,175
17-26-16	500		92,5	3,750
17-31-16	630		93,3	4,400
17-41-16	800		94,1	5,200
19-39-16	1600		95,3	16,000
17-26-20	315	300	91	5,875
17-31-20	400		91,7	6,225
17-41-20	500		92,8	7,850

1	2	3	4	5
20-49-20	31500		96	21,000
18-34-24	500	250	92,8	20,000
19-34-24	1250		94,5	25,000
19-49-24	1600		95,3	20,000