МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи
УДК 628.1

КАРШИЕВ ШАРИФ ШЕРКУЛОВИЧ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР И РАСПРОСТРАНЕНИЯ МАЛЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ

диссертация
на соискание академической степени магистра по специальности

5А340401 - Водоснабжение, канализация, охрана и рациональное использование водных ресурсов

Работа прошла предварительную защиту на заседании кафедры «ПСЭИК” «___» __________2014 г.
протокол № 40 и рекомендована к защите Зав. кафедрой
____
доц. Буриев Э.С.
«___» _____________2014 г

Научный руководитель:

доц. Буриев Э.С.

ТАШКЕНТ – 2016

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ПСЭИК
к.т.н., доц. Буриев Э.С..
«____»____________2014 г.

ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ
МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистерская диссертация по теме: *Гидравлический удар и распространения малых возмущений.*

название (с указанием материалов конкретных организаций)

утверждённая приказом ректората института от «____»______________2014 г.
за номером ________________по кафедре *ПСЭИК*
за слушателем *Қаршиев Шариф Шерқулович.*
научный руководитель *доц. Буриев Э.С.*
Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание
должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите на кафедру *02 июня 2015 г.*
число, месяц, год
В работе будут использованы: *Авторефераты, справочная литература, КМК, статьи журналов, отчёты о научно-исследовательской работе,*
Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы публикации,
материалы семинаров, обзорные проспекты, брошюры, каталоги
труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.
современного оборудования, руководство по проектированию.

В работе предусматривается*: Гидравлический удар. Гидравлические тараны. Распространение малых возмущений. Гидравлический удар смеси жидкости Истечение жидкости из отверстий тонкой мембраны. Истечение жидкости через отверстия толстой мембраны (через насадки). 3.1. Определения ударного импульса жидкости в нагнетательном канале распределителя. Определение числа отверстий, их диаметры и расстояний между ними. Уравнение неразрывности и гидравлический удар.*

В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа *Общие данные гидравлический удар и гидравлические тараны*
____
название

2-я группа расчет стока *Подбор наибольшего оптимального параметра мембраны для гашения гидравлического удара.* ____________

название

3-я группа *Исследования и уравнение неразрывности и гидравлический удар.* ____________

название

Задание выдано ____________

число, месяц, год

Научный руководитель *доц. Буриев Э.С*

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель *Қаршиев Шариф Шерқулович.*

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

ГЛАВА I. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР И РАСПРОСТРАНЕНИЯ МАЛЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ . ____________

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

ГЛАВА II. . *ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА МЕМБРАНЫ ДЛЯ ГАШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА.*

название второй главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

ГЛАВА III. РАЗРАБОТКА НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНОГО ИМПУЛЬСА ЖИДКОСТИ В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ КАНАЛЕ ……………………...

название третьей главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Предварительная защита диссертация на кафедре *02 июня 2015 г.*

срок, дата, год

Задание выдано *доц. Буриев Э.С*

научный руководитель магистерской диссертации

____________Ф.И.О.

____

подпись

____

дата

Задание принял *Қаршиев Шариф Шерқулович.*

Ф.И.О., слушателя, подпись

____

Дата

ОГЛАВЛЕНИЕ **Стр.**

ВВЕДЕНИЕ

Учитывая, насколько велик для Узбекистана, да и в целом для всего Центрально азиатского региона, фактор угрозы экологической безопасности, правительство и государство уделяют огромное влияние вопросам защиты окружающей среды, рационального использования природных ресурсов. Приняты законодательные акты, направленные на обеспечение охраны природной среды. Национальные мероприятия по охране природы Республики Узбекистан сочетаются с обширным и разносторонним сотрудничеством с другими государствами и международными организациями. Заключено значительное число международных договоров и соглашений, регулирующих разные аспекты охраны окружающей среды и рационального природопользования.

Учитывая исключительную сложность и опасность существующего положения в экологии и охране окружающей среды, И.А.Каримов указал на необходимость решения следующих конкретных задач выхода страны из экологического кризиса:

1. Прекращение загрязнения воздушной и водной среды веществами, вредными для жизнедеятельности человека путем разработки и широкого внедрения соответствующей технологии и строгого контроля над применением всех ядохимикатов и других опасных веществ.

2. Рациональное использование всех видов природных ресурсов с объяснением их воспроизводства и строго рассчитанным потреблением невозобновляемым.

3. Целенаправленное, научно-обоснованное преобразование природных условий на крупных территориях, обеспечивающих эффективное и комплексное использование естественных ресурсов.

4. Сохранение всего естественного генофонда живой природы в качестве исходной базы для выведения новых видов культурных растений и животных.

5. Создание благоприятных условий жизни населения в городах и сельской местности путем введения научно обоснованного градостроительства и районной планировки.

6. Привлечение внимания мировой общественности, международных организаций к экологическим проблемам региона на основании того, что экологические бедствия не знают границ.

Реализация этих и других действенных мер, по словам И.Каримова, позволит уже в ближайшее время искоренить многие изъяны и упущения в области экологии, ликвидировать нависшую угрозу глобального по своим масштабам экологического кризиса, создать необходимые условия и экологически чистую среду обитания для населения нашей страны.[1]

Охрана водоемов и безопасность водоснабжения являются важной социально-экономической проблемой. Антропогенное воздействие на водоемы, используемые в качестве источников хозяйственно-питьевого водоснабжения представляют реальную опасность и как следствие, приводит к увеличению заболеваемости.

Качество питьевой воды, подаваемое населению при централизованном водоснабжении, обусловлено не только состоянием водоисточника и эффективностью системы очистки исходной воды при водоподготовке, но и санитарно-техническим состоянием распределительной системы. Известно, что загрязнение питьевой воды централизованного водоснабжения может иметь даже более высокий уровень по сравнению с загрязнением водоисточника в случае, если санитарно-техническое состояние водопроводной сети находится в неудовлетворительном состоянии.

В системе водоснабжения городов и населенных пунктов Узбекистана наиболее ответственной является система подачи и распределения воды, от бесперебойной работы которой в значительной степени зависит уровень жизнеобеспечения населения, комфортность проживания, развитие промышленности и инфраструктуры.

В Узбекистане решению вопросов безопасного водоснабжения уделяется пристальное внимание. Об этом свидетельствуют нижеследующие директивные документы:

Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан №98 от 26 марта 2007 года «Совершенствование системы водоснабжения городов Гулистан, Джизак и Карши»[2] с участием Азиатского банка развития.

Постановление Президента Республики Узбекистан №ПП-555 от 8 января 2007 года «Водоснабжение и санитария сельских населенных пунктов Навоийской и Кашкадарьинской областей».[3]

Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан №218 от 4 мая 2007 года «О программе сбережения и рационального использования водных ресурсов в Республике Узбекистан на период до 2015 года». [4]

В 2009 году лабораторией Гидроэкологии Института Водных Проблем АН РУз были проведены комплексные научные исследования по изучению современного состояния хозяйственно-питьевого водоснабжения населения республики в рамках реализации проекта ГНТП на 2009-2011 г.г. А-7 Т056 «Разработка концепции безопасного и надежного питьевого водоснабжения населения Узбекистана».

Проанализированы результаты санитарно-бактериологических и санитарно-химических лабораторных исследований качества воды источников водоснабжения, качества питьевой воды в разрезе областей республики и города Ташкента за последние пять лет. Качество воды оценивали соответствии с республиканским стандартами 951:2000 «Источники централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения гигиенические, технические требования и правила выбора» и 950:2000 «Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль качества».

Актуальность работы. Одним из наиболее ценных природных богатств является вода. Особенную ценность она представляет для Республики Узбекистан, расположенной в зоне недостаточного естественного увлажнения территорий. Узбекистан, как часть Центральной

Азии одного из маловодных регионов мира освоил располагаемые весьма ограниченные водные ресурсы практически полностью. Сложившийся весьма существенный дефицит водных ресурсов ещё более усугублялся их качественным истощением. Этот процесс весьма сложный и сопровождается засолением и загрязнением поверхностных и подземных вод.

Наиболее сильно проявляется в водных объектах Узбекистана химические загрязнения, как из промышленных источников, так и из сельскохозяйственных, а также коммунально-бытовых. Вода загрязнена тяжелыми металлами, цианидами, родонитами, метаболитами пестицидов, гербицидов, а также других ингредиентов, лимитируемых по обще санитарным и органолептическим признакам. Радиоактивное загрязнения вод проявляется как повышение концентрации урана, например, в районе Приаралья до $10^{-4} \div 10^{-5}$ г/л. Тепловое загрязнение вод имеет место у тепловых электростанций с прямоточной системой охлаждения и металлургических производств. На этом гидрохимическом фоне в Узбекистане сформировалась весьма сложная обстановка с водоснабжением населения. Проблема доброкачественной питьевой воды является одной из самых острых социальных и экологических проблем, которые предстоит решить Узбекистану и другим государствам региона.

Проведенные исследования показывают, что основной причиной низкого уровня водоснабжения населения является техническое состояние систем водоподготовки, транспортировки воды и низкий уровень учета воды. Техническое состояние систем водоснабжения находится в крайне тяжелом положении.

В условиях ежегодного роста населения и развития промышленности увеличиться спрос и в водопотреблении. Возрастающий спрос населения на безопасную питьевую воду обуславливает совершенствование существующих систем питьевого водоснабжения и строительства новых перспективных мощностей.

Учитывая важность сектора питьевого водоснабжения для социально-экономического развития страны, Правительство Республики Узбекистан последнее время уделяет большое внимание обеспечению надлежащей эксплуатации водопроводных сооружений и сетей, их реконструкции и развитию. На указанные цели из средств государственного бюджета ежегодно выделяются капитальные вложения.

Целенаправленная работа в этом направлении позволит сократить расходы воды, более рационально использовать мощности водопроводов и соответственно сократить государственные капитальные вложения на развитие водоснабжения республики.

Актуальность данного исследования обусловлена, прежде всего, нарастающим дефицитом и качественным истощением водных ресурсов, а также наличием серьезных проблем в структуре централизованных систем питьевого водоснабжения Республики Узбекистан.

Степень изученности проблемы. Всесторонний анализ научной литературы показывает, что проблемам надежности и безопасности элементов, а также всего комплекса систем питьевого водоснабжения посвящено множество работ зарубежных и отечественных исследователей. Если при движении воды или другой капельной жидкости в трубопроводе резко изменить скорость течения (закрыть или открыть задвижку, выключить насос и пр.), то в трубопроводе возникает гидравлический удар, вызванный изменением давления. Гидравлический удар иногда вызывает даже разрушение трубопровода. Долгое время гидравлический удар наносил большой вред трубопроводам для воды, нефти и других жидкостей.

Наиболее полное изучение гидравлического удара и мер борьбы с ним было выполнено в 1899 г. Н. Е. Жуковским при изучении работы московского водопровода. Сейчас существует много методов устранения вредного действия гидравлического удара.

Однако гидравлический удар может приносить не только вред, но и пользу. На основе этого явления, в частности, создан специальный насос, называемый гидравлическим тараном.

Цель исследования. Выявление особенностей повышение подачи гидравлического тарана обусловливается увеличением объема колпака и диаметра питательной трубы, а также может быть достигнуто за счет много клапанных таранных установок. Однако гидравлический удар может приносить не только вред, но и пользу.

Задачи исследования. Для достижения поставленных целей определены следующие задачи:

- установить работа водоподъемника по питательной трубе поступающий в гидравлическом таране,
- разработать модели регулирования режимом работы системы подачи воды, отвечающей требованиям стандартов Республики Узбекистан;
- разработка наиболее эффективного импульса жидкости в нагнетательном канале.

Объект и предмет исследования - система питьевого водоснабжения, имеющая от источника до водопотребителя неразрывную гидравлическую связь, а также вертикальные скважины водозаборных узлов и сеть напорных водоводов, засоренные твердыми и органическими материалами, которые нарушают надежность и безопасность системы питьевого водоснабжения населения.

Научная новизна. На основе проведенных натурных и экспериментальные исследования показали, что подача и КПД гидравлического тарана зависят от отношения H/h. Отношение подачи тарана к расходу в питательной трубе находится в пределах от 0,1 до 0,5, однако при определенных условиях эта величина колеблется и в более широких пределах, поэтому необходимо учитывать, что более 50% расхода питательной воды сбрасывается через ударный клапан.. Впервые установлены гидравлические закономерности, позволяющие определить состояние централизованных систем питьевого водоснабжения населенных пунктов, а также при пастбищном и полевом водоснабжении.

Апробация работы. Отдельные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на: международных конференциях в ТАСИ.

Публикации. По результатам исследований опубликованы две статьи.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, приложения, 15 рисунков, 7 таблиц и списка использованной литературы из 15 наименований. Общий объем 66 страниц.

Глава I. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР И РАСПРОСТРАНЕНИЯ МАЛЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ

1.1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Если при движении воды или другой капельной жидкости в трубопроводе резко изменить скорость течения (закрыть или открыть задвижку, выключить насос и пр.), то в трубопроводе возникает гидравлический удар, вызванный изменением давления. Гидравлический удар иногда вызывает даже разрушение трубопровода. Долгое время гидравлический удар наносил большой вред трубопроводам для воды, нефти и других жидкостей.

Наиболее полное изучение гидравлического удара и мер борьбы с ним было выполнено в 1899 г. Н. Е. Жуковским при изучении работы московского водопровода. Сейчас существует много методов устранения вредного действия гидравлического удара.

Однако гидравлический удар может приносить не только вред, но и пользу. На основе этого явления, в частности, создан специальный насос, называемый гидравлическим тараном (Рис.1.)

Гидравлический удар можно рассматривать как частный случай одномерного неустановившегося движения жидкости.

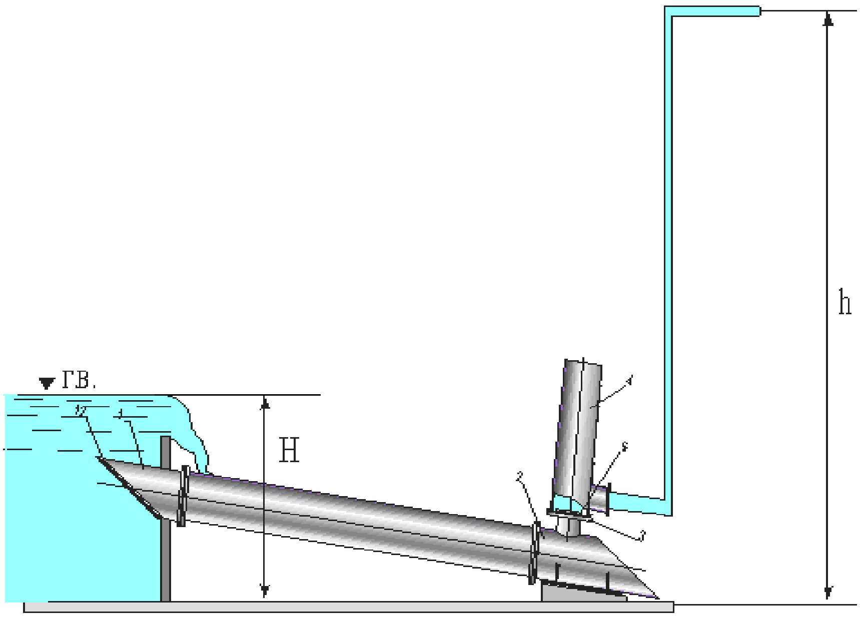

Рис.1.Гидравлический таран.

Физическую картину явлений, возникающих при закрытии задвижки на трубопроводе, можно представить следующим образом. После закрытия задвижки не вся масса жидкости прекращает течение мгновенно. Вначале прекращает движение слой жидкости, непосредственно соприкасающийся с шибером_задвижки; затем последовательно прекращают движение слои жидкости на увеличивающемся со временем расстоянии от задвижки. При этом уплотняется (сжимается) ранее остановившаяся масса жидкости, и в результате повышения давления несколько расширяется труба. Вследствие этих обстоятельств в трубу войдет дополнительный объем жидкости.

Граница области повышенного давления будет распространяться по трубопроводу в направлении, противоположном первоначальному движению жидкости; с течением времени волна повышенного давления достигает начального сечения трубопровода. Если имеется резервуар большой емкости (рис.2.), так что уровень жидкости в нем можно полагать неизменным, то давление в начальном сечении будет сохраняться примерно постоянным ($p_e = const$).

1.2. Гидравлические тараны

При пастбищном и полевом водоснабжении в отдельных случаях, несмотря на близкое расположение рек и каналов, требуется подача воды от водоисточника на некоторую высоту и расстояние. При этом целесообразно использовать гидравлическую энергию потока воды для получения либо электрической энергии (простейшие микро ГЭС), либо для привода водоподъемников простейшего типа гидравлических таранов и турбонасосных установок.

Гидравлические тараны просты по конструкции и в эксплуатации, необходимым условием их устойчивой работы является наличие перепада не менее 0,5 ... 1 м.

Гидротаранная установка состоит из гидравлического тарана, питательной и нагнетательной труб. Основные узлы гидравлического тарана: корпус, воздушный колпак, ударный и нагнета тельный клапаны (рис. 2.3). Работа водоподъемника происходит следующим образом: вода из источника по питательной трубе поступает в гидравлический таран и через ударный клапан вытекает с возрастающей скоростью. С увеличением скорости давление на ударный клапан повышается и он закрывается, что приводит к гидравлическому удару. Давление в питательной трубе становится выше, чем в воздушном колпаке, нагнетательный клапан открывается, и вода поступает в воздушный колпак. Поскольку в питательной трубе давление упадет, ударный клапан откроется вновь, а нагнетательный клапан закроется. Вода из воздушного колпака под давлением сжатого воздуха будет поступать в напорный трубопровод. В дальнейшем процесс будет повторяться автоматически, то ест» вода изливается через

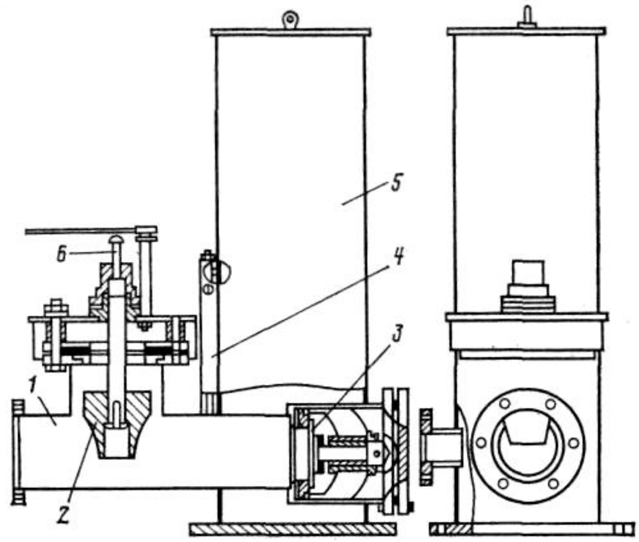

Рис. 2.Гидравлический таран ЕрПИ:

1 — питательная труба; 2,3 — ударный и нагнетательный клапаны; 4 — трубка для пополнения воздуха; 5 — воздушный колпак 6 — штырь

ударный клапан и закрывает его, а за счет повышенного давления открывается нагнетательный клапан. Таким образом, для пуска установки в работу необходимо только вручную открыть ударный клапан.

Параметрами, характеризующими работу гидравлического тарана, являются: q— расход в нагнетательной трубе, подача тарана; Q — расходе питательной трубе; h— высота падения (рабочий напор); H — высота нагнетания, равная сумме геометрического напора $H_Г$ и потерь напора в трубопроводе h_ω.

Расход q на высоту H подается за счет использования энергии воды, находящейся на высоте h<H. При этом q_1 выливается через ударный клапан, и для подачи q расход через питательную трубу $Q = q_1 + q$. Необходимо учитывать, что питательная труба является составной частью установки и размеры ее не могут быть произвольными. Причем при уменьшении длины питательной трубы уменьшается и время цикла, а если оно будет меньше времени закрытия ударного клапана, то будет происходить не прямой гидравлический удар, что приведет к снижению КПД установки.

Для условий прямого гидравлического удара необходимо, чтобы время закрытия ударного клапана $t_з \le 2l/c$ где l — длина питательной трубы; c — скорость распространения ударной волны. В практических условиях $t \ge 10...14$м. Давление, развивающееся в питательной трубе, зависит от высоты нагнетания.

1Повышение подачи гидравлического тарана обусловливается увеличением объема колпака и диаметра питательной трубы, а также может быть достигнуто за счет много клапанных таранных установок.

Экспериментальные исследования показали, что подача и КПД гидравлического тарана зависят от отношения H/h. Отношение подачи тарана к расходу в питательной трубе находится в пределах от 0,1 до 0,5, однако при определенных условиях эта величина колеблется и в более широких пределах, поэтому необходимо учитывать, что более 50% расхода питательной воды сбрасывается через ударный клапан. 2

Так, для таранов ЕрПИ КПД в зависимости от H/h вычисляют по эмпирической формуле

$$\eta = 0{,}93 - 0{,}2H / h \, .$$

На КПД гидравлического тарана также большое влияние оказывают ход и масса ударного клапана и в меньшей мере нагнетательного клапана. При одинаковых условиях работы у тарана с двумя ударными клапанами КПД выше, чем у тарана с одним ударным клапаном.

В сельскохозяйственном водоснабжении нашли применение гидравлические тараны ТГ-1, ТГ-2, УИЖ-КЮО и ЕрПИ.

В предгорных районах применяют гидравлические тараны ЕрПИ (конструкции Ереванского политехнического института). Эти тараны могут также работать и при незначительных перепадах, но не менее 1 м. В зависимости от ударного клапана различают три модификации установок: ЕрПИ-100, ЕрПИ-150, ЕрПИ-200, которые соответственно для высоты перепада от 1 м до 50, 30 и 10 м обеспечивают напор до 150, 100, 20 м при подаче до 3,7 и 18 л/с (см. рис. 54).

В отличие от других конструкций в конструкции ЕрПИ ударный клапан перемещается по неподвижному штоку, что предотвращает шток от повреждения. Седла клапанов металлические, с резиновыми амортизаторами. Нагнетательный клапан установлен в корпусе воздушного колпака и перемещается горизонтально. Такое положение клапана улучшает работу тарана при соотношении нагнетательного и питательного напоров меньше 2. Таран имеет простое приспособление для автоматического пополнения колпака воздухом, состоящее из трубки с клапаном, которая соединяет питательную трубу с воздушным колпаком. При увеличении высоты падения и постоянном отношении h/H подача гидравлического тарана возрастает.

Гидравлические тараны могут работать как при последовательном соединении для увеличения напора, так и при параллельном для увеличения подачи. В гидравлических таранах на питательной и напорной трубах устанавливают задвижки, которые необходимы для их пуска и остановки.

Чехословацкая фирма «Транссакта» выпускает два типа гидравлических таранов, которые поставляются в страны СЭВ. Для механизации водоподъема на пастбищах гидравлическая энергия помимо гидравлических таранов используется в микро-ГЭС. Эффективность применения микроГЭС в пастбищном животноводстве обоснована длительной эксплуатацией на пастбищах Киргизии, где их применяют для выработки электроэнергии в чабанской бригаде. Установки мощностью 0,5... 1,5 кВт обеспечивают питание электронасоса, стригальной машины и освещения. МикроГЭС в сельскохозяйственном водоснабжении найдут применение как генераторы электрической энергии для противокоррозийной защиты трубопроводов. МикроГЭС, установленная непосредственно на трубопроводе, вырабатывает электрическую энергию за счет избыточного давления потока перекачиваемой жидкости. Установленные вдоль трубопровода генераторы позволяют отказаться от линий питания станций коррозионной защиты либо дорогостоящих протекторов.

1.3 РАСПРОСТРАНЕНИЕ МАЛЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ.

При достижении волной давления начального сечения заканчивается первая фаза - ***фаза распространения повышения давления в трубе.***

Во второй фазе начнется течение жидкости по трубе из зоны более высокого давления в резервуар, а от резервуара к задвижке будет перемещаться волна понижения давления. Вторая фаза заканчивается при достижении волной понижения давления задвижки в трубе. Давление в трубе, понижаясь, не достигает, однако, величины p_e.

В третьей фазе продолжается течение жидкости по трубе в направлении к резервуару; в течение второй и третьей фаз из трубы обратно в резервуар выльется объем жидкости, вошедший в трубу в первой фазе. В третьей фазе поэтому продолжается снижение давления у задвижки, вдоль по трубе в направлении к резервуару распространяется волна понижения давления, при этом по всей длине трубы давление станет меньше p_e.При достижении этой волной начального сечения начнется ***четвертая фаза***, которая сопровождается распространением по трубе волны повышения давления в направлении к задвижке; при этом жидкость вновь потечет в трубу. К концу четвертой фазы в трубопроводе создаются условия течения, близкие к началу первой фазы. Весь процесс повторяется.

В результате в каждом сечении трубы будут возникать колебания давления; вследствие наличия сопротивления эти колебания будут затухающими.

При эксплуатации трубопроводов необходимо уметь определять максимальное повышение ударного давления в случае внезапной остановки потока или безопасное время закрытия задвижки, соответствующее предельно допустимому повышению давления. Это максимальное повышение давления называется гидравлическим ударом.

Гидравлический удар может возникать не только при полном, но и при частичном закрытии заслонки. Рассмотрим основные характеристики этого явления.

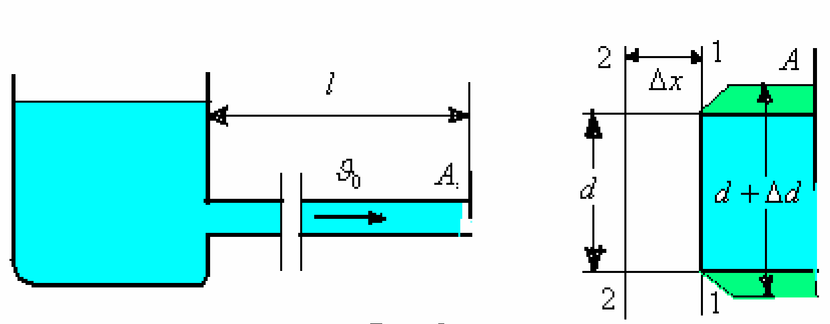

Рис. 2.

Пусть из некоторого объема (рис.3.) жидкость движется по трубе длиной l со скоростью ϑ_0. На конце трубопровода имеется задвижка A. Если в момент времени t заслонка A будет частично прикрыта, то скорость протекания воды уменьшится и станет равной $\vartheta = \vartheta_0 - \Delta\vartheta$. Это уменьшение скорости в первый момент времени произойдет лишь в непосредственной близости у заслонки и затем будет постепенно и непрерывно распространяться по трубопроводу.

В некоторый момент t_1 это изменение скорости достигнет сечения 1-1, а через весьма малый промежуток времени Δt — сечения **2—2**. Очевидно, что вместе с изменением скорости будут изменяться и другие параметры потока (давление, плотность и пр.). Пусть давление при этом возрастает на Δp и станет равным $p' = p + \Delta p$. Тогда величина плотности также изменится и будет равной $\rho + \Delta\rho$.

Если за очень малый промежуток времени возмущение распространилось от сечения 1—1 до сечения 2—2 на расстояние Δx, то скорость распространения возмущений a, вызванных закрытием заслонки, будет

$$a = \frac{\Delta x}{\Delta t} \tag{1}$$

Выразим Δx и Δt через параметры, определяющие величину возмущения. Если обозначим площадь поперечного сечения трубопровода через s, то в момент времени t_1 масса жидкости m, находящаяся между сечениями 1—1 и 2—2, равна

$$m = \rho s \Delta x \tag{2}$$

Через время Δt (эта масса увеличится и станет равной

$$m + \Delta m = (\rho + \Delta\rho)s \cdot \Delta x \tag{3}$$

откуда Δm будет определена как разность выражений (5)и (4)

$$\Delta m = \Delta\rho s \cdot \Delta x$$

С другой стороны, Δm может быть определена как разность масс жидкости, втекающей через сечение 1 — 1 со скоростью ϑ_0 и через сечение 2 — 2 со скоростью $\vartheta_0 - \Delta\vartheta$ т.е.

$$\Delta m = \Delta\rho s \cdot \Delta\vartheta \cdot \Delta t \tag{4}$$

Приравнивая выражения (3) и (4) и сократив на s ,получим

$$\rho \cdot \Delta\vartheta \cdot \Delta t = \Delta\rho \cdot \Delta x$$

или, подставив значение Δx из выражения (1), будем иметь

$$a = \rho \frac{\Delta \vartheta}{\Delta \rho} \qquad (5)$$

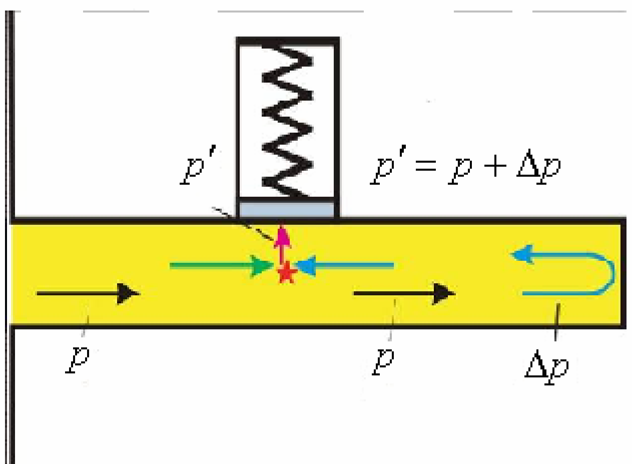

Рис.3.Перепускной клапан.

Для нахождения величины $\Delta\vartheta$ применим к массе жидкости, заключенной между сечениями 1—1 и 2—2, принцип Даламбера, гласящий, что если к внешним силам, действующим на некоторую массу, прибавить силу инерции, то задачу динамики можно рассматривать как задачу статики. Внешняя сила, под действием которой частицы жидкости приходят в движение между сечениями 1—1 и 2—2, равна разности давлений Δp, умноженной на площадь поперечного сечения трубы, т. е. $s \cdot \Delta p$. Сила инерции равна произведению массы на ускорение. Масса жидкости будет $\rho_c s \cdot \Delta x$, а ускорение равно изменению скорости $\Delta\vartheta$, деленному на время Δt, т. е. $\frac{\Delta\vartheta}{\Delta t}$.

Таким образом, получим дополнительное уравнение для исключения $\Delta\vartheta$ из выражения (5). Оно имеет вид

$$s \cdot \Delta p = \rho_{cp} \cdot s \frac{\Delta\vartheta}{\Delta t} \Delta x$$

откуда, заменив $\frac{\Delta x}{\Delta t}$ на a и разделив на s, получим

$$\Delta \vartheta = \frac{\Delta p}{a\rho_{cp}}$$

Предположим, что изменение плотности $\Delta\rho$ весьма мало по сравнению с ρ, поэтому величину средней плотности ρ_{cp} заменим на ρ, тогда последнее соотношение примет вид

$$\Delta \vartheta = \frac{\Delta p}{a\rho} \qquad (6)$$

Подставив выражение (6) в уравнение (5), окончательно получим выражение для определения скорости распространения возмущения, вызванного изменением положения заслонки в трубопроводе, в виде

$$a^2 = \frac{\Delta p}{\Delta\rho}$$

При выводе этого соотношения никаких условий в отношении величины изменения скорости и никаких ограничений на физические свойства жидкости не накладывалось. Поэтому эта важная формула верна для *любого малого возмущения,* возникшего в потоке *любой жидкости* или *газа.*

Из физики известно, что $\frac{\Delta p}{\Delta\rho}$ есть квадрат скорости звука в данной среде при заданных температуре и давлении. Следовательно, *малые возмущения в потоках жидкостей и газов распространяются со скоростью звука.*

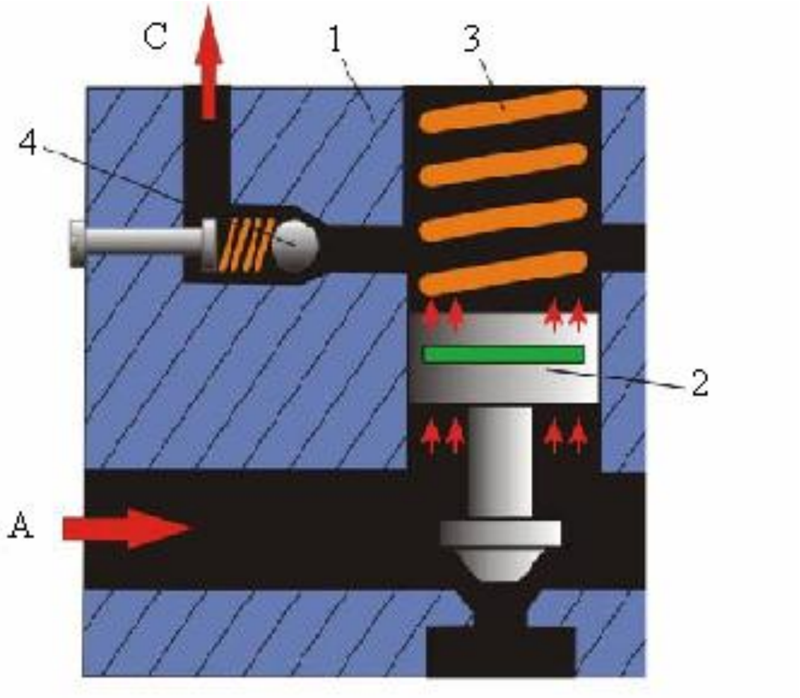

Рис.4. 1-А-нагнетательный клапан, С-сливной клапан, 1-корпус, 2-перепускной клапан, 3-пружина, 4-предохранительный клапан. 5-мембрана.

Тогда скорость звука в потоке будет определять упругие свойства жидкостей и газов, а число M может быть определено как отношение скорости потока к скорости распространения малых возмущений, возникающих в сжимаемой упругой жидкости.

Известно, что упругость капельных жидкостей характеризуется величиной коэффициента объемного сжатия β, равного относительному изменению объема жидкости V под действием изменения давления Δp, т.е.

$$\beta = -\frac{1}{V}\frac{\Delta V}{\Delta p}$$

Уравнение упругого состояния жидкости будет

$$-\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta \rho}{p} = \beta \Delta p$$

Так как относительное изменение объема равно относительному изменению плотности, величину β можно представить в виде

$$\beta = \frac{1}{\rho}\frac{\Delta\rho}{\Delta p}$$

Откуда

$$\frac{\Delta p}{\Delta\rho} = \frac{1}{\rho\beta} = \frac{E}{\rho} \qquad (7)$$

где $E = \frac{1}{\beta}$ - величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называемая *модулем объемной упругости.*

Имея в виду уравнение (7), окончательно получим выражение для скорости распространения малых возмущений в капельных жидкостях

$$a = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta\rho}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Величина модуля объемной упругости *E* зависит от температуры жидкости и давления. Среднее значение *E* можно взять равным: для воды — 19,6-10^8 Н/м^г, для нефтепродуктов — 13,2-10 Н/м^а. [1,2]

Зная модуль объемной упругости *E* и плотность жидкости, можно найти скорость звука в данной жидкости; для воды при комнатной температуре она равна 1435 м/с.

Величина давления в трубопроводе после закрытия задвижки $p_1 - p = \Delta p$ определяется из соотношения (6)

$$. \ p_1 - p = \Delta p = a\rho\Delta\vartheta = p + a\rho(\vartheta_0 - \vartheta)$$

При полностью закрытой задвижке ($\vartheta = 0$) изменение давления будет небольшим

$$p_1 - p = \Delta p = a\rho\Delta\vartheta_0 \qquad (8)$$

Выражение (8) называется формулой Жуковского.

Таким образом, вдоль трубопровода от задвижки к баку давление в виде удара будет распространяться со скоростью *a.* Волна повышенного давления дойдет до бака через время, равное $t = \frac{l}{a}$. Тогда в баке установится давление более высокое, чем в трубопроводе, и затем уже от бака к задвижке пойдет волна давления с той же скоростью *a*.

Если жидкость считать идеальной и трубопровод недеформируемым, то процесс колебания давления в трубе будет бесконечным. Хотя сами возмущения малы, изменения давления в трубопроводе могут быть настолько велики, что трубы иногда сильно деформируются и даже разрушаются. В действительности из-за наличия вязкости и деформируемости трубопровода давление будет затухать.

Если принять во внимание деформацию трубы, возникающую при гидравлическом ударе, то уравнения (3) и (4) останутся без изменений, а уравнение (4) примет вид (рис. 3):

$$m + \Delta m = (\rho + \Delta\rho)(s + \Delta s)\Delta x \qquad (9)$$

Величина Δm, определенная как разность выражений (9) и (6), будет равен:

$$\Delta m = (\rho + \Delta\rho)(s + \Delta s)\Delta x - \rho s \cdot \Delta x = \Delta x(s \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \Delta s + \Delta\rho \cdot \Delta s)$$

или, пренебрегая слагаемыми второго порядка малости, получим:

$$\Delta m = \Delta x(s \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \Delta s)$$

Приравнивая последнее выражение к (5) и имея в виду (8), получим:

$$\rho s \cdot \Delta\vartheta \cdot \Delta t = \Delta x(s \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \Delta s) = a \cdot \Delta t(s \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \Delta t)$$

откуда величина, a равна:

$$a = \frac{\Delta\vartheta}{\dfrac{\Delta\rho}{\rho} + \dfrac{\Delta s}{s}}$$

Подставив значение из формулы (6), окончательно получим выражение для скорости распространения малых возмущений в деформируемом трубопроводе в виде

$$a^2 = \frac{\dfrac{\Delta p}{\rho}}{\dfrac{\Delta\rho}{\rho} + \dfrac{\Delta s}{s}} \qquad (10)$$

Определим величину относительного изменения площади поперечного сечения трубы $\frac{\Delta s}{s}$

Так как площадь круга $s = \frac{\pi d^2}{4}$, то приращение площади Δs, согласно правилам дифференцирования, будет

$$\Delta s = \frac{\pi d \Delta d}{2}$$

Окончательно получим

$$\frac{\Delta s}{s} = 2\frac{\Delta d}{d}$$

С другой стороны, относительное изменение диаметра можно выразить через механические свойства материала трубопровода. Растягивающие напряжения, возникающие в поперечном сечении стенок тонкостенной трубы под действием давления Δp, будут

$$\varepsilon = \frac{\Delta p \cdot d}{\delta} \qquad (11)$$

где δ — толщина стенок трубы.

Одновременно растягивающие напряжения могут быть определены как произведение относительного удлинения окружности трубы на модуль упругости материала. Так как относительное удлинение равно

$$\frac{\pi(d + \Delta d) - \pi d}{\pi d} = \frac{\Delta d}{d} \qquad \text{то} \qquad \varepsilon = \frac{\Delta d}{d} E_c$$

Подставляя сюда $\frac{\Delta d}{d}$ - из формулы (30), получим

$$\frac{\Delta d}{d} = \frac{\Delta p \cdot d}{2\delta E_c} \qquad (12)$$

Имея в виду формулу (11), найдем относительное увеличение площади поперечного сечения

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{\Delta p \cdot d}{\delta E_c}$$

Подставив полученное выражение в формулу (10), будем иметь скорость распространения малых возмущений в трубе при наличии деформации труб

$$a^2 = \frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{\frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta p d}{E_c \delta}}$$

Определяя $\frac{\Delta \rho}{\rho}$ - по формуле (5)

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\Delta p}{E}$$

и сокращая на Δp, окончательно получим

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{E} + \frac{d}{\delta E_c}\right)}} \tag{13}$$

Из формулы (13) видно, что первое слагаемое в знаменателе характеризует сжимаемость жидкости *(E* - модуль упругости жидкости), а второе — упругие свойства трубопровода (E_c -модуль упругости материала трубы). При увеличении толщины стенки δ скорость распространения возмущений увеличивается. То же происходит и при повышении модуля упругости стенки трубы E_c.

Если подставить значение модуля для стали *(*E_c = 20,6 X x 10'° Н/м^2) и взять скорость звука в воде 1430 м/с, то скорость распространения малых возмущений будет[3,4].

$$a = \frac{1}{\sqrt{1 + 0{,}021\frac{d}{\rho}}} \tag{14}$$

Величина, обратная второму слагаемому в знаменателе формулы (13), имеет размерность скорости

$$\left[\sqrt{\frac{E_c}{\rho}}\right] = \frac{м}{с}$$

Она характеризует скорость распространения возмущений (волн), вызванных упругими свойствами материала трубопровода или любого обтекаемого тела. Поэтому при моделировании действия упругих свойств материала на поток жидкости обычно требуется соблюдение одинаковости *числа Коши* (Ca), равного отношению скорости потока к указанной выше величине, т. е.

$$Ca = \frac{\vartheta}{\sqrt{\frac{E_c}{\rho}}} \qquad (15)$$

1.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР СМЕСИ ЖИДКОСТИ

В момент внезапного и полного закрытия задвижки в конце трубопровода вся движущаяся в нем жидкость должна остановиться. Но реальная жидкость, будучи упругой, будет останавливаться не мгновенно, а постепенно сжимаясь от слоя к слою (начиная от слоя у задвижки). При этом одновременно будет повышаться давление на некоторое значение Δp (ударное давление). Упругая деформация сжатия и повышение давления распространяются вверх по течению и за время *T* достигают конца трубы. При этом освободившееся пространство на расстоянии. Δl заполняется жидкостью из резервуара. Предположим, наклонная труба к горизонтальной плоскости под углом α_0 диаметром d_0 и длиной L заполнена водой, где верхний конец трубы открыта и давление атмосферное, а нижний конец трубы закрыта краном (рис.1).

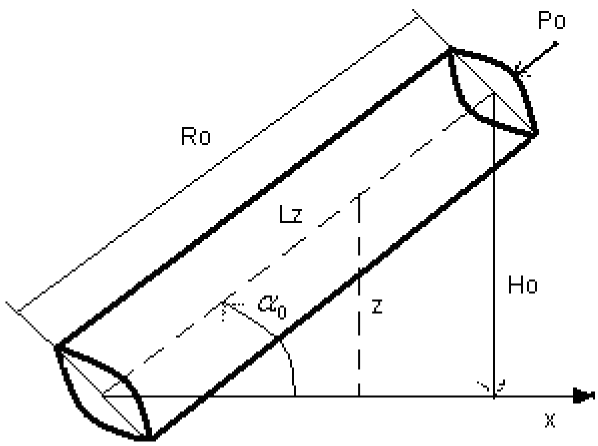

Рис.5.

Если кран нижний стенки откроется полностью, в момент $t = 0$.

Для определения время опорожнения трубы при ламинарном движении воды, λ - коэффициент сопротивлении трению постоянно и равен $\lambda = 0{,}025$.

При таком открытии движение жидкости будет нестационарным и тогда для произвольного момента времени уравнение Бернулли с учетом потери напора подлине инерционным членом запишется в виде:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + z(t) = \frac{P_0}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{z(t)}{\alpha}\frac{V^2}{2g} + z(t)\frac{j}{g} \tag{16}$$

где: инерционный напор $j = \dfrac{dV}{dt}$.

Тогда из равенства (16) получим следующее уравнение для определения средней скорости воды $V(t)$ в трубе

$$\frac{dV}{dt} = g\sin\alpha - \frac{\lambda}{2d_0}V^2 \tag{17}$$

Для решения рассматриваемой задачи имеем следующие начальные условия, т.е при предположение что, начало отсчета пусть $t = 0$, $V(0) = 0$, тогда уравнение (17) приводится к виду:

$$\frac{dV}{a_0^2 - V^2} = kdt$$

Это есть обыкновенное дифференциальное уравнение, решения которого находится интегрированием и будет равен:

$$k = \frac{\lambda}{2a_0}$$

где:

$$a_0 = \sqrt{\frac{g\sin\alpha}{k}};$$

Как известно из курса высшей математики, вертикальная компонента вектора скорости частиц определяется равенством:

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{V}{\sin\alpha}.$$

Тогда находим уравнение движения фронта воды:

$$\frac{dz}{dt} = a_1 \frac{e^{2a_1 k(t-t_0)} - 1}{e^{2a_1 k(t-t_0)} + 1};$$

где:

$$a_1 = a_0 \sin\alpha$$

Уравнение для определения изменение высоты опорожнения.

Начальным условиям для определения изменение высоты опорожнения будет:

При

$$z(t) = L_0 \sin\alpha, \qquad z(t) = -\frac{1}{k}\ln(1+\exp(2a_0 kt)) + C$$

Учитывая, начальное условие получим закон изменения заднего фронта водяного столба $z(t)$:

$$z(t) = \sqrt{\frac{g}{k}}t - \ln\frac{(1+\exp(2\sqrt{gk}t)}{2} + H_0 \qquad (18)$$

Предположим, что при $t = T$ наклонная труба полностью опорожняется, тогда будет иметь место равенство $z(T) = 0$. Откуда учитывая равенство (18) получим уравнение:

$$\sqrt{gk}T - kH_0 = \ln\left[\frac{1+\exp(2\sqrt{gk}T)}{2}\right]$$

Проведя потенцирования, будем иметь:

$$2\exp(\sqrt{gk}T)\exp(kH_0) = 1 + \exp(2\sqrt{gk}T)$$

Полагая, $F(T) = \exp(\sqrt{gk}T)$ получим квадратное уравнение для функции $F(T)$:

$$F^2(T) - 2\exp kH_0 F(T) + 1 = 0 \qquad (19)$$

Решением квадратного уравнения будет:

$$F(T) = \exp(kH_0) \pm \sqrt{D}$$

где:

$$D = \exp(2kH_0) - 1.$$

Учитывая, неравенство $F(T) > 1$ решением уравнения (19) будет:

$$F(T)=\exp(kH_0)+\sqrt{D}$$

$$F(T)=\exp(kH_0)+\sqrt{\exp(2kH_0)-1} \qquad (20)$$

Откуда находим время опорожнения:

$$T=\frac{1}{\sqrt{gk}}\ln(\exp(kH_0)+\sqrt{\exp(2kH_0)-1})$$

При отсутствии потери напора на трение, т.е. при $\lambda \to 0$ будем иметь выражение:

$$T_0=\lim_{\lambda\to 0}T=\lim_{\lambda\to 0}\frac{1}{gk}\left[\exp(kH_0)+\exp g2kH_0-1\right] \qquad (21)$$

Тогда оптимальное время начальное действия гидравлического удара в зависимости начального напора в зависимости от длины трубы и угла наклона имеет вид:

$$T_0=\sqrt{\frac{2H_0}{g\sin\alpha}}=\sqrt{\frac{2L_0}{g}}\ , \qquad (22)$$

Уравнение Бернулли для смеси жидкостей, т.е. для многофазной жидкости имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}&P_0+\frac{1}{2}\rho_1V_1^2+\frac{1}{2}\rho_2V_2^2+(\rho_1+\rho_2)gz=\\&=P_0+\frac{1}{2}\rho_1V_1^2+\frac{1}{2}\rho_2V_2^2+\lambda_{см}\frac{z}{d}(\rho_1V_1^2+\rho_2V_2^2)+zj\rho\end{aligned} \qquad (23)$$

Здесь ρ_1,ρ_2-плотности,V_1,V_2- скорости соответственно первой и второй фазы. Тогда произведение истинной плотности и скорости смеси имеет вид:

$$\rho_1V_1^2+\rho_2V_2^2=\Lambda V_{см}\rho_{1i};$$

Где:

$$\Lambda=\left(f_1+f_2\frac{\hat{\rho}}{\hat{\rho}-1}\right)^2\left[\frac{1-(1-\hat{\rho})f_1}{f_1(1-f_1)}j\right].$$

Тогда уравнение Бернулли для смеси жидкостей имеет вид:

$$P_0+\frac{1}{2}\rho_{1i}\Lambda V_{см}^2+\rho_{1ш}\left(f_1+f_2\frac{\rho_{2i}}{\rho_{1i}}\right)gz==P_0+\frac{1}{2}\rho_{1i}\Lambda V_{см}^2+ \\ +\lambda_{см}\frac{z}{d}\rho_{1i}\Lambda V_{см}^2+z\rho_{1i}\left(f_1+f_2\frac{\rho_{2i}}{\rho_{1i}}\right)z\frac{dV_{см}}{dt} \tag{24}$$

После приведение членов содержащих коэффициентов концентрации фаз смеси, уравнение Бернулли относительно смеси имеет вид:

$$\rho_{1i}\left(f_1+f_2\hat{\rho}\right)gz=\lambda_{см}\frac{z}{d}\rho_{1i}\Lambda V_{см}^2+ \\ +z\rho_{1i}\left(f_1+f_2\hat{\rho}\right)\frac{dV_{см}}{dt}\frac{1}{g}\frac{dV_a}{dt}+\frac{\lambda_{см}}{2gd}V_{см}^2 \tag{25}$$

Считая, малыми коэффициентов сил сопротивление стенки трубы имеем:

$$\left(f_1+f_2\hat{\rho}\right)\frac{dV_{см}}{dt}=\left(f_1+f_2\hat{\rho}\right)g-\lambda_{см}\frac{\Lambda}{d}V_{см}^2$$

Отсюда находим изменение скорости смеси во времени:

$$\frac{dV_{см}}{dt}=g-\frac{\lambda_{см}\Lambda}{d\left(f_1+f_2\hat{\rho}\right)}V_{см}^2 \tag{26}$$

Введя следующих обозначений:

$$\frac{dV_{см}}{gdt}=\frac{d\hat{V}}{d\tau}, \qquad V_{см}=\hat{V}\sqrt{H_0 g}, \qquad t=\sqrt{\frac{H_0}{g}}\tau \tag{27}$$

Уравнение Бернулли (11) напишем следующим простом виде через время действие τ :

$$\sqrt{H_0 g}\sqrt{\frac{g}{H_0}}\frac{d\hat{V}}{d\tau}=g-\frac{\lambda_{см}\Lambda H_0 g}{d(f_1+f_2\hat{\rho})}\hat{V}_{см}^2$$

Решая уравнение относительно время действии гидравлического удара, имеем обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$\frac{d\hat{V}_{см}}{d\tau}=1-\lambda_{см}\frac{\Lambda H_0}{d(f_1+f_2\hat{\rho})}\hat{V}_{см}^2. \tag{28}$$

Решение дифференциального уравнения имеет вид:

$$d\hat{V} = +A\frac{\exp\left(\frac{2\tau}{A}\right)-1}{\exp\left(\frac{2\tau}{A}+1\right)}d\tau = +Ad\tau + 2A. \qquad (29)$$

Дифференцированием этого выражения, имеем:

$$\hat{V} = +A\tau + A^2\int\frac{1}{\exp\frac{2\tau}{A}+1}dA. \qquad (30)$$

Интегрируя (30) находим:

$$\hat{V}+1 = +A\tau + A^2\ln\left(\frac{1+\exp\left(\frac{2\tau}{A}\right)}{2}\right)$$

Потенцируя, выражения находим:

$$\hat{V} = 1 + A\tau + A^2\left(1+\exp\frac{2\tau}{A}\right) - A^2\ln 2$$

В момент гидравлического удара скорость равен нулю, поэтому из равенств (15) имеем:

$$\hat{V} = 1 + A\tau + A^2\frac{2\tau}{A} - A^2\ln 2 = 0, \qquad 0 = 1 - A\tau + 2A\tau - A^2\ln 2 = 0$$

$$1 + A\tau = A^2\ln 2;\ \tau = \frac{A^2\ln 2 - 1}{A}, \boldsymbol{\hat{V} = A\tau + \hat{l}}, \quad \hat{V} = A\tau + \hat{l} - \ln\frac{1+\exp\frac{2\tau}{A}}{2}$$

Потенцируя, это выражение будем иметь:

$$\exp\left[A\tau + \hat{l} - \hat{z}\right] = \frac{1}{2}\left(1+\exp\frac{2\tau}{A}\right) \quad \text{или} \quad 2\exp\left[A\tau + 2\hat{l}\right] = 1 + \exp\frac{2\tau}{A}$$

При $t = T$ из выражений (27) имеем:

$$\tau = T\sqrt{\frac{g}{H_0}},\ \hat{z}(\tau) = 0.$$

Тогда из выражения (12) получим квадратные уравнения:

$$2\exp\left[A\tau + 2\hat{l}\right] = 1 + \exp\frac{2\tau}{A} \qquad (31)$$

Квадратное уравнение (31) напишем относительно члена $\exp\frac{2\tau}{A}$, откуда имеем:

$$\exp\frac{2\tau}{A} - 2\exp A\tau \exp 2\hat{l} + 1 = 0$$

Решая это уравнение относительно промежуток времени гидравлического удара, находим:

$$\exp\frac{\tau_T}{A} = \exp(2\hat{l}) \pm \sqrt{\exp(2\hat{l}) - 1}$$

т.к. $\exp\left(\frac{\tau_T}{A}\right) > 1$ то, для промежутка времени гидравлического удара, находим выражение для τ_T:

$$\tau_T = A\ln\left[e^{1\hat{l}} + \sqrt{\exp 2\hat{l} - 1}\right]$$

при отсутствии трения время гидравлического удара определяется равенством:

$$T = \sqrt{\frac{2H_0}{g}}\Lambda_0 \qquad (32)$$

Таким образом, находим время действия гидравлического удара для смеси жидкостей.

Выводы по первой главе

При резком выключении насоса или задвижки, в трубопроводе возникает гидравлический удар, вызываемый изменением давления в трубопроводе. Гидравлический удар иногда вызывает разрушение трубопровода. Однако гидравлический удар может приносить не только вред, но и пользу. На основе этого явления, в частности, создан специальный насос, называемый гидравлическим тараном.

Повышение подачи гидравлического тарана обусловливается увеличением объема колпака и диаметра питательной трубы, а также может быть достигнуто за счет много клапанных таранных установок.

Экспериментальные исследования показали, что подача и КПД гидравлического тарана зависят от отношения H/h. Отношение подачи тарана к расходу в питательной трубе находится в пределах от 0,1 до 0,5, однако при определенных условиях эта величина колеблется и в более широких пределах, поэтому необходимо учитывать, что более 50% расхода питательной воды сбрасывается через ударный клапан.

Распределение малых возможностей протекает в 4-фазы. К концу четвертой фазы в трубопроводе создаются условия течения, близкие к началу первой фазы. Весь процесс повторяется.

В результате в каждом сечении трубы будут возникать колебания давления; вследствие наличия сопротивления эти колебания будут затухающими.

В четвёртом параграфе первой главы отражены вопросы гидравлического удара смеси жидкости. Магистрант достаточно хорошо раскрыл данную тему, а именно в момент внезапного и полного закрытия задвижки в конце трубопровода вся движущаяся в нем жидкость должна остановиться. Но реальная жидкость, будучи упругой, будет останавливаться не мгновенно, а постепенно сжимаясь от слоя к слою (начиная от слоя у задвижки). При этом одновременно будет повышаться давление на некоторое значение Δp (ударное давление). Упругая деформация сжатия и повышение давления распространяются вверх по течению и за время T достигают конца трубы. При этом освободившееся пространство на расстоянии. Δl заполняется жидкостью из резервуара. Наклонная труба к горизонтальной плоскости под углом α_0 диаметром d_0 и длиной L заполнена водой, где верхний конец трубы открыт и давление атмосферное, а нижний конец трубы закрыт краном (рис.1). Для определения времени опорожнения трубы при ламинарном движении воды, λ- коэффициент сопротивлении трению постоянен и равен $\lambda = 0{,}025$.

Глава II. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА МЕМБРАНЫ ДЛЯ ГАШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА.

2.1.. Истечение жидкости из отверстий тонкой мембраны.

Истечение жидкости через отверстия верхнего пространства клапана, заполненное жидкостью, характеризуется преобразованием запаса потенциальной энергии в нагнетательном канале с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию струи. Часть энергии необратимо расходуется на преодоление сопротивления кромок отверстия и за счет сжатия истечении.

Рассмотрим нагнетательного канал гидрораспределителя с жидкостью под давлением ΔP, имеющий малое круглое отверстие в мембране (рис. 6.).

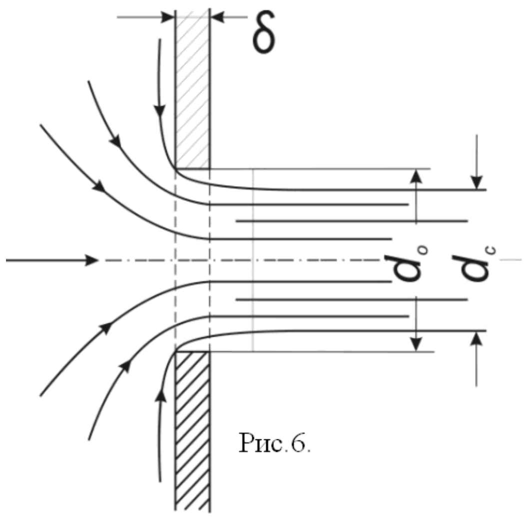

Рис. 6. Истечение жидкости из тонкой отверстий мембраны.

Жидкость (во время гидравлического удара) вытекает в нагнетательном канале с давлением ΔP, отверстие имеет форму, показанную форму, показанную на рис.5.1., т.е. выполнено в тонкой мембране. Струя, отрываясь от отверстие, несколько сжимается. Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке мембраны к осевому движению в струе.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o} = \left(\frac{d_c}{d_o}\right)^2, \qquad (47)$$

Где S_c и S_o- площади поперечного сечения струи и отверстие соответственно, d_c и d_o - диметры струи и отверстие соответственно.

Скорость истечение жидкости через отверстие

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH}, \qquad (48)$$

Где H - напор жидкости, определяется так:

$$H = H_o + \frac{P_o + P_1}{\rho g}$$

φ - коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}$$

Где α - коэффициент Кориолиса,

ζ - коэффициент сопротивление отверстие

Расход жидкости определяется как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения:

$$Q = S_c\upsilon = \varepsilon S_o\varphi\sqrt{2gH} \qquad (49)$$

Произведение ε и φ принято обозначать буквой и называть коэффициентом расхода, т.е. $\mu=\varepsilon\varphi$.

В итоге получаем расход:

$$Q = \mu S_o\sqrt{2gH} = \mu S_o\sqrt{2\frac{\Delta P}{\rho}} \qquad (50)$$

Где ΔP – давления во время гидравлического удара, которой происходит истечение.

При помощи этого выражения решается основная задача – определяется расход.

Значение коэффициента сжатия ε, сопротивления ζ, скорости φ и μ для круглого отверстия можно определить по эмпирически построенным зависимостям на рис.7. показаны зависимости коэффициентов ε, ζ и μ от числа Рейнольдса, подсчитанного для идеальной скорости

$$\mathrm{Re}_u = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}$$

Где ν - кинематическая вязкость.

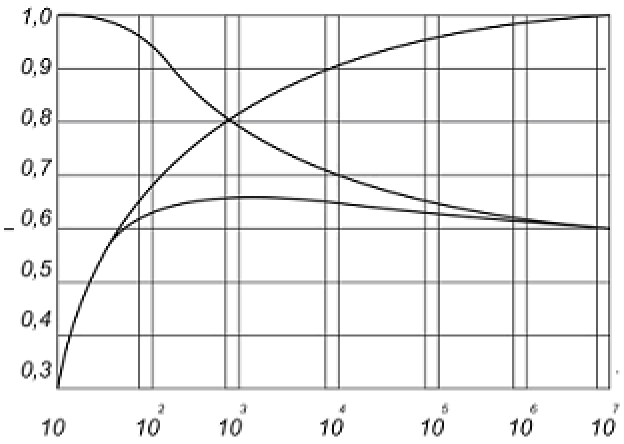

Рис.7.

Рис.7. Зависимость ε, φ и μ от числа Re и.

2.2. Истечение жидкости через отверстия толстой мембраны (через насадки).

Истечение жидкости через отверстия толстой мембраны (внешним цилиндрическим насадкам) называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромкой (Рис.5.3).

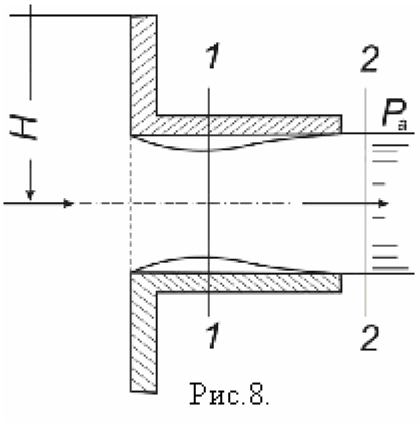

Рис.8. Истечение жидкости через отверстия толстой мембраны.

На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой мембране и нее обрабатывают входную кромку. Истечение через такое отверстия в газовую среду может происходить двух режимах.

Первый режим - *безотрывный режим*. При истечении струя, после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой мембране. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия из насадка выходит полным сечением (рис.8.).

Коэффициент расхода μ, зависящий от относительной длины насадка (толщина мембраны) δ/d и число Рейнольдса определяется по эмпирической формуле [3].

$$\mu = \frac{1}{1{,}23 + \frac{58}{\mathrm{Re}}\frac{\delta}{d}} \tag{51}$$

Так как, на выходе из отверстий (насадка) диаметр струи равен диаметру отверстия, то коэффициент сжатия $\varepsilon=1$ и, следовательно, $\mu=\varphi$, а коэффициент сопротивления $\zeta=0.5$.

Если составить уравнение Бернулли для сжатого сечения *1-1* и сечения за насадкой *2-2* и преобразовать его, то можно получить падение давления внутри насадка

$$P_2 - P_1 \approx 0{,}75Hg\rho$$

При некотором критическом напоре $H_{кр}$, абсолютное давление внутри насадка (сечение *1-1*) становится равным нулю ($P_1 = 0$), и поэтому

$$H_{кр} \approx \frac{P_2}{0{,}75\rho g}$$

Следовательно, при $H > H_{кр}$ давление P_1 должно было бы отрицательным, но так как в жидкостях отрицательных давлений не бывает, то первый режим движения становится невозможным. Поэтому при $H \approx H_{кр}$ происходит изменение режима истечения, переход от первого режима ко второму (рис. 8).

Второй режиме характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняется цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь его стенками. Истечение становится точно таким же, как из отверстия в тонкой мембране, с теми же значениями коэффициентов. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

При истечении через отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) под уровень первый режим (безотрывный режим) истечения не будет отличаться от описанного выше, но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму не происходит, а начинается кавитационный режим.

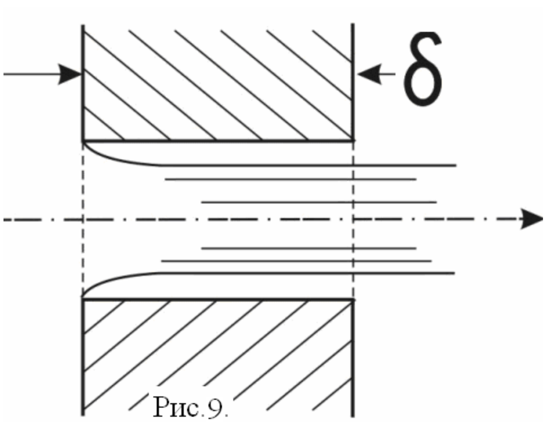

Рис.9. Второй режим истечения через отверстия толстой мембраны.

Таким образом, отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) имеет существенные недостатки на первом режиме большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а на втором очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень соответствующих коэффициентов

Выводы по второй главе

Во II главе освещены вопросы по определению оптимального параметра мембраны для гашения гидравлического удара.

Истечение жидкости через отверстия верхнего пространства клапана, заполненного жидкостью, характеризуется преобразованием запаса потенциальной энергии в нагнетательном канале с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию струи. Часть энергии необратимо расходуется на преодоление сопротивления кромок отверстия и за счет сжатия истечении.

По поводу истечения жидкости из отверстий тонкой и толстой мембраны (через насадки).

Рассмотрим нагнетательный канал гидрораспределителя с жидкостью под давлением ΔP, имеющий малое круглое отверстие в мембране (рис. 6.).

Жидкость (во время гидравлического удара) вытекает из нагнетательного канала с давлением ΔP, отверстие имеет форму, показанную на рис.5.1., т.е. оно выполнено в тонкой мембране. Струя отрываясь от отверстия, несколько сжимается. Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке мембраны к осевому движению в струе.

Истечением жидкости через отверстия толстой мембраны (внешние цилиндрические насадки) называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромкой (Рис.5.3).

На практике такие насади часто получаются в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой мембране и не обрабатывают входную кромку. Истечение жидкости через такие отверстия в газовую среду может происходить двух режимах.

Первый режим - *безотрывный режим*. При истечении струя, после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой мембране. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия из жидкость выходит полным сечением (рис.8.). Если составить уравнение Бернулли для сжатого сечения *1-1* и сечения за насадкой *2-2* и преобразовать его, то можно получить падение давления внутри насадки

При некотором критическом напоре $H_{кр}$, абсолютное давление внутри насадки (сечение *1-1*) становится равным нулю ($P_1 = 0$) Следовательно, при $H > H_{кр}$ давление P_1 должно было бы отрицательным, но так как в жидкостях отрицательных давлений не бывает, то первый режим движения становится невозможным. Поэтому при $H \approx H_{кр}$ происходит изменение режима истечения, переход от первого режима ко второму (рис. 8).

Второй режим характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как из отверстия в тонкой мембране с теми же значениями коэффициентов. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

При истечении через отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) под уровень первого режима (безотрывный режим) истечения не будет отличаться от описанного выше, но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму не происходит, а начинается кавитационный режим.

Таким образом, отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) имеют существенные недостатки: в первом режиме большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а во втором очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень соответствующих коэффициентов

Глава III. РАЗРАБОТКА НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНОГО ИМПУЛЬСА ЖИДКОСТИ В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ КАНАЛЕ.

3.1. Определения ударного импульса жидкости в нагнетательном канале распределителя.

Гидравлический удар в трубах это резкое увеличение давления при очень быстром (практически мгновенном) уменьшении скорости течения (например, при очень быстром закрытии крана на трубе).

Гидравлический удар как физическое явление был известен и изучался давно. Но только на рубеже XIX и XX вв. Н. Е. Жуковским была впервые создана теория удара. Позднее итальянский ученый Альеви предложил свое (аналогичное) решение. Основная схема физического процесса явления гидравлического удара по теории Н. Е. Жуковского основывается на мгновенном ударе жидкости об мембрану. При этом жидкость считается не вязкой, но сжимаемой и подчиняющейся закону Гука, трубопровод — абсолютно жестким, скорость H - напорного движения равна $\upsilon_H = \sqrt{2gH}$.

Для получения этой скорости в трубе надо создать перепад давления- Δp , который определяется в виде разницы давлений [7]:

$$\Delta p = p_H - p_a = \rho \frac{\upsilon_n^2}{2} d$$

$$\alpha = \frac{1}{\omega_0} \int\limits_{(\omega_0)} (\frac{u}{\upsilon_{cp}})^3 d\omega$$

где υ_{cp} − средняя скорость потока, α - коэффициент кинетической энергии, или коэффициент Кориолиса, и равно интегральному соотношению:

Таким образом, будем иметь следующее равенство для определения перепада давления:

$$\Delta p = \alpha\rho\frac{\upsilon_{\Pi}^2}{2} = \alpha\rho\frac{2gH}{2} = \alpha\gamma H \qquad (33)$$

Где γ −удельный вес жидкости. Из равенства (33) можно получить $\alpha \cong 1{,}04$ таблицу зависимости перепада давления от напора потока гидравлической жидкости;

В нагнетательном канале вследствие соударения потока в ударном трубопроводе возникает истечение из поперечной щели, поверхности перпендикулярной внутренней трубе диаметром -d_0.(Рис.4.) Из-за внезапного соударения двух потоков в нагнетательном канале, происходит суммарный гидравлический удар в мембрану, который находится перпендикулярно к движению жидкости. Удар возникает за счет соударения потоков в трубопроводе, поэтому определить зависимость перепада давления от импульса потока $I_0^{\bullet}$, образованного в трубопроводе диаметром -D_0. имеет большое значение. Для этой цели, определим ударный импульса в потоке I_0, который равен [2]:

$$I_0 = P_0 + \gamma H$$

Для определения значения импульса потока, воспользуемся уравнением Навье-Стокса для несжимаемой вязкой жидкости, т.е. для гидравлических жидкостей. При этом предложим, что нагнетательном канале, в котором происходит гидравлический удар, расположен горизонтально. Тогда уравнение количества движений вязкой жидкости имеет вид:

$$\rho u\frac{\partial u}{\partial x} + \rho\upsilon_{cp}\frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \upsilon_{cp}\nabla^2 u \qquad (34)$$

Уравнение неразрывности этой жидкости можно записать в виде:

$$\frac{\partial(u\rho r)}{\partial x}+\frac{\partial(\upsilon_{cp}\rho r)}{\partial r}=0 \qquad (35)$$

Предположим, что труба круглая осесимметричная. Тогда имеем следующие начальные и граничные условия:

$$u(R_0)=0,\left.\frac{\partial u}{\partial r}\right|_{r=0}=0,\upsilon_{cp}(0)=0,\upsilon_{cp}(R_0)=0$$

Уравнение количества движения (11) с учетом уравнения неразрывности (35) можно привести к виду[3]:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2)+\frac{\partial(\rho u\upsilon_{cp})}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial x}+\upsilon_{cp}\nabla^2 u \qquad (36)$$

Для получения уравнения усредненного по толщине круглой трубы, умножим уравнение на $rdrd\theta$ и интегрируем по r и θ от 0 до 2π, а внутренний интеграл от 0 до R_0 и тогда будем иметь следующее интегральное равенство для уравнения вязкой жидкости:

$$\int_0^{2\pi}d\theta\int_0^{R_0}rdr\left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2)+\frac{\partial(\rho u\upsilon_{cp})}{\partial r}\right]=-\int_0^{2\pi}d\theta\int_0^{R_0}\frac{\partial\rho}{\partial x}rdr+\gamma\int_0^{2\pi}d\theta\int_0^{R_0}r\nabla^2 udr$$

Откуда получим равенство для импульса потока:

$$2\pi\frac{d}{dx}\int_0^{R_0}(\rho u^2+p)rdr=\gamma\frac{1}{r}\left.\frac{\partial u}{\partial r}\right|_0^{R_0} \qquad (37)$$

Таким образом, установим, что импульс потока является неизменным:

$$2\pi\left[\int_0^{R_0}\rho u^2 rdr+p\frac{R_0^2}{2}\right]=const$$

Предположим, что в ударном трубопроводе потеря напора незаметна, т.е.:

$$\left|P_{вых}-P_{вх.}\right|<<1$$

Как известно первый интеграл выражения определяет импульс потока, тогда будем иметь выражение для импульса потока в следующем виде.

$$I_0=2\pi\int_0^{R_0}\rho u^2 rdr=const.$$

Согласно формуле Пуазейля имеем, что расход жидкости определяется через перепад давления в виде:

$$Q = 2\pi \frac{\Delta p R_0^4}{16\mu L}; \text{ где } \quad R_0 = \frac{D_0}{2} \tag{38}$$

При помощи формулы определим импульс потока в ударной трубе:

$$I_0 = \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r u^2 \rho dr = 2\pi \int_0^{R_0} \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^2 \left[R_0^4 - r^2\right]^2 r dr = 2\pi\rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^2 \int_0^{R_0} \left[R_0^4 - 2R_0^2 r^2 + r^4\right] r dr =$$

$$2\pi\rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^2 \int_0^{R_0} \left[R_0^4 r - 2R_0^2 r^3 + r^3\right] dr = 2\pi\rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^2 \left[\frac{R_0^6}{2} - 2\frac{R_0^6}{4} + \frac{R_0^6}{6}\right] = 2\pi\rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L}\right)^2 \frac{R_0^6}{6} =$$

$$\rho \left(\frac{\Delta p R_0{}^4}{16\mu L} 2\pi\right)^2 \frac{16}{6} \frac{1}{2\pi} \frac{1}{R_0^2}.$$

Таким образом, для импульса потока имеем выражение:

$$I_0 = \rho \frac{16}{12\pi} \frac{1}{R_0^2} Q \tag{39}$$

где Q – расход жидкости, т.е. объем рабочей жидкости протекающей через поперечное сечение ударной трубы который определяется из уравнения неразрывности, при предположении, что поперечное сечение трубы является кругом радиуса - R_0, который определяется формулой неразрывности:

$$Q = \omega \upsilon_{cp} = \pi R_0^2 \upsilon_{cp} \tag{40}$$

Здесь υ_{cp} – средняя скорость потока.

Тогда для импульса имеем следующее выражение:

$$I_0 = \frac{16}{12\pi} \frac{1}{R_0^2} \rho \left[\pi R_0^2 \upsilon_{cp}\right] = \frac{16}{12\pi} \rho \pi^2 R_0^2 \upsilon_{cp}{}^2$$

или

$$I_0 = \frac{4\pi}{3} \rho R_0^2 \upsilon_{cp}{}^2 \tag{41}$$

Известно из гидравлики, что максимальная скорость течение жидкости достигается при $r = 0$, т.е. на оси трубы, а средняя скорость определяется через максимальную скорость, так что вполне имеем право на равенство [7]:

$$\upsilon = \upsilon_{max}(1 - \frac{r^2}{R_0^2})$$

или

$$\upsilon = \frac{\upsilon_{max}}{R_0^2}(R_0^2 - r^2)$$

Исследованиями многих авторов установлено, что средняя скорость потока определяется нижеследующим равенством [7]:

$$2\upsilon_{cp} = \upsilon_{max} \quad \text{или} \quad \upsilon_{cp} = \frac{\upsilon_{max}}{2}$$

При входе потока в ударную трубу максимальная скорость на входном сечении равна скорости набегающего потока так что $\upsilon_{max} = \upsilon_0$ [3]:, как известно средняя скорость определяется равенством:

$$\upsilon_{cp} = \frac{\upsilon_0}{2} \tag{42}$$

При учете формулы (18) выражение для импульса потока из равенства (16) будет иметь вид:

$$I_0 = \frac{4\pi}{3}\rho R_0^2 \frac{\upsilon_0^2}{4} = \frac{\pi}{3}\rho R_0^2 \upsilon_0{}^2 = \frac{\pi}{3g}\gamma R_0^2 \upsilon_0^2$$

$$I_0 = \frac{\pi}{3g}\gamma R_0^2 \upsilon_0^2 = 0{,}10680272 \cdot 1 \cdot \gamma \cdot R_0^2 \upsilon_0^2$$

Для гидравлических жидкостей $\gamma = 900$.

Поток, ударяясь равномерно к стенке мембраны, приобретает импульс равный:

$$I_{01} = kI_0$$

где k-коэффициент восстановления. Удар неупругий и за коэффициент восстановления примем $k = 0{,}8$ [4]:, кроме того, если конец трубы наклонен под углом $\beta\pi$ к оси симметрии трубы, то импульс потока определяется равенством.

$$I_0 = -K \sin \beta\pi \cdot I_{01}$$

Так что, после удара будет обратный поток с импульсом:

$$I_{01} = K \sin \beta\pi \cdot I_0 \tag{43}$$

На середине происходит соударение двух потоков, набегающего с импульсом I_0 и обратного потока, вследствие этого процесса происходит изменения диаметра. Рис.3.На измененный диаметр - $d_0^{\bullet}$ набегает поток с импульсом:

$$I_0^* = (I_0 + I_{01}) \cdot \frac{1}{1 + K_1}$$

В процессе происходит соударения двух деформируемых эластических жидких сред. Удар будет считаться упругим, поэтому коэффициент восстановления, т.е. $k = 1$. так что получим:

$$I_0^* = \frac{1}{2}[I_0 + I_{01}] = \frac{I_0}{2}[1 + K \sin \beta\pi]$$

При этом за счет сжатия потока происходит потеря напора, откуда получаем окончательную формулу для импульса протекающего потока через мембрану и приоткрывающийся перепускной клапана [5]:

$$\hat{I}_0 = k_c I_0^* \quad , \tag{44}$$

где k_c − коэффициент сжатия $k_c = \dfrac{\pi}{\pi + 2} \approx 0{,}611$

Так что, учитывая равенство (11) имеем выражение для импульса потока:

$$I_0^{\wedge} = \frac{\pi}{\pi + 2} \cdot \frac{1 + K \sin \beta\pi}{2} \cdot 26{,}70068 \cdot D_0^2 \cdot \upsilon_0^2 = 8{,}157058(1 + K \sin \beta\pi) D_0^2 \upsilon_0^2$$

Давление при открытие перепускного клапана будет равным

$$\Delta P = \frac{4 I_0^*}{\pi d_0^{*2}} = \frac{10{,}3911}{d_0^{*2}} \cdot \upsilon_0^2 D_0^2 \cdot (1 + K \sin \beta\pi) \tag{45}$$

Учитывая равенство (12) получим зависимость диаметра мембраны - $d_м$, от диаметра ударной трубы - D_0, здесь β - угол наклона стенки трубы.

Соотношения диаметра нагнетательного трубопровода и мембраны определяется, как:

$$\frac{d_м}{D_0} = \sqrt{\frac{10,3911}{1,04}(1 + k\sin\beta\pi} \frac{\upsilon_0}{\sqrt{\hat{\rho} g H}} \qquad (46)$$

Положив $H = 10$ равенство (46) перепишем в виде:

$$\frac{d_м}{D_0} = 0,03161\sqrt{\frac{1 + k\sin\beta\pi}{h}}\upsilon_0 \frac{\upsilon_0}{\sqrt{gH}}$$

Пусть коэффициент восстановления будет равен, $k = 0,8$, исследуем поведение ударной вольны для двух значений угла наклона β:

$$\beta = \frac{\pi}{4} = 45^0 \quad и \quad \beta = \frac{\pi}{6} = 30^0$$

Тогда для равенства (18) получим следующие соотношение диаметров трубы и мембраны:

При $\qquad \beta = 30^0, \qquad \frac{d_0^{\bullet}}{D_0} = 0,0374\frac{V_0}{\sqrt{h}}.$

при $\qquad \beta = 45^0, \qquad \frac{d_0^{\bullet}}{D_0} = 0,03955\frac{V_0}{\sqrt{h}}.$

Ниже дается формула для диаметра $\hat{d}_м = \frac{d_м}{D_0}$ при различных скоростях потока и напора - H.

Таблица 1.

	H		10	20	30	40	50	60
30^0	V_0м/с	h	1	2	3	4	5	6
	2,5		0,0935	0,0661	0,0539	0,04675	0,048	0,0382
	2,0		0,0748	0,0529	0,0431	0,0374	0,03345	0,03056
45^0	1,5		0,0561	0,03988	0,0323	0,02805	0,0251	0,02288
	2,5		0,0989	0,06987	0,05708	0,04944	0,0442	0,04036
	2,0		0,0791	0,0559	0,04567	0,03955	0,03537	0,03229
	1,5		0,0593	0,04192	0,03425	0,02966	0,02652	0,0242

3.2. Определение числа отверстий, их диаметры и расстояний между ними

Перепускной клапан в поршневом узле имеется отверстия. В действие гидрораспределителя (нейтральном и плавающем положениях золотников) рабочий жидкость под высоким давлением истекает через отверстие. Около отверстие давления повышается, и перепускной клапан из-за перекоса заклинивается. Так как перепускной клапан полностью не выполняет свою работу.

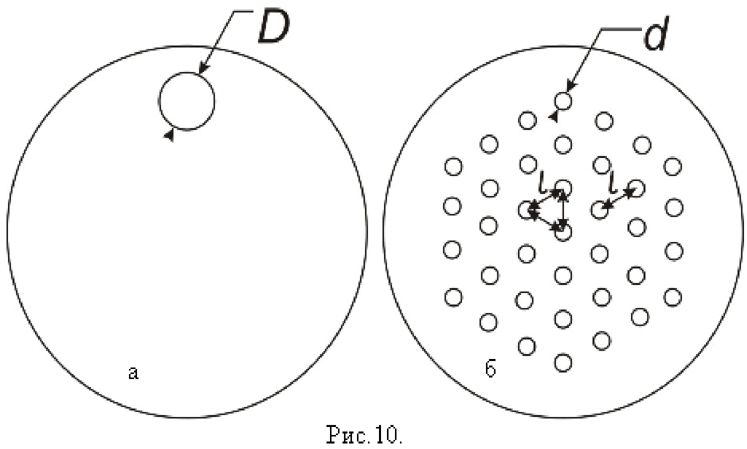

Рис.10. Мембрана.

Чтобы устранить от перекоса и заклинивания давление должно быть равномерным. Решить задачу при условии равномерного давления отверстию требуется разделит на несколько отверстия (пор) и расположит их на равных расстоянии друг от друга и определить их диаметр d и количество n.

Рассматривается задача истечения жидкости через отверстие. Для определения скорости истечения напишем уравнение истечений жидкости:

По конструкции расход жидкости вытекает через отверстие ***а*** (дюза), должен быть равен сумме расходов всех отверстий ***б*** (поры) и скорость должна быть одинаковыми (рис.10.).

$$Q = \sum_{i=1}^{n} Q_i \;; \tag{51}$$

Где Q – расход жидкости через отверстие ***а*** (дюза), Q_i - расход жидкости через нескольких отверстий ***б*** (рис.10.)**.**

Как известно, что теория неразрывности, расход вдоль трубы является постоянной и равной суммы расходам в отверстиях (порах), т.е.; (рис 10).

$$S\upsilon = \sum_{i=1}^{n} S_i \upsilon_i \,. \tag{52}$$

То ставится такое условия, что через каждое отверстие ***б*** (пор) протекает одинаковое количество жидкости: $Q_i = Q_{i-1} = const$ и с одинаковой скорости:

$$\upsilon = \upsilon_i = const$$

Как известно элементарной математики площадь круга определяется формулой:

$$S_1 = \pi r_1^2 \;, \; S_2 = \pi r_2^2 \; \ldots, \; S_n = \pi r_n^2 \,.$$

Расход жидкости определяется с формулой

$$Q = S_{сж}\upsilon\,; \qquad \upsilon S_{отв} = \upsilon(\pi r_1^2 + \pi r_2^2 + \ldots\ldots + \pi r_n^2) \tag{53}$$

По условию задачи:

$$R = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + \ldots\ldots + r_n^2} \tag{54}$$

при условии:

$$R = r_1 + r_2 + \ldots\ldots\ldots + r_n \,, \quad \text{имеем} \quad R_0 = \sqrt{n r_0^2} = r_0 \sqrt{n}\,; \tag{55}$$

где: n – количество отверстий (пор). Теперь используя уравнения Бернулли, напишем скорости истечения основного потока: [1]

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g}=\frac{p_0}{\rho g}+\frac{\alpha \upsilon^2}{2g}+h_\omega; \qquad (56)$$

Давление в сжатом сечении струи p можно принять равным атмосферном, т.е. p_0, так как истечение происходить в атмосферу. Потеря напора между истечениями 1-1 и 2-2 определяем по формулу Вейсбаха:

$$h_\omega=\zeta_i \frac{\upsilon^2}{2g}: \qquad (55)$$

ζ_i- коэффициент сопротивления i- отверстия: опытами установлено, что $\alpha \approx 1$; то, получим из уравнения Бернулли (56);

$$\frac{\upsilon^2}{2g}(1+\zeta_0)=\frac{p_1-p_0}{\rho g}+\frac{\upsilon_1^2}{2g} \qquad (56)$$

Решая этот уравнения относительно: υ, находим:

$$\upsilon=\sqrt{\frac{1}{1+\zeta_0}}\sqrt{2g\left(\frac{p_1-p_0}{\rho g}\right)+\upsilon_1^2};$$

Разделяя на υ имеем уравнению:

$$1=\frac{1}{\upsilon}\sqrt{\frac{1}{1+\zeta_0}}\sqrt{2g\left(\frac{p_1-p_0}{\rho g}\right)+\upsilon_1^2};$$

$$1=\sqrt{\frac{1}{1+\zeta_0}}\sqrt{\frac{2g}{\upsilon^2}\left(\frac{p_1-p_0}{\rho g}+\frac{S_{сж}}{S_1^2}\right)};$$

(57)

Здесь: $S_{сж}$ - площадь сжатого истечения: S_1 - площадь истечения (1-1):

$$\frac{S_{сж}^2}{S_1^2}=\frac{S_{сж}^2}{S_0^2}\frac{S_0^2}{S_1^2}=\frac{\pi R_{сж}^2}{\pi r_0^2}\frac{\pi r_0^2}{\pi r_1^2}=\varepsilon^2 m^2; \qquad (58)$$

где ε - коэффициент сжатия, m – степень сжатия.

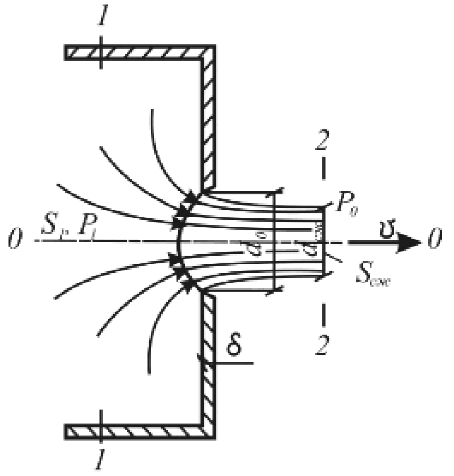

Рис.11 Истечение жидкости из отверстия

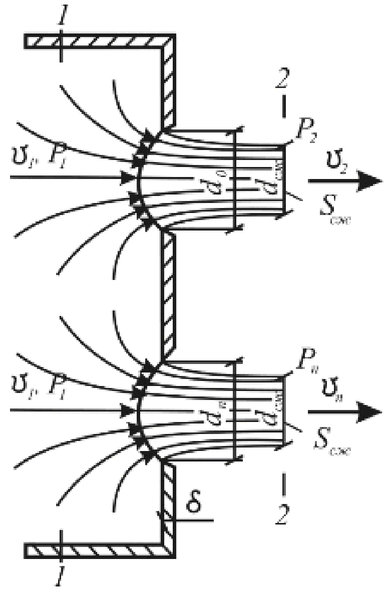

Рис.12 Истечение жидкости из нескольких равных пор (отверстии)

Из (57) уравнения находим: скорость истечения из одного отверстие (пор):

$$\upsilon = \sqrt{2\frac{p_1 - p_0}{\rho}}\,\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0 - \varepsilon^2 m^2}}\,; \tag{59}$$

Если ведем обозначения, то тогда коэффициент истечения имеет такой вид:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0 - \varepsilon^2 m^2}}\,; \tag{60}$$

В результате формула для скорости истечения принимает вид:

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2\frac{\left(p_1 - p_0\right)}{\rho}}\,; \tag{61}$$

Рассматриваемые истечения из маленьких отверстий ($n \to 0$).

$$\upsilon = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0}}\sqrt{2\frac{p_1 - p_0}{\rho}}\,: \tag{62}$$

Таким образом, расход из одного отверстие (вязкой жидкости $\zeta_0 > 0$) определяется формулой:

$$Q = S_{сж}\upsilon = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0 - \varepsilon^2 m^2}}\,\varepsilon\omega_0\sqrt{2\frac{\left(p_1 - p_0\right)}{\rho}}\,: \tag{63}$$

Так как площадь сжимаемой жидкости определяется $S_{сж} = \pi R^2{}_{сж}$ и равенствами (53) включает:

$$S_{сж} = \pi r^2 n\,; \tag{64}$$

По формулу (63) можем написать:

$$Q = \mu_0 S_{отв}\sqrt{2\frac{(p_1 - p_0)}{\rho}} = \mu_0 \pi r^2\ n\sqrt{2\frac{p_1 - p_0}{\rho}}\ : \tag{65}$$

$$\mu = \frac{1}{1{,}23 + \frac{58}{\mathrm{Re}}\frac{\delta}{d}} \tag{66}$$

Введем обозначение, где Re -число Рейнольдса, μ_0 - коэффициент расхода отверстие, δ - толщина мембраны (или длина насадки), d - диаметр отверстия. Сумму расходов жидкости из нескольких отверстий (пор) мембраны можно определить таким образом.

$$Q = \mu_0 \pi r^2 n\sqrt{2\frac{(p_1 - p_0)}{\rho}}\ ;$$

или

$$Q = \frac{\pi r^2 n\sqrt{2\frac{(p_1 - p_0)}{\rho}}}{1{,}23 + \frac{58}{\mathrm{Re}}\frac{\delta}{d}} \tag{67}$$

Из формулы (67) можем определить диаметр отверстие. Диаметр отверстие и его количество взаимосвязано.

Таким образом, заменяя отверстие на нескольких равных отверстий (поры) и располагая их на равных расстояниях друг от друга, при условии сохранения расхода и скорости жидкости, чтобы система полностью выполнила свою функцию, можем устранить перекос и заклинивание перепускного клапана.

По конструкции перепускной клапан имеет отверстия (дюзы). Соотношения между площадями клапана и его отверстия выглядит так:

$$\frac{S_{отв}}{S_{кл}} = \frac{1}{10} = 0{,}1 \qquad (68)$$

Если, разделить отверстия на количество *n,* сохраняя ее площадь, то тогда имеем такой вид:

$$S_{отв} = \frac{\pi}{4} d^2 n \quad , \quad S_{кл} = \frac{\pi}{4} d^2 = 314 мм^2 \qquad (69)$$

Тогда площадь отверстия $S_{отв} = S_{кл} 0{,}1 = 3{,}14 мм^2$, $\frac{\pi}{4} d^2 n = 3.14 мм^2$, а диаметр отверстие равен $d = \sqrt{\frac{40}{n}}$. Если в мембране имеется n отверстий, диаметр отверстия обозначим *d.* Площадь отверстия (дюзы) S_1 разделим на n количество, и расположим их на равных расстояниях *l*, сохраняя расход жидкости.

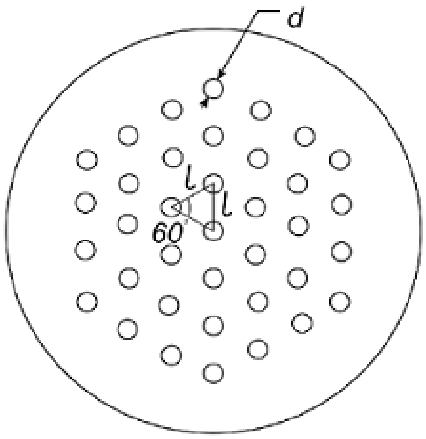

Рис.13.

Рис.13. Мембрана с отверстиями.

По нашим условиям известно что, отверстия должны быть расположены на равных расстояниях друг от друга вдоль окружности мембраны, исходя из ее прочности (сталь 45) $l = d$, при толщине δ для выдерживания давления во время гидравлического удара (20 МПа) []. Для того, чтобы расстояния между отверстиями в мембране везде были одинаковыми и количество отверстий было как можно больше, используем закон равностороннего треугольника (рис.13). Исходя из этого, можно определить количество отверстий. Количество отверстий и их диаметр взаимосвязаны. $n\max \leftrightarrow d\min$ или наоборот $d\max \leftrightarrow n\min$ т.е. обратно пропорционально.

Для равного расположения отверстий вдоль окружности мембраны воспользуемся арифметикой прогрессии с учетом равных расположений отверстии.

$$S_n = (\frac{2a_1 + 6(n-1)}{2} \cdot n) + 1$$

Количество отверстий n – может быть, $7,19,37,61,91\ldots\ldots\ldots 6n$.

Диаметр отверстий *d* может быть до *d≥100 мкм,* потому что в гидрораспределителе бывает меленькие частицы вследствие износа деталей гидрораспределителя []. Из формулы (8), (67) и (69) находим:

$$\Delta p = \rho \vartheta c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{\rho \pi r^2 n \sqrt{2\frac{(P_1 - P_0)}{\rho}}}{1{,}23 + \frac{58}{\mathrm{Re}} \frac{D}{\delta} S_{сж} \sqrt{1 + 0{,}1\frac{D}{\delta_0}}} \qquad (70)$$

Таким образом, получено аналитическая формула для вычисления действующей давления при различных параметров отверстий мембраны.

3.3.Уравнение неразрывности и гидравлический удар

Уравнение неразрывности для неустановившегося потока в трубе также получается путем приравнивания разности притока и оттока в данный объем за время dt к изменению объема жидкости за тот же период времени.

Рассмотрим трубу, показанную на рис.1. На сечениях x и $x+dx$ скорости (предполагаемые постоянными в пределах каждого сечения) равны соответственно u и $u+\frac{\partial u}{\partial x}dx$.

Чистый приток (разность прихода и расхода) за промежуток времени dt равен

$$\frac{\pi D^2}{4}\left[\left(u+\frac{\partial u}{\partial x}dx\right)-u\right]dt=\frac{\pi D^2}{4}\frac{\partial u}{\partial x}dxdt \qquad (71)$$

Этот чистый приток равен сумме причин:

1) изменения объема при сжатии (или расширении) жидкости уже в пределах рассматриваемого цилиндрического «отсека» и

2) изменения объема, ограниченного стенкой трубы, в результате растяжения или сокращения самой стенки за счет изменения давления.

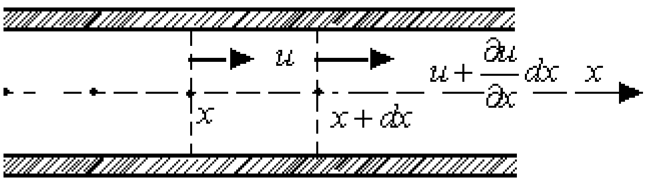

Рис.14.

Увеличение давления за время dt равно $\frac{\partial p}{\partial t}dt$. Оно приводит к сжатию цилиндра жидкости на величину $\frac{\partial p}{\partial t}\frac{dtdx}{K}$, где K - объемный модуль упругости жидкости. Отсюда изменение объема по причине (1) равно

$$\frac{\pi D^2}{4}\frac{\partial p}{\partial t}dt\frac{dx}{K} \qquad (72)$$

То же самое увеличение давления приводит к увеличению напряжения в стенке трубы, равному $\frac{\partial p}{\partial t} dt \frac{D}{eE}$, где e - толщина стенки трубы (рис. 2.).

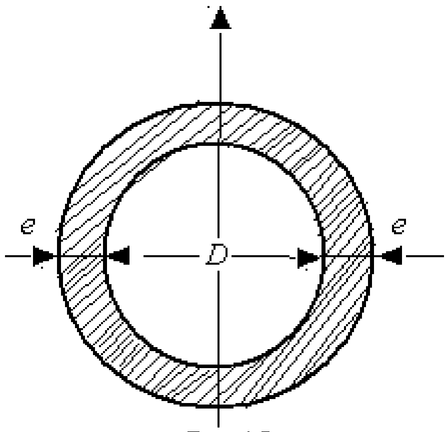

Рис 15.

Под действием этого дополнительного напряжения стенка трубы растягивается в соответствии с законом Гука на величину:

$$\frac{\pi(D + dD)}{\pi D} = \frac{N}{E} \qquad (73)$$

где N - увеличение напряжения, а E - модуль упругости стенки. Таким образом,

$$\frac{dD}{D} = \frac{\frac{\partial p}{\partial t} dt \frac{D}{2e}}{E}$$

Увеличение объема по причине (2) равно

$$\left[\frac{\pi(D + dD)^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4}\right] dx = \frac{\pi D dD}{2} dx \qquad (74)$$

Учитывая предыдущее соотношение и пренебрегая членами второго порядка малости, находим, что

$$\frac{\pi D dD}{2} dx = \frac{\partial p}{\partial t} dt \frac{\pi D^2}{4} \frac{D}{eE} dx$$

Увеличение объема по причине (2), таким образом, равно

$$\frac{\partial p}{\partial t}dt\frac{\pi D^2}{4}\frac{D}{eE}dx$$

Приравнивая чистый приток изменению объема по причинам (1) и (2), сокращая на $\frac{\pi D^2}{4}dxdt$ и проделав преобразования, получаем

$$\frac{\partial p}{\partial t}=\left[\frac{1}{K}+\frac{D}{eE}\right]^{-1}\frac{\partial u}{\partial x} \qquad (75)$$

Частные формы уравнения неразрывности для несжимаемой жидкости

Безвихревой поток. Если плотность ρ постоянна, то уравнение неразрывности, как мы видели, имеет вид

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial \vartheta}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0$$

(76)

В случае безвихревого движения потенциал скорости φ был определен соотношениями:

$$u=\frac{\partial \varphi}{\partial x}, \vartheta=\frac{\partial \varphi}{\partial y}, w=\frac{\partial \varphi}{\partial z}$$

Подставляя эти выражения в уравнение неразрывности, получаем

$$\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial \varphi}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial \varphi}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial z}\frac{\partial \varphi}{\partial z}=0$$

т. е.

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2}=0$$

что может быть также записано в форме

$$\nabla^2\varphi=0. \qquad (77)$$

Это - хорошо известное уравнение Лапласа, подробно исследованное в математической физике.

Выводы по третьей главе.

В III главе освещены вопросы по разработке наиболее эффективного импульса жидкости в нагнетательном канале.

Гидравлический удар в трубах это-резкое увеличение давления при очень быстром (практически мгновенном) уменьшении скорости течения (например, при очень быстром закрытии крана на трубе).

Гидравлический удар как физическое явление был известен и изучался давно. Но только на рубеже XIX и XX вв. Н. Е. Жуковским была впервые создана теория удара. Позднее итальянский ученый Альеви предложил свое (аналогичное) решение. Основная схема физического процесса явления гидравлического удара по теории Н. Е. Жуковского основывается на мгновенном ударе жидкости об мембрану. При этом жидкость считается не вязкой, но сжимаемой и подчиняющейся закону Гука, трубопровод абсолютно жестким, скорость H - напорного движения равна $\upsilon_H = \sqrt{2gH}$.

Для получения этой скорости в трубе надо создать перепад давления-Δp, который определяется в виде разницы давлений [7]:

В нагнетательном канале вследствие соударения потока в ударном трубопроводе возникает истечение из поперечной щели, поверхности

перпендикулярной внутренней трубе диаметром -d_0.(Рис.4.) Из-за внезапного соударения двух потоков в нагнетательном канале, происходит суммарный гидравлический удар в мембрану, который находится перпендикулярно к движению жидкости. Удар возникает за счет соударения потоков в трубопроводе, поэтому определить зависимость перепада давления от импульса потока $I_0^{\bullet}$, образованного в трубопроводе диаметром -D_0. имеет большое значение.

Таким образом, заменяя отверстие на несколько равных отверстий (пор) и располагая их на равных расстояниях друг от друга, при условии сохранения расхода и скорости жидкости, чтобы система полностью выполнила свою функцию, можем устранить перекос и заклинивание перепускного клапана.

По конструкции перепускной клапан имеет отверстия (дюзы). Если разделить отверстие на количество *n*, сохраняя ее площадь, то тогда имеем такой вид отображённый в формуле (69). Известно что, отверстия должны быть расположены на равных расстояниях друг от друга вдоль окружности мембраны, исходя из ее прочности Для того, чтобы расстояния между отверстиями в мембране везде были одинаковыми и количество отверстий было как можно больше, используем закон равностороннего треугольника (рис.13). Исходя из этого, можно определить количество отверстий. Диаметр отверстий *d* может быть до $d \geq 100$ *мкм,* потому что в гидрораспределителе бывают меленькие частицы вследствие износа деталей гидрораспределителя []. Из формулы (8), (67) и (69) находим (70).

Таким образом, получена аналитическая формула для вычисления действующего давления при различных параметрах отверстий мембраны.

В разделе «уравнение неразрывности и гидравлический удар», уравнение неразрывности для неустановившегося потока в трубе также получается путем приравнивания разности притока и оттока в данный объем за время dt к изменению объема жидкости за тот же период времени.

Чистый приток (разность прихода и расхода) за промежуток времени dt равен сумме причин:

1) изменения объема при сжатии (или расширении) жидкости уже в пределах рассматриваемого цилиндрического «отсека» и

2) изменения объема, ограниченного стенкой трубы, в результате растяжения или сокращения самой стенки за счет изменения давления.

Заключение.

Экспериментальные исследования показали, что подача и КПД гидравлического тарана зависят от отношения H/h. Отношение подачи тарана к расходу в питательной трубе находится в пределах от 0,1 до 0,5, однако при определенных условиях эта величина колеблется и в более широких пределах, поэтому необходимо учитывать, что более 50% расхода питательной воды сбрасывается через ударный клапан.

Распределение малых возможностей протекает в 4-фазы. К концу четвертой фазы в трубопроводе создаются условия течения, близкие к началу первой фазы. Весь процесс повторяется.

В результате в каждом сечении трубы будут возникать колебания давления; вследствие наличия сопротивления эти колебания будут затухающими.

В диссертации отражены вопросы гидравлического удара смеси жидкости, а именно в момент внезапного и полного закрытия задвижки в конце трубопровода вся движущаяся в нем жидкость должна остановиться. Но реальная жидкость, будучи упругой, будет останавливаться не мгновенно, а постепенно сжимаясь от слоя к слою (начиная от слоя у задвижки). При этом одновременно будет повышаться давление на некоторое значение Δp (ударное давление). Упругая деформация сжатия и повышение давления распространяются вверх по течению и за время *T* достигают конца трубы. При этом освободившееся пространство на расстоянии. Δl заполняется жидкостью из резервуара. Наклонная труба к горизонтальной плоскости под углом α_0 диаметром d_0 и длиной L заполнена водой, где верхний конец трубы открыт и давление атмосферное, а нижний конец трубы закрыт краном (рис.1). Для определения времени опорожнения трубы при ламинарном движении воды, λ - коэффициент сопротивлении трению постоянен и равен $\lambda = 0{,}025$.

При таком открытии движение жидкости будет нестационарным и тогда для произвольного момента времени уравнение Бернулли с учетом потери напора по длине инерционным членом запишется в виде:

$$\frac{P_1}{\rho}+\frac{V_1^{\ 2}}{2g}+z(t)=\frac{P_0}{\rho}+\frac{V_2^{\ 2}}{2g}+\lambda\frac{z(t)}{\alpha}\frac{V^2}{2g}+z(t)\frac{j}{g}$$

Для решения рассматриваемой задачи имеются начальные условия Это есть обыкновенное дифференциальное уравнение, решение которого находится интегрированием.

Как известно из курса высшей математики, вертикальный компонент вектора скорости частиц определяется равенством:

$$\frac{dz}{dt}=-\frac{V}{\sin\alpha}\,.$$

Таким образом находят уравнение движения фронта воды.

Истечение жидкости через отверстия верхнего пространства клапана, заполненного жидкостью, характеризуется преобразованием запаса потенциальной энергии в нагнетательном канале с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию струи. Часть энергии необратимо расходуется на преодоление сопротивления кромок отверстия и за счет сжатия истечении.

Рассмотрим нагнетательный канал гидрораспределителя с жидкостью под давлением ΔP, имеющий малое круглое отверстие в мембране (рис. 6.).

Жидкость (во время гидравлического удара) вытекает из нагнетательного канала с давлением ΔP, отверстие имеет форму, показанную на рис.5.1., т.е. оно выполнено в тонкой мембране. Струя отрываясь от отверстия, несколько сжимается. Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке мембраны к осевому движению в струе.

Истечением жидкости через отверстия толстой мембраны (внешние цилиндрические насадки) называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромкой (Рис.5.3).

На практике такие насади часто получаются в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой мембране и не обрабатывают входную кромку. Истечение жидкости через такие отверстия в газовую среду может происходить двух режимах.

При истечении через отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) под уровень первого режима (безотрывный режим) истечения не будет отличаться от описанного выше, но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму не происходит, а начинается кавитационный режим.

Таким образом, отверстия толстой мембраны (цилиндрический насадок) имеют существенные недостатки: в первом режиме большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а во втором очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень соответствующих коэффициентов

Гидравлический удар в трубах это резкое увеличение давления при очень быстром (практически мгновенном) уменьшении скорости течения (например, при очень быстром закрытии крана на трубе).

В нагнетательном канале вследствие соударения потока в ударном трубопроводе возникает истечение из поперечной щели, поверхности перпендикулярной внутренней трубе диаметром $-d_0$.(Рис.4.) Из-за внезапного соударения двух потоков в нагнетательном канале, происходит суммарный гидравлический удар в мембрану, который находится перпендикулярно к движению жидкости. Удар возникает за счет соударения потоков в трубопроводе, поэтому определить зависимость перепада давления от импульса потока $I_0^{\bullet}$, образованного в трубопроводе диаметром $-D_0$. имеет большое значение.

Таким образом, заменяя отверстие на несколько равных отверстий (пор) и располагая их на равных расстояниях друг от друга, при условии сохранения расхода и скорости жидкости, чтобы система полностью выполнила свою функцию, можем устранить перекос и заклинивание перепускного клапана.

Таким образом, получена аналитическая формула для вычисления действующего давления при различных параметрах отверстий мембраны.

В разделе «уравнение неразрывности и гидравлический удар», уравнение неразрывности для неустановившегося потока в трубе также получается путем приравнивания разности притока и оттока в данный объем за время dt к изменению объема жидкости за тот же период времени.

Чистый приток (разность прихода и расхода) за промежуток времени dt равен сумме причин:

1) изменения объема при сжатии (или расширении) жидкости уже в пределах рассматриваемого цилиндрического «отсека» и

2) изменения объема, ограниченного стенкой трубы, в результате растяжения или сокращения самой стенки за счет изменения давления.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Санитарные правила и нормы охраны поверхностных вод от загрязнения, КМК-2.04.03.97 Ташкент – 1997.
2. Зокиров У.Т.,Буриев Э.С. Сув таъминоти ва окава сув тизимларининг асослари Т.2004,200с.
3. Хамидов А.А., Худайкулов С.И. «Теория струй многофазных вязких жидкостей» Ташкент «Фан»,2003, 140
4. . Гигиенические и санитарно-технические требования к источникам централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения населения, САНПиН №0025-94, Ташкент, 1994.
5. Андреевская А.В., Кременецкий Н.Н., Панова М.В. «Задачник по гидравлике». Москва. 1970г. 566с.
6. Бернар Ле Меоте. «Введение в гидродинамику и теорию волн на воде». Гидрометеоиздат. Ленинград-1974г.368с.
7. Киселев П.Г. Гидравлика и основы механики жидкости. Москва «Энергия» 1980. г. 360 с.
8. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред.– М.: Наука, 1987. 464 с.
9. Шашин В.М. «Гидромеханика» Москва «Высшая школа» 1990г.385с
10. Хамидов А.А., Худайкулов С.И., Махмудов И.Э. «Гидромеханика» ФАН-2008г. 340с.
11. Хамидов А.А., Худайкулов С.И. Теория струй многофазных вязких жидкостей. Ташкент- 2003.»ФАН».
12. Яхшибоев Д.С., Худайкулов Б.С. Кавитационная безопасность гидросооружений» Из-во, ТИИМ-2013.
13.
14.
15. .