

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

На правах рукописи

Ледовский Григорий Николаевич

**ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ЗАЩИТЫ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
НЕФТЕПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ**

Специальность 25.00.19 – Строительство и эксплуатация
нефтегазопроводов, баз и хранилищ

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент О.В. Кабанов

Санкт-Петербург – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ В ОБЛАСТИ ЗАЩИТЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ.....	10
1.1 Обзор и краткая характеристика технологических операций, которые могут вызвать волну давления в нефтепроводе	10
1.1.1 Быстрое закрытие задвижек на напорной линии станции	11
1.1.2 Запуск и остановка насосных агрегатов	15
1.1.3 Срабатывание обратных клапанов	18
1.2 Анализ теоретических работ и экспериментальных исследований неустановившихся процессов в трубопроводах для перекачки жидкостей	19
1.3 Обзор и анализ современных способов предотвращения чрезмерных перегрузок по давлению в нефтепроводах	29
1.3.1 Обеспечение плавного изменения расхода в нефтеперекачивающей системе	29
1.3.2 Установка гидропневматических аккумуляторов	30
1.3.3 Установка демпфирующих устройств и стабилизаторов давления.....	31
1.3.4 Создание встречной волны пониженного давления.....	34
1.3.5 Использование системы автоматического регулирования давления нефтеперекачивающей станции.....	35
1.3.6 Установка системы сглаживания волн давления.....	36
1.4 Выводы	41
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ.....	43
2.1 Математическое описание волнового процесса.....	43
2.1.1 Математическая модель нефтепровода	43
2.1.2 Математическая модель нефтеперекачивающей станции	50
2.1.3 Математическая модель запорно-регулирующей арматуры на линейной части нефтепровода	62
2.2 Компьютерное моделирование волновых процессов в нефтеперекачивающей системе	65

2.3 Разработка способа защиты основного оборудования нефтеперекачивающих станций от волн давления.....	75
2.4 Выводы	80
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЛНОВОГО ПРОЦЕССА И РАЗРАБОТАННОГО УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ.....	81
3.1 Проведение эксперимента на стенде по изучению процесса гидравлического удара	81
3.2 Разработка физической модели устройства защиты от гидравлического удара	85
3.2.1 Снятие показаний на воде.....	94
3.2.2 Снятие показаний на дизельном топливе	95
3.3 Выводы	97
ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ	98
4.1 Упрощенный расчетный критерий необходимости установки устройства защиты от волн давления.....	98
4.2 Параметры устройства защиты от волн давления.....	105
4.3 Выводы	108
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	109
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	111
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	116
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СЕРТИФИКАТ ОБУЧЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ.....	124

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Согласно проекту «Энергетическая стратегия России на период до 2035 года», который представлен Министерством энергетики Российской Федерации 17 сентября 2015 г., наряду с другими важными задачами нефтяной отрасли главными являются развитие нефтепроводов и продуктопроводов на основе передовых технологий, а также рост объемов и диверсификация внешних и внутренних поставок жидких углеводородов, в том числе увеличение в два раза поставок нефти на рынки Азиатско-Тихоокеанского региона. Кроме того, одним из основных структурных изменений, приводящих к требуемому целевому состоянию, является снижение загрязнения окружающей среды.

Решение этих задач связано с увеличением производительности и протяженности нефтепроводов, оптимизацией управления нефтеперекачивающими системами и повышением уровня автоматизации всех взаимодействующих структурных элементов системы. Так как амплитуды волн давления и расхода напрямую зависят от производительности и протяженности нефтепроводов, то указанные обстоятельства повышают вероятность аварии в случае возникновения и распространения волн давления, поэтому необходимы мероприятия направленные на повышение надежности этих систем и предотвращение аварий. Надежность нефтеперекачивающих систем прежде всего определяется предупреждением аварийных ситуаций при эксплуатации основного оборудования на нефтеперекачивающих станциях, ввиду его сложности и дороговизны ремонта. При возникновении волн давления вблизи нефтеперекачивающей станции возникает вероятность повреждения и разрушения основных узлов станции, таких как: блок регуляторов давления, блок фильтров грязеуловителей, выходной коллектор магистральной насосной, отсекающие и агрегатные задвижки, обратные клапаны, нефтеперекачивающие агрегаты. Волны давления и гидравлические удары в нефтепроводах способны вызывать разгерметизацию основных линий и узлов магистральной трубопроводной системы. Очевидно, что защита основных узлов магистральных нефтепроводов от воздействий волн давления будет способствовать соблюдению требований экологической и промышленной безопасности в соответствии с проектом «Энергетическая стратегия России на период до 2035 года».

Таким образом, тема диссертации является актуальной, она интересна с научной точки зрения, в связи со сложностью расчета волнового процесса и необходимостью

прогнозирования фаз развития гидроударных явлений в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод», а также имеет большую практическую значимость при проектировании новых и безопасной эксплуатации имеющихся нефтеперекачивающих систем.

Степень разработанности исследуемого направления

Теорией неустановившихся процессов в трубопроводах, перекачивающих жидкости, занимались многие крупные ученые прошлого и современности, такие как Н. Е. Жуковский, И. А. Чарный, А. Г. Гумеров, К.Г. Асатур, М. В. Лурье, Д. А. Фокс, В. Л. Стритер, Е. Б. Уайли, М. Х. Чадри и многие другие.

Кроме того, в недавнем прошлом был защищен ряд диссертаций похожей тематики следующих авторов: О. Г. Капинос, Н. В. Твардовская, А. В. Адоевский, А. Ю. Верушин, Н. С. Арбузов, С. Ю. Переверзев, А. О. Савихин, У. Э. Аллаяров, И. Н. Налобин, В. Г. Гасенко и некоторых других авторов.

Несмотря на обширный список работ по данной тематике, некоторые аспекты остались малоизученными и не описанными в полной мере. К ним, например, принадлежат вопросы об учете влияния растворенного в нефти газа на параметры процесса, о возможности расчета потерь на трение применительно к неустановившемуся режиму течения, о реализации решения сложного граничного условия, состоящего из характеристик станции в четырех квадрантах и характеристик обратной трубопроводной арматуры, о своевременном срабатывании и рациональном выборе параметров устройств защиты, а также вопрос о применении альтернативных методов решения математической модели процессов распространения и сглаживания волн давления.

Цель диссертационной работы

Целью диссертационной работы является совершенствование системы защиты основного оборудования нефтеперекачивающих станций от волн повышенного и пониженного давления.

Задачи исследования

– выполнить анализ имеющихся теоретических работ и практических разработок по тематике диссертационного исследования;

- составить математическое описание и провести компьютерное моделирование волнового процесса в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод»;
- оценить влияние наличия растворенного газа в нефти на параметры процесса распространения волн давления в нефтепроводах;
- предложить модель расчета потерь давления на гидравлическое трение при неустановившемся режиме течения и выполнить сравнительную оценку с аналогичными потерями при установившемся режиме течения;
- провести серию экспериментов на стенде по изучению явления гидравлического удара и выполнить сравнение полученных экспериментальных результатов с результатами компьютерного моделирования;
- выполнить анализ параметров волн давления в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод» и разработать на его основе наиболее рациональный способ защиты оборудования нефтеперекачивающих станций;
- создать физическую модель нефтеперекачивающей системы с интегрированной в нее защитой от волн давления и подтвердить техническую эффективность разработанного способа путем проведения серии экспериментов;
- разработать методику выбора технологических и конструктивных параметров устройства защиты от волн давления и сделать практические рекомендации по эффективности его использования.

Научная новизна исследования

1. Предложен новый способ гашения волн ударного давления в нефтепроводах, заключающийся в упреждающем воздействии на предохранительный перепускной клапан с электромеханическим приводом и сглаживании фронта волны до безопасных значений.
2. Определены зависимости между параметрами упреждающего воздействия и характеристиками волн давления, которые позволяют обосновать параметры сброса перекачиваемой нефти, что понижает риск чрезмерного повышения давления в узлах основного оборудования нефтеперекачивающих станций.

Положения, выносимые на защиту

1. Продолжительность сброса и степень открытия клапана защиты от волн давления зависят от амплитуды и фазы волны ударного давления, которые определяются характеристиками насосных агрегатов, обратных клапанов и соотношением скорости изменения режима к протяженности исследуемого участка нефтепроводной системы.

2. Для защиты нефтеперекачивающей системы от волн повышенного и пониженного давления следует создавать дополнительное воздействие по нагрузке путем опережающего открытия клапана сброса, при этом выбор параметров работы устройства защиты должен учитывать его быстродействие и параметры потока среды при неустановившемся режиме течения, которые зависят от степени затухания волны давления и фактора газовыделения при снижении давления до определенных значений.

Методология и методы исследования

1. Теоретические исследования включают математическое описание и компьютерное моделирование волнового процесса в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод», анализ параметров волн давления во времени и пространстве, а также выбор наиболее рационального способа предупреждения данного явления.

2. Экспериментальные исследования включают проведение экспериментов на стенде по изучению явления гидравлического удара, создание физической модели системы «насос-трубопровод», оборудованной устройством защиты на основе предложенного способа и обработку полученных результатов.

Степень достоверности результатов исследования

Теоретические исследования на основе предложенной математической модели, выраженные в компьютерном моделировании волновых процессов в насосно-трубопроводной системе и моделировании работы разработанного устройства защиты, подтверждаются экспериментальными исследованиями на стенде по изучению гидравлического удара и экспериментальной установке, включающей физическую модель данного устройства защиты.

Теоретическая и практическая значимость работы

1. Составлена методика расчета процесса распространения волн давления с учетом изменения скорости волны давления в результате газовыделения в нефти, потерь напора на трение при неустановившемся режиме течения потока, с учетом эффекта линейного переуплотнения по длине магистральной линии и явления запираания давления в магистральных нефтепроводах между запорно-регулирующей арматурой и нефтеперекачивающей станцией, насосы которой оборудованы обратными клапанами.

2. Создан алгоритм работы системы управления предохранительным клапаном сброса с электромеханическим приводом на основе выбранных параметров системы сглаживания волн давления.

3. Разработано новое устройство защиты магистральных нефтепроводов и оборудования нефтеперекачивающих станций от волн давления, способное сглаживать разные по знаку скачки давления как со стороны линии питания, так и со стороны линии нагнетания станции, которое может быть реализовано в качестве основного узла систем сглаживания волн давления.

4. Разработаны практические рекомендации по выбору параметров устройства защиты от волн давления, обеспечивающих надежную защиту основных узлов нефтеперекачивающих станций.

Апробация результатов исследования

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 66-ой Международной молодежной научно-практической конференции «Нефть и газ – 2012» (17-20 апреля 2012, г. Москва), Международной научно-практической конференции «Ашировские чтения» (27-30 августа 2012, г. Туапсе), Российской технической нефтегазовой конференции и выставке SPE по разведке и добыче (16-18 октября 2012, г. Москва), Всероссийской конференции-конкурсе студентов выпускного курса (03-05 апреля 2013, г. Санкт-Петербург), Международном форуме-конкурсе молодых ученых «Проблемы недропользования» (24-26 апреля 2013, г. Санкт-Петербург), Всероссийской конференции «Изобретатели в инновационном процессе России» (20-21 декабря 2013, г. Санкт-Петербург), Международной конференции по вопросам минерально-сырьевых ресурсов «Innovations in Mineral Resource Value Chains» (12-13 июня 2014, г. Фрайберг, Германия).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 12 научных работ, 2 из которых в изданиях, включенных в перечень научных изданий ВАК. Получен 1 патент на изобретение.

Личный вклад соискателя

Обосновано применение способа защиты узлов нефтеперекачивающей станции при помощи клапана сброса с электромеханическим приводом; составлено математическое описание процесса распространения волн давления и сброса ударных волн; разработана физическая модель насосно-трубопроводной системы, которая оборудована устройством защиты от ударных волн; выполнены экспериментальные исследования; разработана методика выбора клапана сброса.

Автор выражает глубокую благодарность и признательность научному руководителю к.т.н., доценту кафедры «Транспорта и хранения нефти и газа» Олегу Васильевичу Кабанову и всем членам кафедры за помощь, оказанную при подготовке диссертации.

Глава 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ В ОБЛАСТИ ЗАЩИТЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ

1.1 Обзор и краткая характеристика технологических операций, которые могут вызвать волну давления в нефтепроводе

Волна давления представляет собой резкое изменение давления в трубопроводе, возникающее в результате изменения расхода. Возникшая волна давления распространяется по трубопроводу со скоростью от 335 м/с до 1372 м/с [79].

Для более сжимаемых жидкостей и жидкостей, содержащих растворенный в них газ, соответствуют меньшие значения скорости распространения волн давления. И наоборот, чем более несжимаемая среда, тем с большими скоростями распространяются волны давления в трубопроводе. При возникновении волны ударного давления в магистральном нефтепроводе (МН), по которому перекачивается среднестатистическая сырая нефть, волна давления распространяется со скоростью порядка 1000 м/с [38].

Возможные последствия от волн давления, возникающих в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод» («НПС – МН»):

- повреждение и разрушение основного оборудования нефтеперекачивающих станций (НПС);
- усталостное разрушение труб, приводящее к нарушению целостности сварных швов или образованию продольных трещин;
- осевое разъединение фланцевых соединений;
- серьезные повреждения основных элементов трубопроводов, включая опоры и подвески для трубопроводов при наземном и надземном способах прокладки (включая трубопроводы на территории НПС);
- нарушение соосности насосов и электромеханических приводов;
- повреждение других компонентов трубопроводов, таких как наливные рукава, шланги, фильтры, сильфоны и т.п.

К основному оборудованию НПС, которое может быть повреждено или разрушено при прохождении волн давления, относятся:

- блок регуляторов давления (БРД);
- блок фильтров-грязеуловителей (ФГУ);

- выходной коллектор магистральной насосной;
- отсекающие и агрегатные задвижки;
- обратные клапаны;
- нефтеперекачивающие насосные агрегаты (НА).

Причинами возникновения волн давления в магистральных нефтепроводах могут быть следующие обстоятельства:

- быстрое закрытие и открытие отсечных и агрегатных задвижек, включая задвижки с электромеханическим приводом;
- запуск и остановка магистральных насосных агрегатов;
- срабатывание обратных клапанов в напорных линиях магистральных насосных агрегатов;
- изменение величины отбора продукта из магистрального нефтепровода;
- включение и отключение технологических узлов магистрального нефтепровода.

Основные причины возникновения волн давления в МН, а также сопутствующие процессы, более подробно описаны ниже.

1.1.1 Быстрое закрытие задвижек на напорной линии станции

Быстрым считается время закрытия, которое меньше времени пробега волной давления по участку нефтепровода от задвижки до нефтеперекачивающей станции и обратно. Время двойного пробега волны по участку нефтепровода называется фазой волны гидроудара, время прохождения четырехкратной длины трубопровода называется периодом волны гидроудара.

Описание возникновения и распространения волны давления в нефтепроводе при закрытии задвижки основывается на классическом изложении аналогичного процесса в трубопроводе, перекачивающем жидкость из резервуара под гидростатическим давлением, но адаптировано к наличию насосной станции на магистральной линии.

Когда задвижка в определенном сечении трубопровода закрывается, примыкающий слой нефти вверх по течению мгновенно приходит в состояние покоя и является причиной повышения давления. Это вызывает расширение секции трубы, содержащей слой нефти, и сжатие нефти в этом слое. Слой нефти, расположенный непосредственно перед слоем, который уже находится в покое, будет остановлен чуть позже. Задержка во времени обеспечивает возможность движения вперед второго слоя

еще некоторое время, чтобы занять место, появившееся из-за расширения трубы и сжатия нефти первого слоя [38], [79].

Третий слой нефти будет приведен в состояние покоя по аналогии с первым и вторым слоями. Потерянное количество движения из-за воздействия второго слоя вызывает повышение давления, как в первом и втором слоях. Поскольку первый и второй слои не могут оттянуться от закрытой задвижки, то их давление не может уменьшиться и будет поддерживаться на уровне первоначального значения. Последовательно, слой за слоем, нефть будет приводиться в состояние покоя в рассматриваемом участке нефтепровода от нефтеперекачивающей станции (НПС) до задвижки в закрытом положении [38], [79].

Со временем весь участок нефтепровода будет заполнен нефтью, которая окажется в состоянии покоя под давлением

$$\Delta p = p_0 + p_i, \quad (1.1)$$

где p_i – повышение давления, вызванное изменением количества движения;

p_0 – давление в МН на выходе из НПС при нулевом расходе (при работе насосов НПС на закрытую задвижку).

Последовательный процесс соударения слоев с небольшой задержкой по времени – это и есть процесс распространения волны давления с определенной скоростью. Время пробега волны давления по участку нефтепровода в одну сторону равно

$$t_L = \frac{L}{a}, \quad (1.2)$$

где L – участок нефтепровода от НПС до закрытой задвижки;

a – скорость волны ударного давления.

После того как волна пройдет по участку нефтепровода, вся масса нефти в ней будет находиться в состоянии покоя, но под давлением гидроудара в соответствии с формулой (1.1).

Это состояние неустойчиво, поскольку на выходе станции давление равно « p_0 » и нефть начнет перетекать с выхода НПС на ее вход (процесс быстропотекающий, срабатывание обратных клапанов здесь не учитывается). Последующие слои нефти следуют ко входу НПС из прилегающего трубопровода с неким начальным расходом, каждый слой нефти расширяется, а соответствующий участок трубы сжимается до его первоначального диаметра. В результате отраженная волна прибудет к закрытой

задвижке, при этом состояние течения теперь такое же, как в момент закрытия задвижки, но направление потока от задвижки, а не к ней.

Это состояние также неустойчиво, так как нефть будет стремиться оттянуться от закрытой задвижки и двигаться вверх по течению (в направлении к НПС). Поскольку она не может сделать этого, изменение количества движения приводит к уменьшению давления. Слой нефти, примыкающий к задвижке, будет приведен в состояние покоя, при этом давление относительно « p_0 » уменьшится на значение, равное первоначальному повышению давления над « p_0 ». Последующие слои будут приведены в состояние покоя, как и раньше, но это приведет к уменьшению давления в противоположность первоначальному повышению давления. Со временем вся труба заполняется нефтью в состоянии покоя под давлением

$$\Delta p^- = p_0 - p_i . \quad (1.3)$$

Это давление при прохождении отрицательной волны давления. Но это состояние снова неустойчиво, так как нефть начнет втекать в трубопровод с первоначальным расходом. При этом давление увеличится до уровня « p_0 », расход потока достигнет своего первоначального значения и поток будет направлен к задвижке [38], [79].

Конечная стадия обратного течения такая же, как в самом начале процесса, поэтому процесс будет повторяться многократно, так как в приведенном выше описании влиянием трения пренебрегали. В действительности под влиянием трения отраженные волны будут постепенно уменьшаться и переходный гидроударный процесс быстро затухнет. На практике наблюдается до десяти отраженных волн значительной величины.

При описании механизма образования волн было сказано, что волны отражаются полностью, но с отрицательным знаком от НПС (образуются волны разрежения) и полностью с положительным знаком от закрытой задвижки (образуются волны сжатия). Это означает, что волна давления с интенсивностью « p_i » перемещающаяся по нефтепроводу с давлением « p_0 », отражается от точки с условно постоянным давлением величиной « $p_0 - p_i$ » и от точки с нулевой скоростью давлением « $p_0 + p_i$ ». Это является следствием закона сохранения энергии. Когда жидкость обладает удельной кинетической энергией и не имеет энергии деформации (что характерно для закрытого конца трубы), происходит прямое преобразование кинетической энергии в энергию деформации, т.е. отражение волны сжатия, при этом обратное преобразование наблюдается у нефтеперекачивающей станции.

Таким образом, можно сформулировать основной принцип: «Полное положительное отражение происходит от закрытой задвижки [79], полное отрицательное отражение происходит от нефтеперекачивающей станции» (работа обратного клапана здесь не учитывается).

Эффект воздействия трения на волну давления является в какой-то степени неожиданным. Форма волны у задвижки показана на рисунке 1. Разъяснение этой диаграммы представлено ниже.

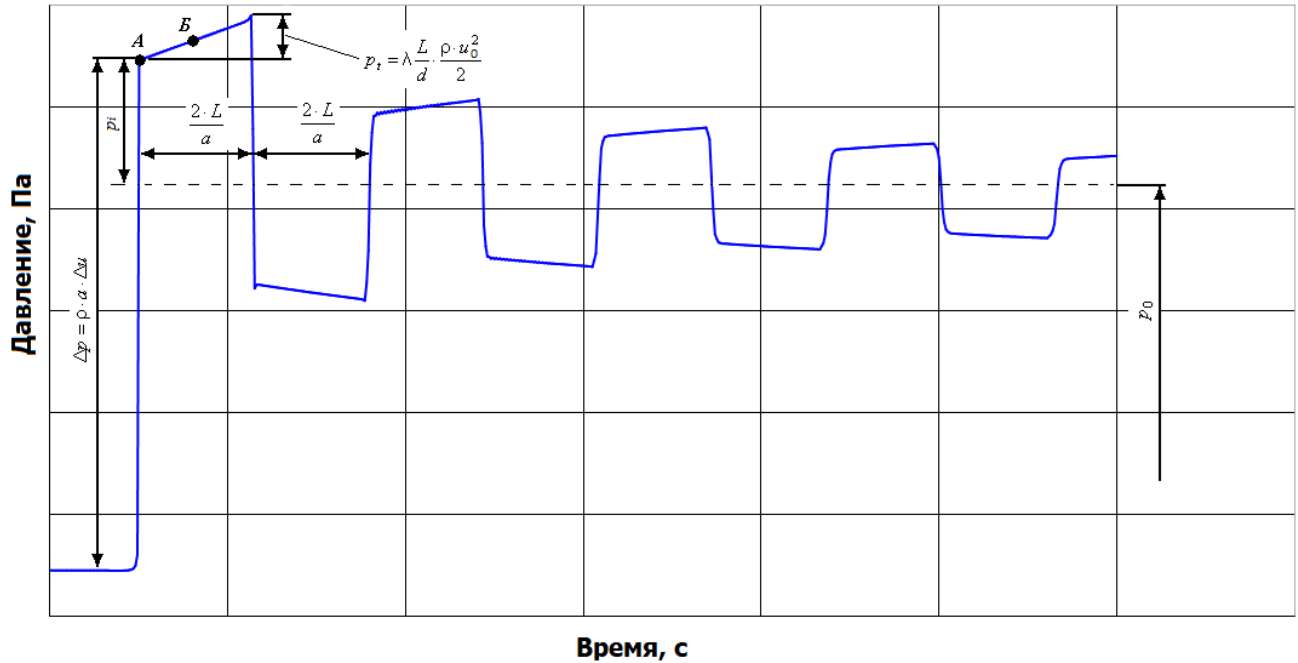


Рисунок 1 – Пример графика ударного давления в сечении перед задвижкой

В точке «А» задвижка только что закрылась, поток с неким начальным расходом остановлен и восстановлено инерционное давление « Δp ». В точке «Б» также остановлен поток с тем же расходом и восстановлено инерционное давление « Δp », но волна, подходящая к задвижке в момент «Б», была получена в результате остановки нефти в точке, лежащей выше по потоку на расстоянии « l ». В тот момент, когда слой нефти был остановлен в точке «Б» через время « l / a » после закрытия задвижки, давление в этой точке было больше, чем давление на нижнем конце нефтепровода (т.е. в точке «А») на величину потерь давления на трение, определяемую по общеизвестной формуле Дарси – Вейсбаха

$$p_{t,l} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}, \quad (1.4)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина рассматриваемого участка нефтепровода;

d – внутренний диаметр нефтепровода;

ρ – плотность нефти;

u – скорость потока нефти.

Внезапная остановка потока на расстоянии « l » вызывает повышение давления на величину « $p_i + p_{t,l}$ », но оно действует с запозданием на время « l / a ». Чтобы повышение давления, вызванное остановкой потока на расстоянии « l » и распространяющееся со скоростью волны, достигло задвижки, требуется дополнительное время « l / a ». Таким образом, давление прибывает к задвижке с запаздыванием на время « $2 \cdot l / a$ » относительно времени ее закрытия.

В начальном сечении (место расположения НПС) поток нефти остановится через время « L / a » после закрытия задвижки, а повышение давления достигнет задвижку через равный промежуток времени [38], [79].

Непосредственно за этой волной сжатия возникнет сильная волна разрежения, которая будет распространяться по неподвижной жидкости так, что давление будет падать от « $p_0 + p_i + p_t$ » до « $p_0 - p_i - p_t$ ». Из-за потерь давления на трение расход и давление « p_i » будут меньше их начальных значений, потери давления на трение « p_t » будут также меньше первоначального значения. Таким образом, происходит ослабление волны гидравлического удара.

1.1.2 Запуск и остановка насосных агрегатов

При запуске насосных агрегатов на НПС давление в подводящей линии уменьшается и, наоборот, увеличивается в напорной линии станции.

Для штатной работы насосов давление во всасывающих линиях не должно быть ниже давления, соответствующего кавитационному запасу, который определяется маркой насоса и его подачей. При определенных условиях запуск НПС может привести к уменьшению давления на входе станции ниже кавитационного запаса, которое повлечет за собой аварийную остановку НПС.

Кроме того, при пуске насосных агрегатов на НПС с высоким противодавлением существует опасность увеличения давления на выходе до значений выше предельно допустимого, что так же вызовет отключение одного насосного агрегата или всей НПС [2].

Остановка НПС может произойти вследствие отключения электроэнергии или в результате срабатывания системы защиты НПС. Время остановки насосов зависит от

параметров насосных агрегатов и может составлять несколько десятков секунд. При этом амплитуды волн повышенного и пониженного давления могут достигать 3,0 МПа [2].

Внезапное отключение НПС сопровождается остановкой роторов насосов, аналогично частичному перекрытию сечения трубы. На входе НПС возникает волна повышенного давления, которая движется в сторону предшествующей НПС, а на выходе возникает волна пониженного давления, которая распространяется в сторону последующей станции. В результате могут произойти срабатывания систем защиты сопряженных НПС как по допустимому давлению нагнетания, так и по допустимому давлению всасывания. Если не принять мер по уменьшению величины ударного давления, то внезапная остановка промежуточной перекачивающей станции может привести в остановке всего нефтепровода, работающего по системе перекачки «из насоса в насос» [38].

На рисунке 2 представлена возможная динамика изменения давления на выходе и входе промежуточной НПС при моделировании запуска насосов на открытую задвижку.

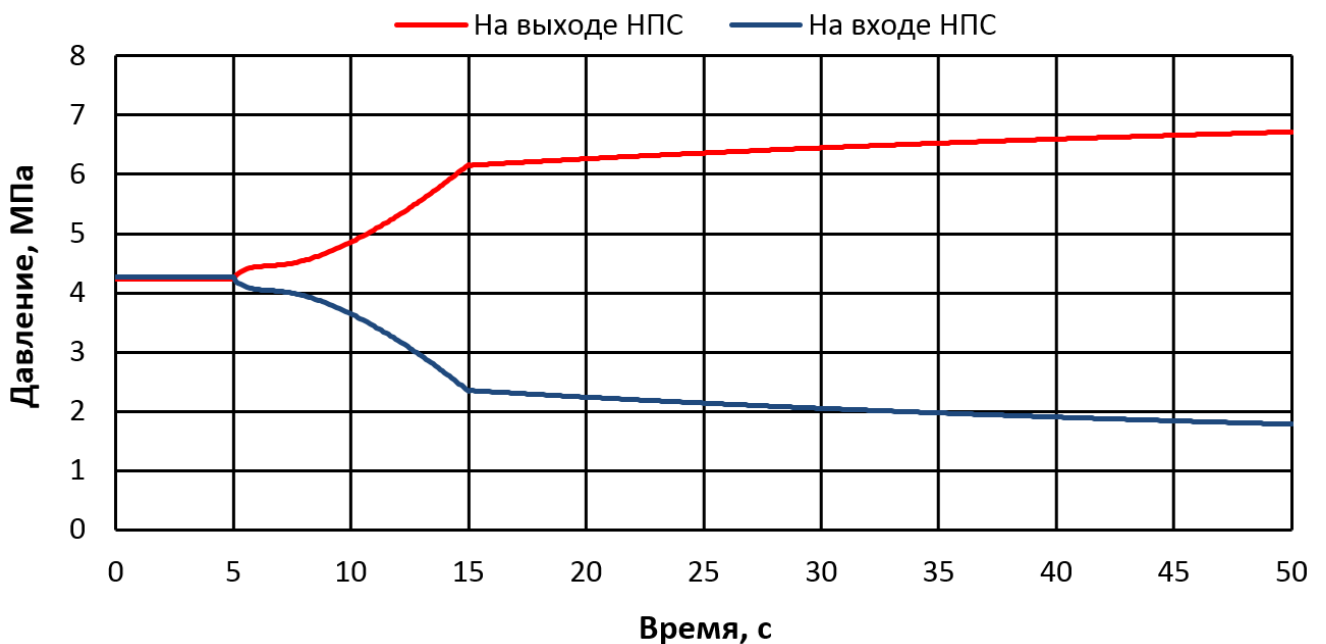


Рисунок 2 – Пример изменения давления при запуске НПС на открытую задвижку

Возможная динамика изменения давления на выходе промежуточной НПС при моделировании запуска насосов на закрытую задвижку представлена на рисунке 3.

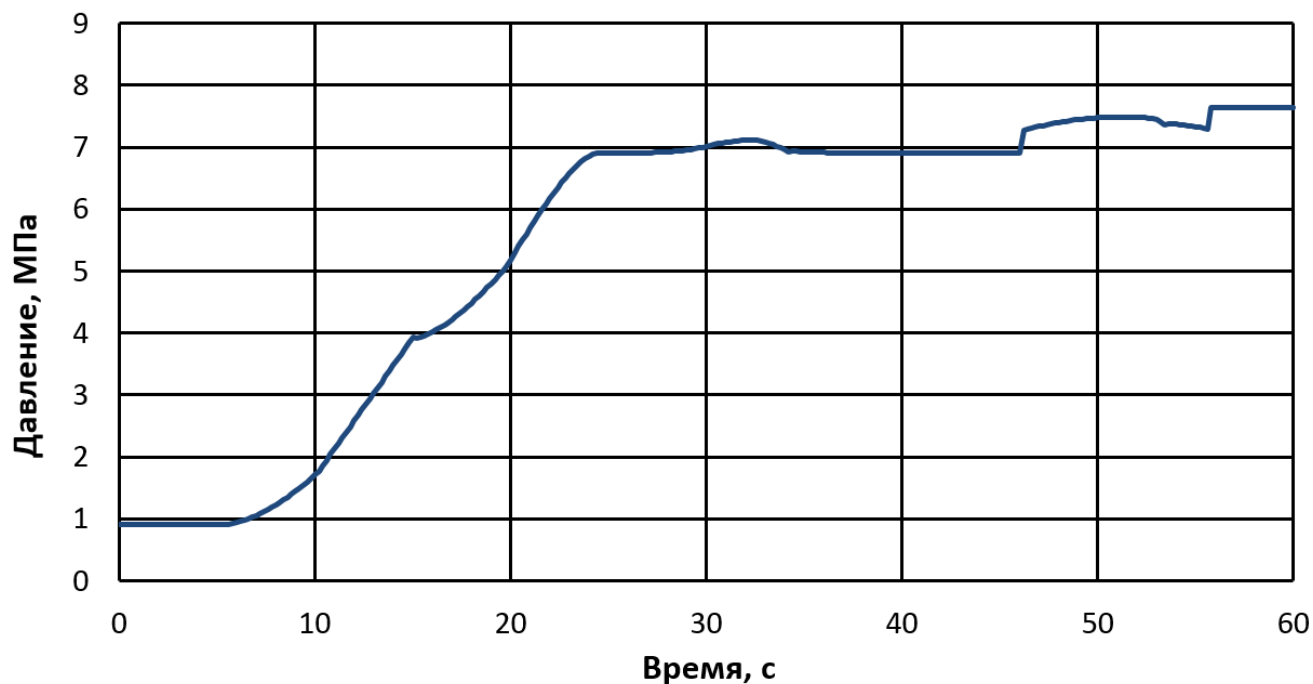


Рисунок 3 – Пример изменения давления при запуске НПС на закрытую задвижку

На рисунке 4 представлена возможная динамика изменения давления на выходе и входе промежуточной НПС при моделировании остановки насосов в результате отключения их электроснабжения.

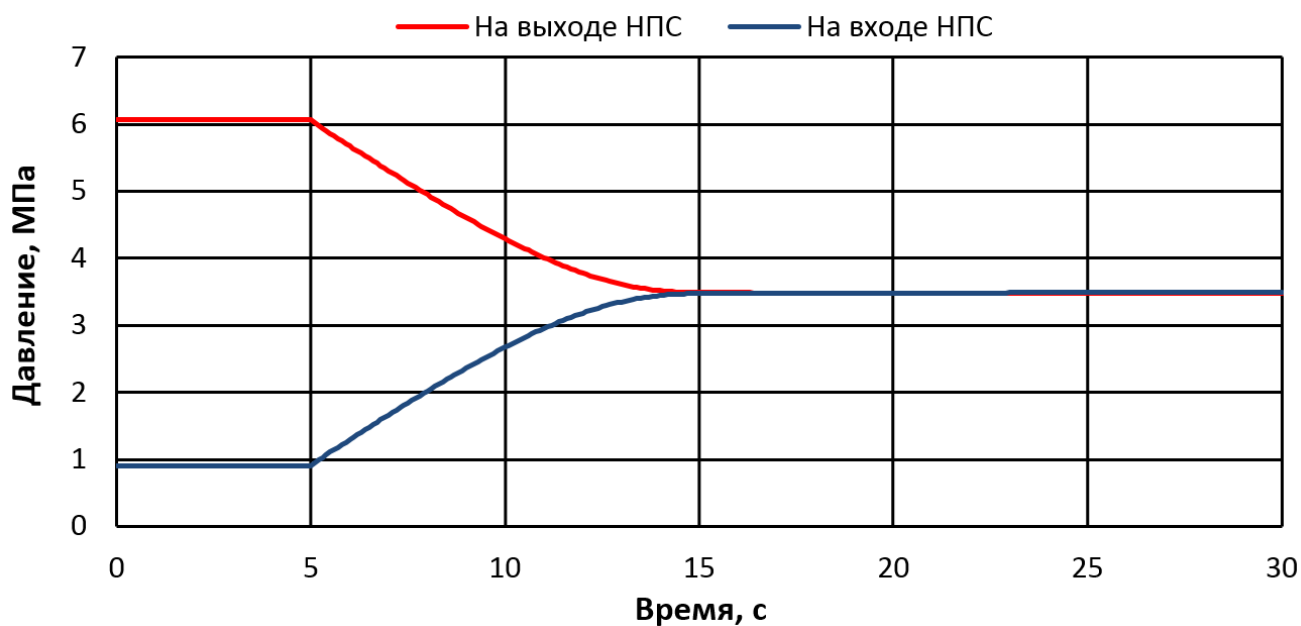


Рисунок 4 – Пример изменения давления при отключении промежуточной НПС

1.1.3 Срабатывание обратных клапанов

В случае аварии на магистральном нефтепроводе нефтеперекачивающая станция отсекается от основной магистрали, в результате чего расход в нефтепроводе резко падает. Несмотря на это, под воздействием инерции, столб потока нефти в напорной линии НПС продолжает свое движение в первоначальном направлении, создавая тем самым позади себя область пониженного давления. В определенный момент времени величина давления в напорной линии становится больше чем давление, создаваемое силами инерции столба потока нефти, в результате чего поток нефти в напорной линии НПС начинает двигаться в обратном направлении, т.е. в сторону НПС, и происходит срабатывание обратных клапанов, которые защищают насосы от возможных повреждений при изменении направления движения потока нефти. В результате, при достижении движущегося столба нефти обратных клапанов в закрытом положении, происходит резкое повышение давления [98].

Величина первого скачка давления зависит от начальной скорости движения нефти в трубопроводе, величины давления на установившемся режиме течения, длины трубопровода, материала трубы, модуля упругости нефти и гидравлического трения.

В случае срабатывания обратного клапана в результате закрытия задвижки на напорной линии НПС может произойти явление «запирание давления» между обратным клапаном и задвижкой [79]. Обратный клапан закроется, когда давление в сечении, отстоящему ниже по потоку, станет больше, чем давление, развиваемое НПС при нулевом расходе. В результате этого в участке нефтепровода, отсеченного с одной стороны задвижкой, а с другой стороны обратным клапаном, будет распространяться сложная система волн давления, имеющая постепенное затухание. В конечном счете давление в этом участке установится на определенном уровне, который может быть значительно выше, чем давление, развиваемое НПС при нулевом расходе (как показано на рисунке 5).

Из практики эксплуатации магистральных нефтепроводов известно, что задвижка на линейной части не всегда является абсолютно герметичной, в результате чего давление в «запертом» участке склонно к плавному уменьшению. Несмотря на это, те обстоятельства, что высокое давления может сохраняться относительно долгое время, а «запирание давления» возможно, как на коротких, так и на длинных отсеченных участках (т.е. при закрытии отсечных и линейных задвижек на разных расстояниях от НПС), данное явления представляет опасность и требует мероприятий по его недопущению.

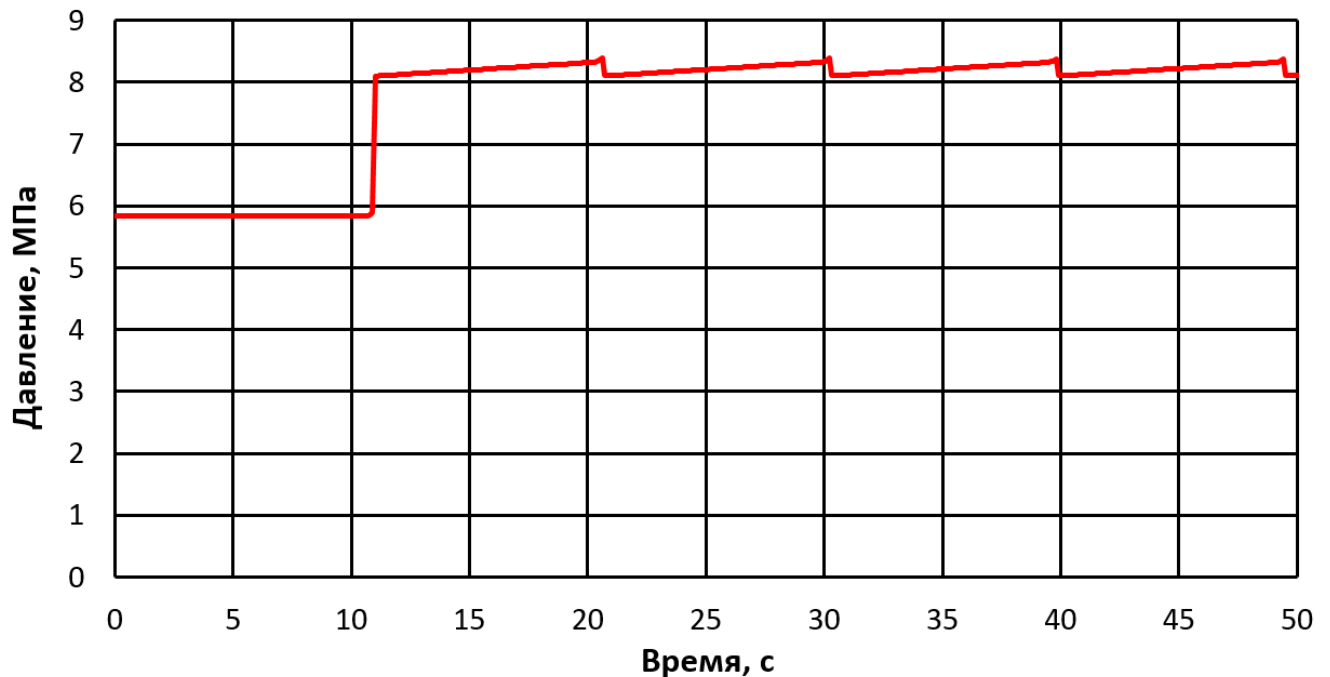


Рисунок 5 – График записания ударного давления

1.2 Анализ теоретических работ и экспериментальных исследований неустойчивых процессов в трубопроводах для перекачки жидкостей

Теоретические и экспериментальные исследования неустойчивых процессов в трубопроводах, перекачивающих жидкости, проводятся много десятков лет. Начиная с работы Н. Е. Жуковского «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах» от 1899 года, и по сегодняшний день, было написано множество работ по данной тематике. Среди отечественных авторов фундаментальных трудов можно выделить имена следующих ученых: Н. Е. Жуковский, И. С. Громека, И. А. Чарный, М. А. Мостков, А. А. Башкиров, А. Е. Жмудь, Г. В. Аронович, Н. А. Картвелишвили, Я. К. Любимцев, Д. Н. Смирнов, Л. Б. Зубов, Б. Ф. Гликман, Л. В. Полянская, М. В. Лурье, К. Г. Асатур, Б. С. Маховиков. Некоторые имена зарубежных авторов фундаментальных трудов: Д. А. Фокс, Е. Б. Уайли, В. Л. Стритер, А. Р. Д. Зорли, Д. Заруба, Е. Д. Хофман, Б. Б. Шарп, М. Х. Чадри.

Работа Н. Е. Жуковского [29] создала автору славу мирового ученого в области гидромеханики, в которой представлено глубокое и очень полное теоретическое исследование вопроса о гидравлическом ударе в трубах и описаны многочисленные опыты на московском водопроводе, подтверждающие предложенную теорию. Опыты проводились в 1897 и 1898 годах, при которых наблюдалось изменение гидродинамического давления в трубе и распространение этого давления вдоль трубы. В работе выведена формула для скорости волны давления

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{\beta} + \frac{d \cdot \rho}{s \cdot E}}}, \quad (1.5)$$

где ρ – плотность жидкости до удара;

β – модуль упругости жидкости;

d – внутренний диаметр трубопровода;

s – толщина стенок трубы;

E – модуль упругости материала трубы.

В работе выведена система уравнений, которая решает вопрос о распространении ударной волны в трубе

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} - u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} - u \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases}, \quad (1.6)$$

где a – скорость волны давления;

p – гидродинамическое давление;

u – скорость в рассматриваемом сечении жидкости;

t – время;

x – координата.

Н. Е. Жуковским выполнено теоретическое определение скачка давления во время гидравлического удара

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta u, \quad (1.7)$$

где Δu – скорость, потерянная на ударе.

Автором определен вид ударной диаграммы в различных точках трубы, проведены экспериментальные исследования гидравлического удара в системе перекачки воды, измерены наибольшие скачки давления в различных точках трубы при помощи манометров и определены скорости распространения ударной волны с помощью хронографа, построены ударные диаграммы в различных местах трубы. Определение скорости волны и скачка давления выполнено для труб разного диаметра. Было исследовано возрастание величины гидравлического удара при переходе ударной волны в тупики и отражение ударной волны от открытого конца трубы, сделаны выводы о безопасном времени закрытия водовыпускных кранов. Также в работе уделено внимание

работе предохранительных клапанов, отысканию мест на линии трубы в которых произошло скопление воздуха и определению места утечки.

И. А. Чарным в своей работе «Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах» [81] рассмотрены задачи движения с дозвуковой скоростью при линейном или линеаризованном законе трения

$$\begin{cases} -\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} + 2 \cdot w \cdot u \right) \\ -\frac{\partial p}{\partial t} = \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \end{cases} \quad (1.8)$$

В вышеприведенной системе коэффициент $2 \cdot w$ принимается в зависимости от режима течения в трубопроводе

$$2 \cdot w = \begin{cases} \frac{\lambda \cdot u}{8 \cdot d}, \text{ для ламинарного} \\ \left(\frac{\lambda \cdot u}{8 \cdot d} \right)_{cp}, \text{ для турбулентного} \end{cases}, \quad (1.9)$$

где λ – коэффициент сопротивления в формуле Дарси – Вейсбаха.

Решение уравнений выполняется при использовании обычного математического аппарата линейных уравнений, который позволяет применить принцип суперпозиции и получить аналитическое решение в замкнутой форме с отделением свободных и вынужденных колебаний. Из предположения достаточной длины трубопровода скоростные напоры пренебрегались, расчеты неустановившегося движения велись по средним в сечении скоростям. Основное внимание в работе уделено задачам одномерного неустановившегося движения в трубах, где в качестве граничных условий использованы функции от времени напора и расхода. В работе подробно рассмотрены уравнения движения капельной жидкости в длинных трубопроводах, безразмерные уравнения движения сжимаемой жидкости в трубах, методы определения приведенного коэффициента линейного трения в уравнениях неустановившегося движения при квадратичном и линейном законах трения. Представлены рекомендации по назначению граничных и начальных условий. Как и в книге Н. Е. Жуковского [29], рассмотрена работа воздушных колпаков, применительно к которым учтен совместный эффект упругости воздуха, сжимаемости жидкости и упругости стенок воздушного колпака. Подробно рассмотрены вопросы интегрирования уравнений неустановившегося движения жидкости в трубопроводах с буферной камерой и без нее при скачкообразных изменениях

скорости и давления в начальном и конечном сечениях трубы, определения давления и скорости на фронте упругой волны, распространяющейся внутри сжимаемой жидкости в трубопроводе. Описаны случаи большого затухания вследствие вязкости и гидравлических сопротивлений, а также распространения скачка давления в бесконечно длинном трубопроводе. Представлена модель неустановившегося движения жидкости в трубопроводе с малым затуханием и выполнен переход к случаю несжимаемой жидкости. Кроме того, рассмотрены пусковые режимы насосных установок в трубопроводе с небольшим затуханием и развиваемые насосом с воздушным колпаком, последовательное соединение двух трубопроводов различных диаметров, уделено внимание расчету воздушных колпаков поршневых насосов.

В книге Д. Н. Смирнова и Л. Б. Зубова «Гидравлический удар в напорных водоводах» [74] приведены результаты многолетних экспериментальных и натурных исследований гидравлического удара в напорных водоводах насосных станций систем водоснабжения, подробно рассмотрен случай гидравлического удара с разрывом сплошности потока, даны аналитические решения задачи гидравлического удара вязкой сплошной жидкости с квадратичным законом сопротивления. Представлены методы решения уравнений неустановившегося напорного движения реальной жидкости при распространении скачка скорости и давления в полуограниченном трубопроводе, проведено сопоставление аналитических решений с результатами экспериментов. Выполнено решение задачи прямого гидравлического удара в водоводе с использованием математической модели гидравлического удара с кавитацией потока жидкости в горизонтальном трубопроводе. Исследованы колебания давления при остановке насоса на открытую задвижку, пуске насосов на открытую задвижку, самозапуске насосных агрегатов с синхронными двигателями.

М. А. Мостков и А. А. Башкиров написали книгу «Расчеты гидравлического удара» [51], в которой изложили основную теорию гидравлического удара, предоставили расчетные формулы и привели справочный материал для определения скорости распространения волны давления. В книге предлагаются аналитический, графический и численный методы расчета, излагаются примеры расчета удара для простого и сложного трубопроводов при наличии коллекторов, уравнительных резервуаров, всасывающей турбины, активных и реактивных турбин. В работе затрагиваются вопросы учета силы трения и местных сопротивлений, рассматриваются гидравлический удар во

всасывающих трубах, в насосных установках гидроаккумулирующих электростанций, в напорном трубопроводе насосной установки при внезапном прекращении питания электродвигателя, а также при разрыве трубопровода. Исследованы амплитуды колебаний уровня в уравнительном резервуаре и проскок удара, приведены основания для использования графического метода расчета.

В работе А. Е. Жмудя [25] «Гидравлический удар в гидротурбинных установках» предложены к использованию граничные условия в решении задач о гидравлическом ударе в гидротурбинных установках, представлено общее решение задачи при гидроударе у регулирующего органа, описаны процессы после прекращения регулирования, в частности периодические колебания напора и скорости гидравлического удара по длине трубопровода. Приведены обширные примеры численного расчета в случаях наличия тупикового отвода, регулирования процесса гидравлического удара и большое количество примеров гидравлического удара в гидротурбинных установках. Кроме того, предложено измерение расхода жидкости через трубопровод методом гидравлического удара.

Г. В. Аронович, Н. А. Картвелишвили и Я. К. Любимцев в своей книге «Гидравлический удар и уравнительные резервуары» [8] изложили общую теорию гидравлического удара в простых трубопроводах и в сложных трубопроводных системах, рассмотрели вероятностные задачи гидравлического удара и провели всесторонний анализ работы уравнительных резервуаров. В книге предлагается модель краевых условий, которые определяются запорными органами на трубопроводе, исследован предельный гидравлический удар при линейном изменении открытия запорных органов, затрагиваются вопросы распределения вероятностей максимумов динамического давления в трубопроводах. Описан метод характеристик и гидравлический удар при нелинейном трении. Подробно рассмотрены типы и расположение уравнительных резервуаров, уравнения колебаний жидких масс, устойчивость стационарных движений в гидравлических системах и амплитуды колебаний уровня жидкости в уравнительных резервуарах.

И. А. Чарный [81], Н. А. Картвелишвили [8], Д. Н. Смирнов [74] использовали в своих моделях дифференциальные уравнения движения сжимаемой жидкости в трубах с учетом гидравлических сопротивлений. И. А. Чарный и Н. А. Картвелишвили рассматривали гидравлический удар вязкой жидкости в простом трубопроводе и

распространение скачка давления в сложном трубопроводе, при этом были подробно исследованы колебания давления в трубопроводе с воздушно камерой и без нее при периодическом изменении расхода.

М. А. Мостков [51], А. Е. Жмудь [25], Н. А. Картвелишвили [8] для решения задач о гидравлическом ударе использовали интегралы дифференциальных уравнений, общий интеграл, его интерпретации и провели подробное исследование гидроудара с разрывом водяного столба. М. А. Мостков и А. Е. Жмудь достаточно подробно описали явление гидравлического удара, выполнили вывод основных дифференциальных уравнений, провели общий анализ конечных уравнений и привели основы общего численного метода. Авторами были исследованы скорость распространения волны удара, удар в простых и сложных трубопроводах, а также при наличии в линии реактивных гидротурбин. В работах представлены наглядные примеры расчетов гидравлического удара в простом, разветвленном и кольцевом трубопроводе.

В книге Б. Ф. Гликмана «Математические модели пневмогидравлических систем» [20] анализируются особенности нестационарного течения в каналах, специфические свойства акустических характеристик трактов с протоком жидкости, решаются задачи о вынужденных колебаниях и переходных процессах, об устойчивости процесса в рассматриваемых системах. В работе приведены уравнения движения жидкости, уравнения движения вязкой сжимаемой жидкости с учетом особенностей нестационарного движения вязкой жидкости. Выполнены переход к одномерной модели движения и упрощение уравнений для длинных каналов, представлены уравнения для осредненной составляющей скорости, описаны условия, при соблюдении которых жидкость можно считать несжимаемой и можно пренебречь вязкостью жидкости. Выведены линейные и линеаризованные математические модели, описывающие колебания в одномерном потоке вязкой сжимаемой жидкости с квазистационарным трением о стенки и нестационарное колеблющееся ламинарное течение сжимаемой жидкости в тракте. Также представлено решение для несжимаемой жидкости и определены напряжения сил трения на стенке трубы. Исследованы пульсирующее ламинарное течение слабосжимаемой жидкости в трубе и переход ламинарного режима в турбулентный при нестационарном течении. Предложены уравнение нестационарного турбулентного движения жидкости с использованием квазистационарного распределения для турбулентной вязкости, уравнения трубы с податливыми стенками. Большое

внимание уделено переходным процессам в гидравлической системе с распределенными параметрами, приводится решение методом Даламбера и операционный метод исследования переходных процессов. Большую значимость представляют численные методы расчета нестационарных процессов, в частности, метод характеристик и расчет переходных процессов в тракте с ламинарным течением при учете влияния нестационарности на напряжение трения.

М. В. Лурье удалось использовать накопленный многими десятилетиями опыт исследования неустановившихся процессов в трубопроводах перекачки жидкостей и газов для создания математических моделей неустановившихся процессов в нефтегазопроводах в сочетании с установленным на них оборудованием. В работе «Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа» [49] представлены уравнение неразрывности потока, уравнение движения потока, модели транспортируемых сред и неустановившегося изотермического течения слабо сжимаемой жидкости в трубопроводе. Предлагаются решения задач о распространении волн давления в бесконечном трубопроводе, полубесконечном трубопроводе и на ограниченном участке трубопровода, описаны условия на скачках гидродинамических параметров. При расчете гидравлического удара в трубах использован метод характеристик и представлена модель учета присоединенной массы. В работе представлены рекомендации по моделированию и расчету установившихся режимов работы нефтепроводов, которые необходимы для задания начальных условий при решении системы дифференциальных уравнений волнового процесса, предложены математические модели краевых условий и условий сопряжения. Так, для моделирования работы насосов НПС в переходном режиме работы насосов предложена следующая система уравнений

$$\begin{cases} \Delta p_{\omega} = \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \cdot F \left(\frac{\omega_n}{\omega} \cdot u \right) \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} = T - \frac{S_d \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot \Delta p_{\omega} \cdot u}{\eta} \cdot \frac{1}{\omega} \end{cases}, \quad (1.10)$$

где Δp_{ω} – дифференциальное давление, развиваемое насосом;

ω – частота вращения ротора;

ω_n – номинальная частота вращения ротора;

I – момент инерции ротора насосного агрегата;

T – вращательный момент, развиваемый ротором;

S_d – площадь сечения внутренней части трубопровода;

η – КПД насоса.

В работе уделено большое внимание неустановившемуся течению жидкости в трубопроводе с разрывом сплошности потока и в трубопроводе с самотечными участками.

В книге «Гидромеханика» авторов К. Г. Асатура и Б. С. Маховикова [9] представлены выводы уравнения неразрывности для жидкостей и газов, уравнения динамики в напряжениях и уравнения Навье – Стокса, разобраны нестационарные процессы, формы нестационарностей и выполнена постановка задач. В работе излагается теория гидравлического удара, описан гидроудар в простом трубопроводе и приведены колебания параметров на граничных условиях.

Зарубежные авторы также достаточно обширно и глубоко проводили исследования в области неустановившихся процессов в трубопроводах, перекачивающих жидкости и газы.

Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер [98], М. Х. Чадри [85], Д. Заруба [99], А. Р. Д. Зорли [97], Д. А. Фокс [79] привели классификацию потока и специальную терминологию, описали происхождение гидравлического удара и физические принципы, лежащие в основе явления, выявили причины неустановившихся процессов и определили роль запорно-регулирующей арматуры (ЗРА) в этих процессах. Во всех этих работах приводятся основные дифференциальные уравнения для неустановившегося режима течения потока и формулы для скорости волны в различных каналах и трубопроводах, задаются дополнительные граничные условия и элементы трубопроводных систем. Основным способом решения задач распространения волн давления в трубопроводе принимается метод характеристик. Рассматриваются неустановившиеся процессы, вызванные турбонасосами, исследуются разрыв сплошности столба жидкости, паровая кавитация, выделение воздуха и растворение воздуха. Воздушные камеры (колпаки) и гидропневматические аккумуляторы, в качестве средств предотвращения гидроудара, рассмотрены всеми перечисленными авторами.

А. Р. Д. Зорли, наравне с Е. Б. Уайли и В. Л. Стритером, выполнил вывод аналитических уравнений неустановившегося режима движения потока. Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер, М. Х. Чадри, Д. Заруба привели основные граничные условия и схематизацию трубопроводной системы, рассмотрели управляемые турбины и неустановившиеся процессы на гидроэлектростанциях, разработали методы управления потоком и клапанами. В качестве средств защиты от волн давления рассмотрены уравнительные резервуары. Кроме того, приведены уравнения для колебательного потока, рассмотрены вопросы свободных вибраций и резонанса в системе.

Д. А. Фокс, М. Х. Чадри, Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер привели описания уравнения количества движения и уравнения неразрывности, характеристических уравнений, конечно-разностных уравнений, рассмотрели пуск насосов, последствия при отключении питания насосных агрегатов (остановка насосов), при этом предложили модели последовательного и параллельного соединений насосов, а также граничные условия при комбинированном расположении насосов. Подробно исследованы жидкостно-газовые смеси в упругой трубе, скорость распространения волн и нестационарные течения в открытых каналах. Д. А. Фокс, Д. Заруба и А. Р. Д. Зорли наиболее полно рассмотрели работу запорно-регулирующей арматуры на трубопроводной линии. А. Р. Д. Зорли, Д. А. Фокс, Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер провели анализ разрыва сплошности столба жидкости, выделения газа и исследовали работу обратного клапана.

Е. Б. Уайли, В. Л. Стритер и Д. А. Фокс решили задачи распространения волн в одностороннем трубопроводе и сложных трубопроводных системах с последовательным, параллельным соединениями труб и в разветвленных сетях. Указанными авторами представлено аналитическое и графическое решение гидроударного процесса, определена работа воздушной камеры или аккумулятора на линии, демпфирующего уравнительного резервуара, оценено влияние трубопроводного колена. Затронуты вопросы условно быстрого закрытия клапана, наличия воздуха, задержанного в системах трубопроводов, и моделирования гибкого шланга. Кроме того, уделено внимание размерам расширительного бака и неустановившимся процессам в газопроводах природного газа. Д. Заруба, Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер рассмотрели явления высокого трения неустановившегося потока и затухания волн давления.

Большие исследования в области пропускных характеристик и параметров ЗРА были проведены А. Р. Д. Зорли [97]. Методы управления неустановившимися процессами рассматривались А. Р. Д. Зорли, М. Х. Чадри, Д. Зарубой.

Е. Б. Уайли и В. Л. Стритер [98], наравне с Д. Зарубой [99], провели исследования работы клапана для впуска и выпуска воздуха, в частности, были исследованы вход и выход дозвукового и критического потока воздуха.

Д. А. Фокс [79] описал четырехквadrантный режим работы насоса, применение диаграмм Сьютера, работу насоса в турбинном и тормозном режиме, его КПД и мощность на валу, предложил модели работы клапана с электроприводом и клапана со следящим приводом, насосов, оборудованных байпасами с клапанами, работы уравнительного резервуара. Автор провел интегрирование характеристических уравнений, исследовал движение сжимаемой жидкости в упругой трубе, явления линейного переуплотнения, запираания давления и затухания волны, предложил модель, описывающую изменение скорости волны с учетом газовыделения, рассчитал содержание свободных пузырьков. Автором рассмотрены методы борьбы с гидравлическими ударами при остановке насосов и аналоговые методы расчета трубопроводов.

М. Х. Чадри [85] исследовал причины разделения колонн с постоянной скоростью волны и без выпуска воздуха, привел примеры моделируемой системы насоса и конденсатора, предложил модель расчета нестационарного гидравлического трения для использования в методе характеристик, подробно изучил работу насосов и их характеристики, рассмотрел переходные процессы в длинных нефтепроводах и их причины, представил методы анализа. Кроме того, им проведен анализ газовыделения и паровой кавитации, затронуты вопросы проектирования и оптимального контроля переходных процессов, выполнены обширные и глубокие исследования применения уравнительных резервуаров для предотвращения волн давления и способа обнаружения утечек при помощи волн давления.

Актуальность изучения неустановившихся гидродинамических процессов в трубопроводах подчеркивается в том числе и тем фактом, что в последние годы в России было защищено большое количество диссертационных работ по данной тематике, к которым можно отнести диссертации следующих некоторых авторов: О. Г. Капинос [33], Н. В. Твардовская [75], А. Ю. Верушин [17], А. В. Адоевский [3], В. Г. Гасенко [19],

И. Н. Налобин [52], С. Ю. Переверзев [57], Н. С. Арбузов [7], А. О. Савихин [71], У. Э. Аллаяров [4].

В последние два десятка лет вышли крупные и ценные, с научной точки зрения, труды на тему гидравлического удара, нестационарных и пульсирующих течений потоков жидких флюидов от зарубежных авторов, такие как: [84], [87], [90], [92], [93], [94], [96], [100].

В России на сегодняшний день теорией и практикой неустановившихся процессов в трубопроводах и технологическом оборудовании занимаются многие ученые, в числе которых: М. В. Лурье [1], [6], [46], [47], [50], [78]; В. В. Жолобов [14], [15], [26], [27], [28], [63], [82]; Р. Ш. Абиев [16], [18], [54], [55], [83]; А. А. Афиногентов [10], [11], [12], [13]; О. Г. Капинос и Н. В. Твардовская [24], [32], [34], [35], [36], [53].

1.3 Обзор и анализ современных способов предотвращения чрезмерных перегрузок по давлению в нефтепроводах

Анализ информации, приведенной в параграфах 1.1 и 1.2, позволяет выделить следующие способы недопущения гидроударов и защиты нефтеперекачивающих систем от волн давления, применяемые в настоящее время:

- обеспечение плавного изменения расхода в нефтеперекачивающей системе;
- установка гидропневматических аккумуляторов;
- установка демпфирующих устройств и стабилизаторов давления;
- создание встречной волны пониженного давления;
- использование системы автоматического регулирования давления на нефтеперекачивающей станции;
- установка предохранительных сбросных клапанов;
- установка системы сглаживания волн давления.

1.3.1 Обеспечение плавного изменения расхода в нефтеперекачивающей системе

Обеспечение плавного изменения расхода в нефтеперекачивающей системе можно добиться путем медленного перекрытия потока запорным элементом трубопроводной арматуры, если источником волны давления является отсекающая или линейная задвижка, а также путем плавного запуска и остановки насосных агрегатов, если источником волны давления является НПС.

Если время закрытия трубопроводной арматуры намного больше, чем фаза гидравлического удара, т.е. когда имеет место не прямой гидроудар, то считается, что скачок давления будет намного меньше по сравнению с прямым гидроударом. Однако, учитывая протяженность магистрального нефтепровода, фаза гидроудара может составлять до четырех минут, что является недопустимо большим промежутком временем в условиях аварийной остановки перекачки.

Кроме того, моделирование процесса возникновения волн давления при закрытии трубопроводной арматуры показывает, что при степени открытия запорного органа от 1 до 0,1 существенного увеличения давления не происходит за счет перестройки структуры потока и местного увеличения скорости в сечении, где находится запорный орган. Значительный скачок давления возникает при закрытии от 0,1 до нулевого значения степени открытия запорного органа, что ужесточает требования ко времени закрытия трубопроводной арматуры на магистральных нефтепроводах и вызывает необходимость внедрения системы защиты от гидроудара, основанной на принципе действия, отличным от метода обеспечения плавного изменения расхода в нефтеперекачивающей системе. Графики ударного давления при разном времени закрытия задвижки на линейной части МН приведены в параграфе 2.2.

1.3.2 Установка гидропневматических аккумуляторов

Использование гидропневматических аккумуляторов для защиты трубопроводов от волн давления рассматривалось многими российскими и зарубежными учеными. Гидропневматический аккумулятор обычно устанавливается на напорной линии насоса и предназначен для снижения величины колебаний давления в ней. Составные части подобного устройства показаны на рисунке 6.

Для обеспечения требуемого снижения скорости нарастания давления в современных магистральных нефтепроводах, имеющих большую пропускную способность, гидропневматический аккумулятор должен быть объемом до 300 м³ и иметь рабочее давление до 6,0 МПа [77].

Совершенно очевидно, что это связано с большими металлозатратами и специальной системой пополнения запаса воздуха (или инертного газа), вследствие его частичного растворения в перекачиваемой нефти. Поэтому в отношении конструкции и эксплуатации целесообразно использование системы защиты, которая способна обеспечить автоматический сброс части нефти при прохождении волны повышенного

давления. В связи с этим гидропневматические аккумуляторы в качестве систем защиты от волн давления на магистральных нефтепроводах практически не используются, но активно применяются в качестве гасителей высокочастотных пульсаций малой амплитуды в технологических трубопроводах.



Рисунок 6 – Пример конструкции гидропневматического аккумулятора

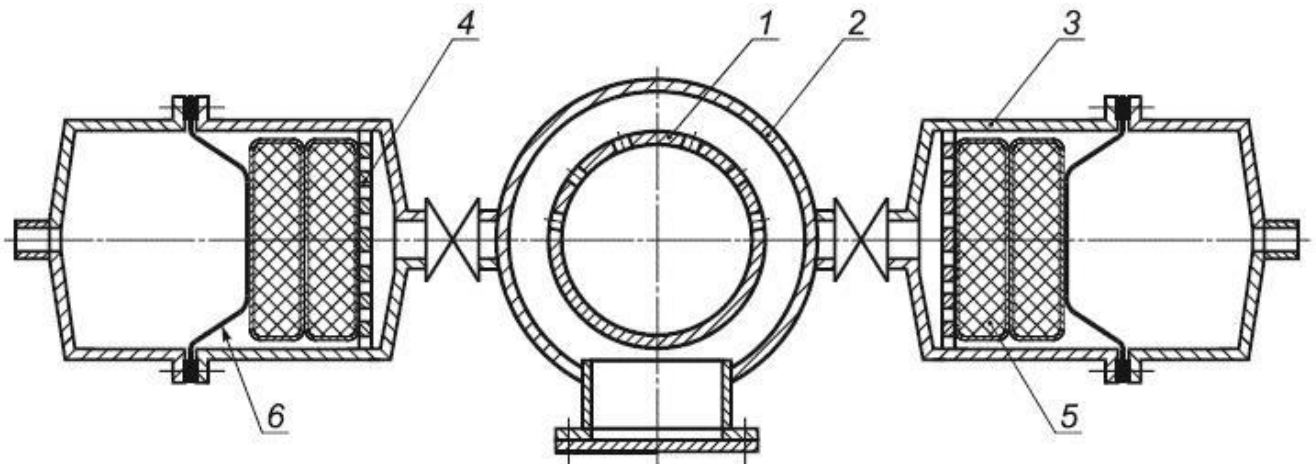
1.3.3 Установка демпфирующих устройств и стабилизаторов давления

Конструкция и технологические параметры демпфирующих устройств и стабилизаторов давления регламентированы стандартом ГОСТ Р 54086-2010 «Стабилизаторы давления. Общие технические условия», в соответствии с которым стабилизаторы давления – это устройства, предназначенные для гашения гидравлических ударов, провалов давления и вибраций, возникающих в трубопроводной системе, путем диссипации энергии колебаний рабочей среды, упругодемпфирующего воздействия на нее в демпфирующих камерах.

Работа стабилизаторов и гасителей пульсаций давления рассматривалась многими авторами, например, [5] и [73].

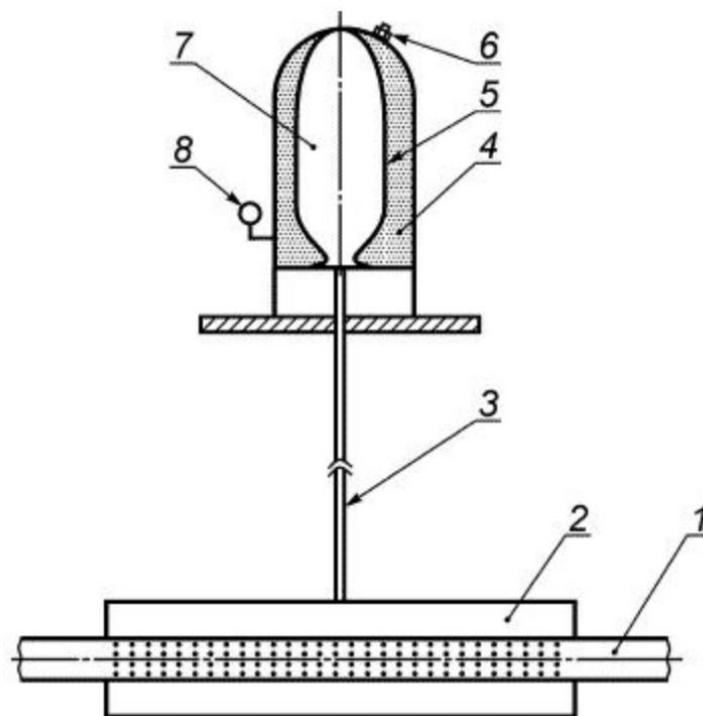
Стабилизаторы давления рассчитаны на давление рабочей среды в трубопроводной системе от 0,1 до 25 МПа, их изготавливают на многовариантной основе по моноблочной

и мультиблочной схеме, определяемой их целевым назначением, взаимоувязанным с проектом трубопроводной системы и условиями эксплуатации [22]. Для нефтяных трубопроводов подходят стабилизаторы давления, имеющие обозначение «СДН», исполнений I, II и IV. Конструкции указанных исполнений стабилизаторов давления представлены на рисунках 7 – 9.



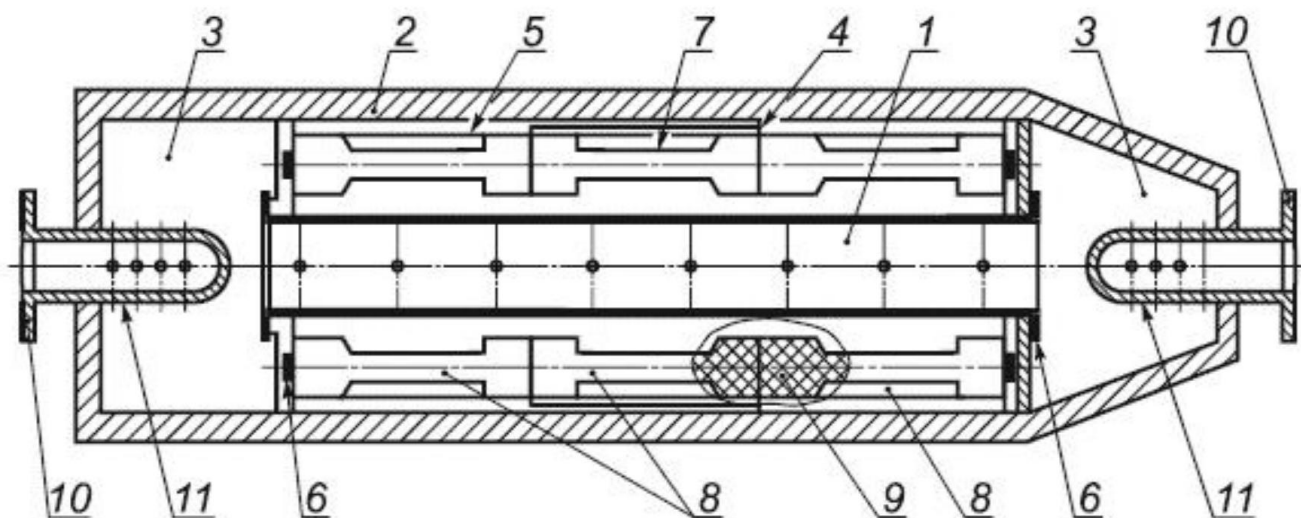
1 – участок центрального перфорированного трубопровода; 2 – цилиндрическая предкамера; 3 – демпфирующая камера; 4 – ограничитель перемещений упругих элементов, выполненный в виде перфорированной перегородки; 5 – подвижные упругие элементы, выполненные из упругодемпфирующего материала и заключенные в герметичную оболочку из эластичного материала; 6 – дополнительный гибкий упругий элемент

Рисунок 7 – Стабилизатор давления СДН исполнения I



1 – перфорированный центральный трубопровод; 2 – предкамера; 3 – присоединительный патрубок; 4 – газ под давлением; 5 – эластичная разделительная перегородка (оболочка); 6 – штуцер для закачки газа; 7 – полость для рабочей среды; 8 – манометр

Рисунок 8 – Стабилизатор давления СДН исполнения II



1 – перфорированный центральный трубопровод; 2 – кожух; 3 – предкамеры; 4 – жесткие кольца; 5 – стяжки; 6 – прижимы; 7 – упругие трубы (демпфирующие элементы); 8 – секции упругих труб; 9 – упругие элементы; 10 – присоединительные патрубки; 11 – перфорированная часть присоединительных патрубков

Рисунок 9 – Стабилизатор давления СДН исполнения IV

Стабилизаторы давления функционируют в автоматическом режиме без использования посторонних источников энергии и обеспечивают гашение волновых и вибрационных процессов до допустимого уровня как в аварийном, так и в штатном режиме работы.

При возникновении в основном трубопроводе волновых процессов в стабилизаторе давления происходит перетекание жидкости через отверстия перфорации в демпфирующую камеру или наоборот, в результате чего изменяется давление в гидравлической полости демпфирующей камеры. Такое последовательное взаимодействие рабочего тела с демпфирующими элементами позволяет обеспечить высокую эффективность работы стабилизатора давления за счет выраженной податливости демпфирующих элементов в динамическом режиме и диссипации энергии колебаний на отверстиях перфорации. Быстродействие стабилизаторов давления составляет не более 0,01 с [22].

Необходимо отметить, что указанные исполнения стабилизаторов давления рекомендованы к применению на технологических трубопроводах, имеющие гораздо меньшие значения производительности, чем магистральные нефтепроводы. Разработка подобных устройств для МН является весьма затруднительной задачей, вследствие получения на выходе технически сложных стабилизаторов, имеющих большие габаритные размеры и требующих высоких капитальных затрат. Преимущество способа

сброса части жидкости в сбросной резервуар или перепуска по байпасной линии в данном случае является очевидным.

1.3.4 Создание встречной волны пониженного давления

Создание встречной волны пониженного давления является активным средством защиты нефтепровода от перегрузок по давлению. Волна пониженного давления создается путем посылки сигнала по линии связи с остановленной НПС на предыдущую НПС для отключения на ней одного или нескольких НА. При этом от предыдущей НПС навстречу волне повышенного давления будет двигаться волна пониженного давления и предполагается, что при встрече эти волны будут взаимно гаситься. Однако при этом может возникнуть необходимость отключения отдельных НА на нескольких предыдущих НПС, так как отключение агрегатов на одной из них создаст волну повышенного давления по направлению к следующей предыдущей НПС и опасность чрезмерного повышения давления на ней [77]. Указанное обстоятельство является существенным недостатком этой системы.

Система создания волны пониженного давления применена на отдельных участках нефтепровода «Дружба» и носит название система защиты «Волна». Для формирования сигнала в этой системе применен специально разработанный датчик опасных возмущений (ДОВ), который выдает сигнал лишь при большой скорости нарастания давления – порядка 1,0 – 1,2 МПа за 5 – 6 с [77].

При проектировании и эксплуатации такой системы необходимо правильно рассчитать число НА, которые надо отключать на предыдущей НПС, чтобы не допустить опасных давлений, а также определить каким образом при этом измениться пропускная способность МН.

Недостатками системы «Волна» являются отсутствие компенсации волн разрежения и необходимость помехоустойчивости линии связи. Кроме того, часть МН остается незащищенной от волны давления с большой крутизной фронта [77].

Попытки подготовить научную основу для разработки подобной системы предпринимались и в рамках данного научного исследования в соавторстве с О. В. Кабановым и С. В. Самоленковым [30], [56], [72], но при моделировании процессов была выявлена неспособность данной системы к абсолютному сглаживанию волны гидроудара при резком закрытии ЗРА на напорной линии НПС, а только лишь возможность незначительного «среза» головного скачка.

1.3.5 Использование системы автоматического регулирования давления нефтеперекачивающей станции

При неустановившемся гидродинамическом процессе в нефтепроводе давление на входе и выходе НПС может выйти за допустимые пределы, определяемые несущей способностью трубопровода и кавитационным запасом насосных агрегатов. Для недопущения этого опасного явления и предотвращения аварийного отключения НПС на линиях нагнетания нефтеперекачивающих станций устанавливают системы автоматического регулирования давления (САРД), одной из задач которых является защита станций от волн ударного давления, распространяющихся вверх по потоку и приходящих с напорной линии НПС [80].

Необходимо отметить, что в общем случае регулирование давления на НПС может осуществляться следующими методами [38]:

- дросселированием потока;
- перепуском части потока из линии нагнетания в линию всасывания станции;
- изменение частоты вращения насосных агрегатов.

Метод дросселирования на практике применяется чаще других, хотя и не является экономичным. Метод основан на частичном перекрытии потока нефти на выходе из НПС, т.е. на создании дополнительного местного гидравлического сопротивления потоку перекачиваемой нефти [38]. Структура потока нефти при его дросселировании в регулирующей заслонке представлено на рисунке 10. Быстродействие регулирующих заслонок на магистральных нефтепроводах составляет от 20 до 40 секунд [3].

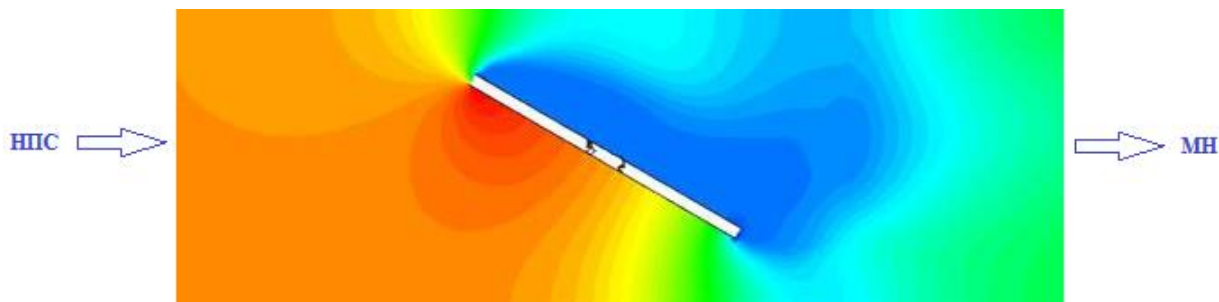


Рисунок 10 – Структура потока в регулирующей заслонке

Дросселирование помогает согласовать работу участков нефтепровода, но этот метод является крайне неэкономичным, ввиду наличия больших непроизводительных затрат энергии [76].

Недостатками метода устранения волн давления в МН посредством САРД являются:

- большие потери энергии во время регулирования переходных процессов;
- низкое быстродействие, ввиду инерционности регулирующих заслонок.

1.3.6 Установка системы сглаживания волн давления

В настоящее время наибольшее распространение получили системы сглаживания волн давления (ССВД) на базе сбросных клапанов «Danflo», производства фирмы «Daniel Valve Company» и клапанов «Flexflo», производства фирмы «Grove Dresser Italia», которые разработаны на основе зарубежных патентов и называются соответственно ССВД «Daniel» и ССВД «Arcron». В частности, указанными ССВД оборудованы оба магистральных нефтепровода, имеющие номинальные диаметры DN 1000 и DN 800, нефтеперекачивающей станции «Быково» (см. рисунок 11).



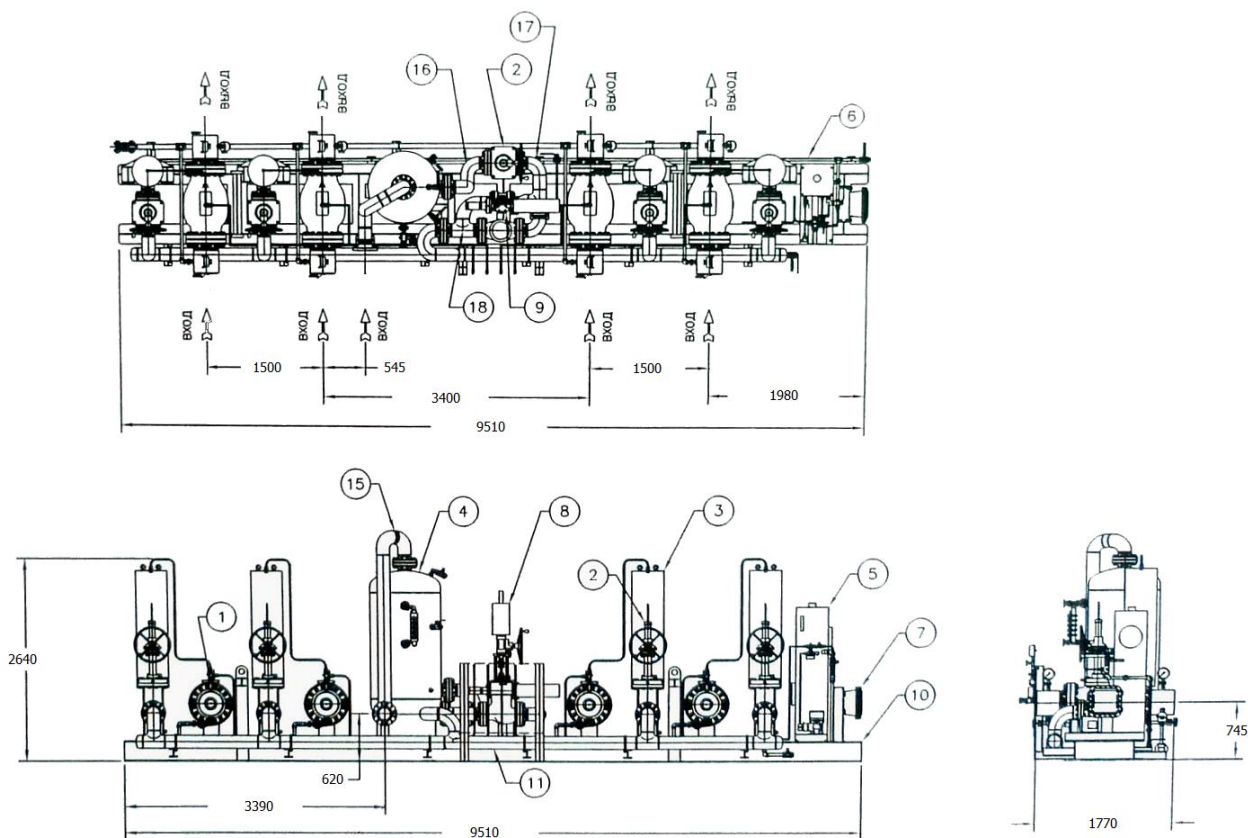
Рисунок 11 – Внешний вид ССВД «Daniel» (слева) и «Arcron» (справа)

ССВД «Daniel» размещается на единой раме, в состав системы входят клапаны сброса, воздушные накопители, клапан компенсации давления (дроссель), цепь запуска с байпасным клапаном, резервуар для гликоля, насос для гликоля, клапан управления гликолем, переключатели теплового потока производства фирмы «Fluid Components Inc.». Сброс нефти через клапаны сброса осуществляется в подземные сбросные емкости.

Электрические элементы находятся в распределительных коробках на краю конструкции рамы. Для удобства проведения систематического обслуживания и проверок предусмотрены дополнительные ручные отсечные клапаны и клапаны для слива. Конструктивно ССВД является полностью автономным устройством, а общий вид системы представлен на рисунке 12.

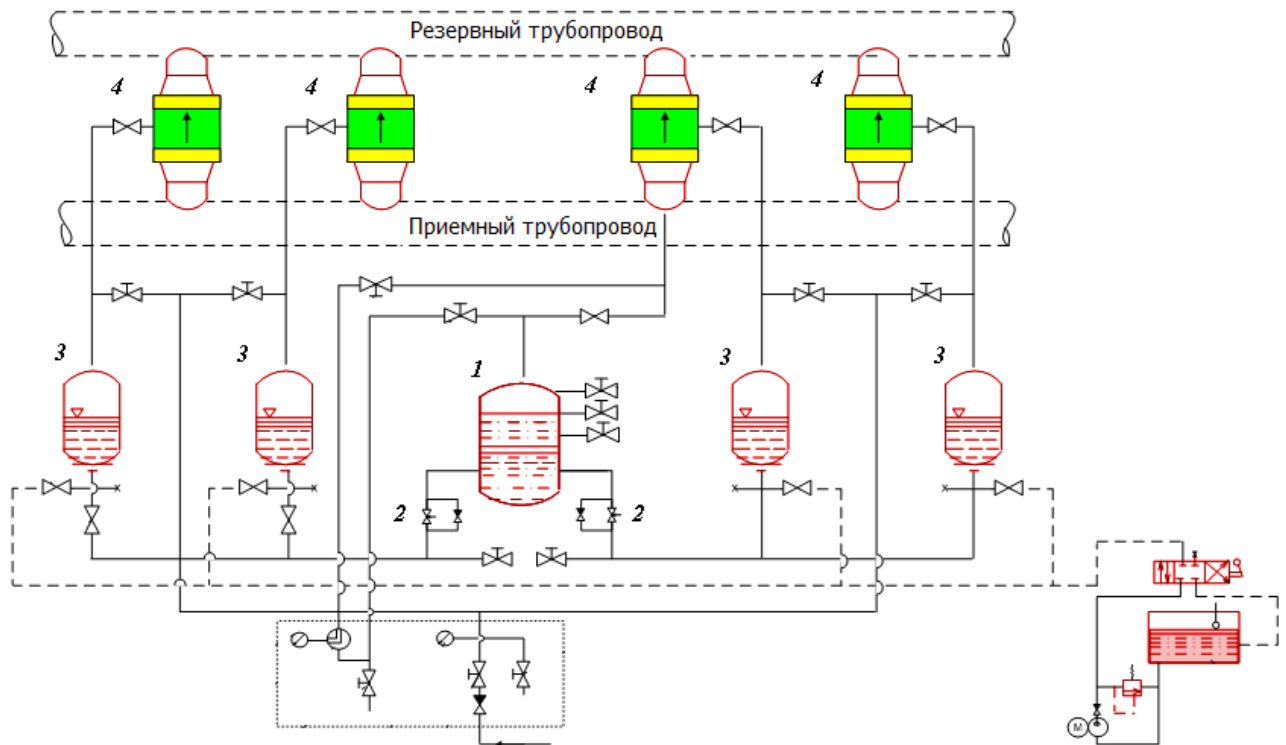
ССВД разработана специально для того, чтобы защищать магистральный нефтепровод от гидравлических ударов, которые могут возникать, в том числе, при неисправностях насосов. Она действует совершенно автоматически и позволяет вручную на месте отрегулировать допустимую скорость нарастания давления. ССВД подает электрические сигналы о состоянии и аварийные сигналы в специальный блок контроля и управления. Эти сигналы выводятся на внешнее оборудование, находящееся в помещении диспетчерской НПС.

Функциональная схема ССВД «Агсron» представлена на рисунке 13.



- 1 – клапан сглаживания волн давления; 2 – шиберная задвижка; 3 – аккумулятор; 4 – общая разделительная емкость; 5 – емкость с электронасосом для гликоля; 6 – дренажный коллектор; 7 – клеммная коробка; 8 – регулятор давления; 9 – перепускной клапан; 10 – рама; 11 – коллектор гликоля; 12, 13, 14 – не используется; 15 – входная труба в общую разделительную емкость; 16 – выходная труба общей разделительной емкости; 17 – вход байпасной трубы с гликолем; 18 – выход байпасной трубы с гликолем

Рисунок 12 – Чертеж общего вида системы сглаживания волн давления «Daniel»



1 – разделительная емкость; 2 – регулирующий дроссель; 3 – гидропневматический аккумулятор;
4 – сбросной клапан

Рисунок 13 – Функциональная схема ССВД «Arcron»

ССВД сбрасывает жидкость из трубопровода в подземный резервуар сброса. Скорость потока сбрасываемой жидкости регулируется таким образом, чтобы обеспечить скорость нарастания давления, соответствующую заданным настройкам.

Известны несколько видов клапанов, которыми в настоящее время оборудованы современные системы сглаживания волн давления. Клапаны марки «Flexflo», «Danflo» и клапан, разработанный инженерами группы компаний «IMS», представлены на рисунке 14.



«Danflo»



«Flexflo»



«IMS»

Рисунок 14 – Внешний вид предохранительных клапанов сброса для ССВД

Клапаны для сброса волн давления марки «Danflo», выпускаемые компанией «Daniel Valve Company», являются клапанами с аксиальным потоком и воздушным заполнением. Принцип действия основан на том, что в полости плунжера создается определенное давление воздуха, которое удерживает клапан в закрытом положении, пока в трубопроводе сохраняется допустимое давление и стационарный режим. Входной патрубок клапана сброса подсоединен к защищаемому трубопроводу, выход клапана выведен к подземному сбросному резервуару. При возникновении волнового процесса, давление в трубопроводе становится больше давления воздуха (газа) внутри клапана, и он быстро открывается, сбрасывая некоторое количество нефти в подземный сбросной резервуар.

Давление воздуха внутри центральной полости клапана сброса «Danflo» такое же, как и внутри гидропневматического аккумулятора. При росте давления в гидропневматическом аккумуляторе клапан будет переходить в закрытое положение, а уменьшение давления в аккумуляторе переводит клапан в открытое положение. Давление воздуха в гидропневматическом аккумуляторе регулируется дросселем, который отвечает за скорость нарастания давления. Если давление нарастает со скоростью, выше заданной, то дроссель эффективно уменьшает давление в гидропневматическом аккумуляторе. При этом клапан открывается на бóльшую величину, и скорость потока в емкость сброса возрастает. Наоборот, когда скорость нарастания давления становится меньше заданной величины, дроссель несколько повышает давление в гидропневматическом аккумуляторе, сбросной клапан прикрывается и скорость потока в сбросную емкость уменьшается.

Когда в трубопроводе восстанавливается стационарный режим, происходит сброс состояния системы, в результате чего она подготавливается к следующему возможному гидравлическому удару. Все операции выполняются автоматически и участие оператора в работе системы не требуется.

Клапан «Danflo», предназначенный для сглаживания гидравлических ударов, срабатывает очень быстро (не более 0,12 с). Клапан весьма чувствителен к величине давления, а скорость его открытия зависит от крутизны ударной волны. С другой стороны, клапан не является просто устройством, срабатывающим от повышения давления. Цикл его закрытия прямо зависит от клапана компенсации давления (дросселя), который отслеживает скорость нарастания давления в питающем трубопроводе. ССВД не

ограничивает давление на входе перекачивающей станции на определенном уровне, давление продолжает повышаться, но с меньшей заданной скоростью. Эта скорость роста давления достаточно мала и способствует эффективной работе блока регуляторов давления (БРД) в составе САРД. Система сглаживания волн давления обеспечивает среднюю скорость нарастания давления на входе станции при ее остановке в диапазоне от 0,01 до 0,03 МПа/с.

Кроме того, ССВД оборудована контуром для предотвращения нежелательных сбросов нефти в подземный резервуар при штатном режиме перекачки. Переключающая схема управляет байпасным клапаном, который поддерживается в открытом положении для того, чтобы направить поток в обход клапана компенсации давления. При росте давления в трубопроводе нефть перетекает из компенсационного бака в накопители. Когда байпасный клапан открыт, большая часть избыточного потока жидкости течет в обход клапана компенсации давления. Поэтому клапан компенсации давления не выдает команду на открытие клапанов сброса при нормальной работе трубопровода. Переключающая схема отслеживает рост давления в трубопроводе таким образом, что небольшая скорость роста давления не принимается во внимание. Однако в том случае, когда скорость роста давления составляет 0,01 – 0,03 МПа/с и нарастание длится 1,25 секунды, а давление в трубопроводе составляет 0,6 МПа или выше, переключающая схема закрывает байпасный клапан в течение одной секунды. Следовательно, переключающая схема предотвращает нежелательные сбросы нефти, является полностью автоматической и для ее работы участие оператора не требуется. При достижении предельного максимального уровня нефти в подземном сбросном резервуаре автоматически включается насос откачки, а при понижении уровня нефти до 200 мм выше приемного патрубка насос откачки отключается. Подробное описание и моделирование работы ССВД также имеется в работе [3].

Немаловажно, что ССВД сглаживают скачки давления, возникающие со стороны предыдущей НПС (по ходу движения потока нефти), сбрасывая часть транспортируемой нефти в подземный сбросной резервуар с последующей закачкой этой нефти в нагнетательную линию. Между тем известны случаи, когда ударная волна возникала и достигала НПС на линии нагнетания, в результате чего давление в нагнетательной линии НПС превышало предельно допустимое, и происходил разрыв трубы по сварному шву. Несмотря на то, что системы сглаживания волн давления реагируют не столько на

абсолютную величину давления, сколько на скорость изменения давления, что определяет бóльшую их эффективность по сравнению с обычными пружинными предохранительными клапанами (ППК), время срабатывания подобных систем составляет десятки долей секунды, а скорость волны гидравлического удара зачастую достигает 1000 м/с. Это обстоятельство делает вероятным прохождение головного скачка волны повышенного давления за ССВД и дальнейшее его распространение.

Также к недостаткам ССВД, особенно учитывая тот факт, что ССВД устанавливается на всасывающей линии НПС, можно отнести невозможность компенсировать волны разрежения, которые могут привести к кавитации во всасывающей линии НПС, срыву подачи на остановке перекачки. Так как давление в МН после НПС на порядок выше, чем давление перед НПС, необходимы меры по защите НПС от волн давления именно со стороны линии нагнетания НПС.

1.4 Выводы по первой главе

В первой главе рассмотрены причины возникновения волн давления и последствия для основного оборудования нефтеперекачивающих станций. Ярким выраженным примером возникновения ударной волны является закрытие задвижки на линейной части магистрального нефтепровода за время, которое меньше фазы гидравлического удара. Также рассмотрен случай срабатывания обратных клапанов нефтеперекачивающей станции и явление «запирания» давления в напорной линии станции.

Анализ теоретических работ и экспериментальных исследований выявил, наряду с хорошо изученными направлениями исследований неустановившихся процессов в трубопроводах, те направления, изучение которых поможет усовершенствовать существующие способы предупреждения чрезмерных перегрузок по давлению, в частности, режимы работы насосных агрегатов и обратных клапанов при прохождении волны давления, изменение скорости волны давления из-за наличия растворенного газа, гидравлическое трение при неустановившемся режиме течения.

Обзор современных способов защиты от волн давления выявил как достоинства, так и недостатки этих способов. Для комплексной защиты оборудования нефтеперекачивающих станций необходима защита от волн и повышенного, и пониженного давления, как со стороны линии питания станции, так и со стороны линии нагнетания станции. В условиях наличия высокой производительности магистральных нефтепроводов целесообразным способом является сброс части транспортируемой

жидкости при прохождении волн повышенного давления, и подкачка жидкости при прохождении волн пониженного давления. Ввиду высокой скорости протекания волновых процессов приоритетной задачей является обеспечение своевременного срабатывания клапана сброса.

Глава 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ

2.1 Математическое описание волнового процесса

Для теоретического обоснования процессов возникновения, распространения и ликвидации волн давления в насосно-трубопроводной системе необходимо представить математическое описание для каждого компонента системы: нефтепровода, нефтеперекачивающей станции, запорной-регулирующей арматуры на линейной части нефтепровода, устройства защиты от волн давления.

2.1.1 Математическая модель нефтепровода

С целью упрощения математической модели целесообразно перейти к одномерной математической модели, т.е. движение нефти по трубопроводу будет описываться переменными, усредненными по сечению потока.

В большинстве источников математическая модель, которая описывает распространение волны давления в трубопроводе, с некоторыми отличиями приведена к системе двух уравнений математической физики или дифференциальных уравнений в частных производных [20], [60]

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{4 \cdot \tau_0}{\rho \cdot d} = 0 \end{cases}, \quad (2.1)$$

где a – скорость волны ударного давления;

ρ – плотность нефти;

d – внутренний диаметр нефтепровода;

τ_0 – касательное напряжение на стенке трубы;

p – давление;

u – скорость потока нефти;

t, x – независимые переменные, соответственно, время и расстояние.

Касательное напряжение на стенке трубы связано с коэффициентом гидравлического трения следующим соотношением [74]

$$\tau_0 = \frac{\lambda_H}{8} \cdot \rho \cdot u \cdot |u|, \quad (2.2)$$

где λ_H – коэффициент гидравлического трения при неустановившемся режиме течения потока нефти.

Система уравнений (2.1) связывает давление в нефтепроводе и скорость потока нефти при неустановившемся режиме течения. Достаточно точное решение данной системы уравнений выполняется методом характеристик, который хорошо изучен, позволяет без особых затруднений решать нелинейные задачи и применяется в мировой практике сравнительно долгое время.

Для численного интегрирования системы уравнений (2.1) принимается, что независимые переменные « t » и « x » связаны между собой уравнением характеристик

$$dx \pm a \cdot dt = 0. \quad (2.3)$$

При помощи соотношения (2.3) систему уравнений (2.1), дополненную соотношением (2.2), заменяют двумя уравнениями в полных дифференциалах [20]:

$$dp + \rho \cdot a \cdot du + \frac{\lambda_H \cdot \rho \cdot u \cdot |u|}{2 \cdot d} \cdot dx = 0, \quad (2.4)$$

$$dp - \rho \cdot a \cdot du + \frac{\lambda_H \cdot \rho \cdot u \cdot |u|}{2 \cdot d} \cdot dx = 0. \quad (2.5)$$

Для решения уравнений (2.4) и (2.5) используются характеристические линии « C^+ » и « C^- », изображенные на рисунке 15.

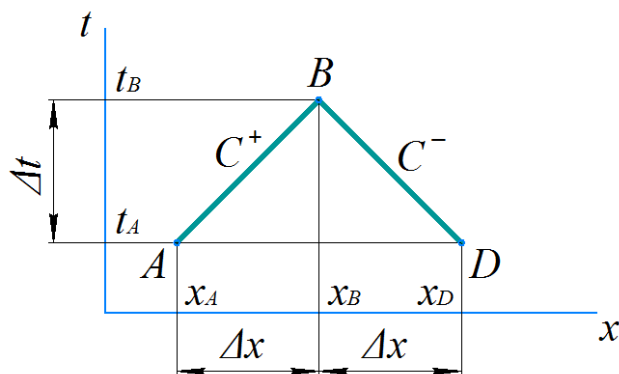


Рисунок 15 – Линии характеристик

Уравнение (2.4) решается вдоль характеристики « C^+ », а уравнение (2.5) – вдоль характеристики « C^- » путем интегрирования зависимости (2.3):

$$\Delta t = \int_{x_B}^{x_A} \frac{dx}{a(x)}, \quad (2.6)$$

$$\Delta t = \int_{x_B}^{x_D} \frac{dx}{a(x)}. \quad (2.7)$$

Если скорость звука постоянна, то зависимости (2.6) и (2.7) принимают вид уравнений прямых линий:

$$x_A - a \cdot t_{n-1} = x_B - a \cdot t_n, \quad (2.8)$$

$$x_D + a \cdot t_{n-1} = x_B + a \cdot t_n. \quad (2.9)$$

Для отслеживания параметров волны давления, т.е. скорости и давления, необходимо решить дифференциальные уравнения (2.4) и (2.5) с использованием пространственно-временной сетки с заданными шагами « Δx » и « Δt » по двум координатам, причем угол наклона характеристик определяется скоростью волны давления « a ». Таким образом, сетка сводится к двум координатам: длине нефтепровода и времени (показана условно на рисунке 16).

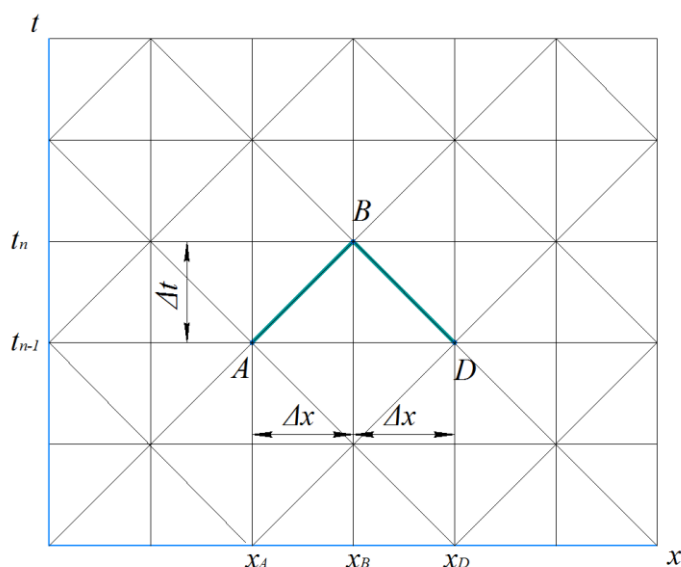


Рисунок 16 – Расчетная сетка «длина-время» в методе характеристик

Нефтепровод разделен на ряд внутренних отрезков длиной « Δx », равных расстоянию, которое проходит волна давления в течении одного временного шага « Δt », т.е. « $\Delta x = a \cdot \Delta t$ ».

Метод характеристик заключается в том, что дифференциальные уравнения (2.4) и (2.5) аппроксимируются алгебраическими уравнениями первого порядка в конечных разностях. Так, для характеристик « C^+ » и « C^- », идущих из точек « A » и « D » и пересекающихся в точке « B » справедливо:

$$p_B - p_A + \rho \cdot a \cdot (u_B - u_A) + \frac{\lambda_{H(A)} \cdot \rho \cdot u_A \cdot |u_A|}{2 \cdot d} \cdot (x_B - x_A) = 0, \quad (2.10)$$

$$-(p_B - p_D) + \rho \cdot a \cdot (u_B - u_D) + \frac{\lambda_{H(D)} \cdot \rho \cdot u_D \cdot |u_D|}{2 \cdot d} \cdot (x_B - x_D) = 0, \quad (2.11)$$

где $p_k, u_k, x_k, \lambda_{H(k)}$ – давление, скорость, координата и коэффициент гидравлического трения в соответствующих точках сетки характеристик.

Начальные условия (значения давления и скорости при « $t = 0$ ») задаются по результатам установившегося расчета и известны по всей протяженности нефтепровода. Затем в расчет вводятся возмущающие параметры (следствие закрытия задвижки на линейной части, запуск или отключение насосного агрегата) и эта информация распространяется вдоль нефтепровода с помощью характеристических линий с углом наклона, который соответствует скорости волны. Таким образом, можно прогнозировать значения параметров на следующем временном шаге « $t_n = t_{n-1} + \Delta t$ ». После того как все параметры станут известными в каждом расчетном узле нефтепровода на текущем временном шаге весь процесс повторяется для следующего временного шага.

При этом важно задавать корректное значение временного шага при расчете, который зависит от конкретной задачи. Существует взаимосвязь между временным шагом, длиной нефтепровода и скоростью волны через число внутренних расчетных узлов Num

$$Num = \frac{L}{a \cdot \Delta t}, \quad (2.12)$$

где L – расстояние между граничными условиями, например, между нефтеперекачивающей станцией и задвижкой на линейной части;

Δt – временной шаг.

Давление, скорость и газовое содержание вычисляется для каждого внутреннего узла в конце каждого временного шага.

Если условиться, что нефть – это однородная условно несжимаемая жидкость, то на скорость волны давления в нефтепроводе в отличие от звуковой волны в жидкости кроме плотности и модуля объемной упругости нефти оказывают влияние параметры нефтепровода: диаметр, толщина стенки, материал трубы. В общем случае на величину скорости волны давления кроме перечисленного влияют расчетная температура и газонасыщенность нефти.

Для характеристики волны давления в нефтепроводе вводится параметр – эффективный модуль упругости нефтепровода (приведенный модуль упругости жидкой среды в упругой трубе)

$$\beta_{\text{э}} = (\beta^{-1} + \beta_T^{-1})^{-1}, \quad (2.13)$$

где β – объемный модуль упругости нефти;

β_T – объемная жесткость стенки трубопровода.

Объемная жесткость стенки трубопровода находится как

$$\beta_T = \frac{s \cdot E}{d \cdot \gamma}, \quad (2.14)$$

где s – толщина стенки нефтепровода;

E – модуль упругости материала трубы нефтепровода;

γ – коэффициент стесненности нефтепровода.

Коэффициент стесненности нефтепровода зависит от способа закрепления трубопроводных опор и принимает следующие значения [98]

$$\gamma = \begin{cases} 1 \\ 1 - \mu/2 \\ 1 - \mu^2 \end{cases}, \quad (2.15)$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Для нефтепровода, укладываемого под землей, а также при условии содержания в нефти свободного и растворенного газа, который дает некую неопределенность в расчете волны давления, коэффициент стесненности нефтепровода принимается « $\gamma = 1$ ».

Скорость волны давления в нефтепроводе без учета газосодержания в нефти определяется следующим образом [29]

$$a_0 = \sqrt{\frac{\beta_{\text{э}}}{\rho}}. \quad (2.16)$$

При этом известно, что в нефти любого качества содержится газ, которым она насыщается при атмосферном или превышающем его давлении (растворенный газ). Выделение растворенного газа происходит в результате прохождения инверсивной волны разрежения и уменьшения давления до некоторых определенных значений, вплоть до давления насыщенного пара. Процесс напоминает явление, при котором пузырьки углекислого газа выделяются в бутылке с газированной водой при откручивании крышки.

Из формул (2.13), (2.16) видно, что скорость распространения волны давления напрямую зависит от объемного модуля упругости нефти, который тем меньше, чем больше содержание пузырьков газа и пара. Таким образом, выделившийся газ уменьшает скорость волны на значительную величину. Это явление подобно процессу, наблюдаемому при паровой кавитации, и называется газовой кавитацией. Отличие состоит в том, что абсолютное давление может опуститься ниже давления высвобождения газа, но не может опуститься ниже давления насыщенного пара нефти.

В результате газовыделения скорость волны может быть переменной. При этом она является функцией внутреннего давления в нефтепроводе и характеристик легких фракций. Для корректного расчета параметров волн давления необходима модель, позволяющая вычислять количество газа, способного высвободиться из нефти при уменьшении давления. Такая модель может быть основана на предположении, что свободный газ распределяется во всем объеме нефти и способен повторно растворяться при повышении давления, но этот процесс растворения происходит гораздо труднее, чем высвобождение. Так как выделение газа происходит при прохождении отрицательной волны давления, то на форму, амплитуду и продолжительность первого пика положительного скачка газовой выделение не влияет.

Моделирование волн давления в нефтепроводе с учетом газовой выделение целесообразно производить, если масса растворенного газа превышает равновесное значение. Константа равновесия вычисляется следующим образом [79]

$$K_p = \frac{\chi}{K_g}. \quad (2.17)$$

где χ – отношение молярной массы растворенного газа к молярной массе жидких фракций нефти;

K_g – константа Генри.

Моделирование переменной скорости волны давления связано с коэффициентами газовой выделение и газопоглощения, соответственно « G_B », « G_D ». Значение коэффициента газовой выделение существенно зависит от степени турбулизации потока нефти. При этом для расчета в первом приближении можно принять, что значение « $G_B = 0,01 \text{ с}^{-1}$ » будет считаться удовлетворительным для моделирования волны давления с переменной скоростью распространения. Содержание свободного газа оказывает значительное влияние на скорость волны давления, уменьшая ее до двух раз.

Скорость волны давления является функцией внутреннего давления в нефтепроводе и массового содержания свободного и растворенного газа в нефти [100]

$$a = \frac{a_0 \cdot p}{\sqrt{\rho^2 \cdot a_0^2 \cdot R \cdot T \cdot M + p^2}}, \quad (2.18)$$

где R – газовая постоянная;

T – температура;

M – массовая доля свободного газа.

Массовая доля свободного газа на следующем временном шаге

$$M_n = M_{n-1} + \Delta M, \quad (2.19)$$

где ΔM – величина изменения свободного газа за временной шаг.

Растворенный газ выделяется, когда его массовая доля не меньше равновесной массовой доли газа, т.е. « $M' \geq M_P$ ». Увеличение свободного газа (за счет выделения растворенного газа) за один временной шаг находится как

$$\Delta M = (M' - M_P) \cdot G_B \cdot \Delta t. \quad (2.20)$$

Свободный газ растворяется, когда массовая доля растворенного газа меньше равновесной массовой доли газа, т.е. « $M' < M_P$ ». Уменьшение свободного газа за один временной шаг находится как

$$\Delta M = (M' - M_P) \cdot G_{II} \cdot \Delta t. \quad (2.21)$$

Равновесная массовая доля растворенного в нефти газа рассчитывается по формуле [85]

$$M_P = K_P \cdot \bar{p} = \frac{\chi}{K_G} \cdot \left(\frac{p - p_{НП}}{p_A} \right), \quad (2.22)$$

где $\bar{p}$ – парциальное давление газа;

$p_{НП}$ – давление насыщенного пара нефти;

p_A – атмосферное давление.

Вопросы моделирования волн давления с переменной скоростью затрагивались ранее в работе [39] в соавторстве с О. В. Кабановым.

Для быстро изменяющегося неустойчившегося процесса, т.е. за время меньшее чем фаза волны давления « $2 \cdot t_L$ » повышение давления определяется по фундаментальной формуле Н.Е. Жуковского

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta u, \quad (2.23)$$

где Δu – величина изменения скорости потока.

Расчет гидравлических потерь в нефтепроводе при неустановившемся режиме течения потока по формулам для установившегося режима, справедлив для медленно протекающих переходных процессов. Для быстропротекающих процессов, например, при прямом гидравлическом ударе, когда перекрытие сечения трубы происходит за время меньшее чем фаза волны давления, такой подход дает расхождение расчета и эксперимента при определении затухания и фазового сдвига волн давления [85].

Для повышения точности расчета быстроизменяющегося неустановившегося процесса применяется следующая модель определения коэффициента гидравлического трения [92]

$$\lambda_H = \lambda + \frac{\sqrt{V} \cdot d}{2 \cdot u^2} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + a \cdot \operatorname{sgn}(u) \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| \right], \quad (2.24)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения при установившемся режиме течения потока нефти;

V – аппроксимационный коэффициент затухания Варди;

sgn – математическая функция «сигнум».

Аппроксимационный коэффициент затухания Варди зависит от режима течения потока. Так для ламинарного режима течения потока нефти

$$V = 0,00476. \quad (2.25)$$

Для турбулентного режима течения потока нефти

$$V = 7,41 \cdot \operatorname{Re}^{-\log(14,3 / \operatorname{Re}^{0,05})}, \quad (2.26)$$

где Re – число Рейнольдса.

2.1.2 Математическая модель нефтеперекачивающей станции

К основному оборудованию нефтеперекачивающей станции, вносящему вклад в неустановившийся процесс распространения волн давления, не включая систему сглаживания волн давления, а также сопутствующие коммуникации в линиях питания и нагнетания, можно отнести насосные агрегаты и обратные клапаны. Следовательно, на этих узлах станции и будет сделан акцент в этой части диссертационного исследования.

Математическая модель насосного агрегата

Работу насоса на неустановившемся режиме можно смоделировать уравнением изменения во времени дифференциального напора [91]

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial Q} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.27)$$

где H – дифференциальный напор насоса;

Q – подача насоса;

ω – угловая скорость вращения вала насоса.

Линеаризованное уравнение для изменения дифференциального напора за малый промежуток времени Δt имеет следующий вид

$$\Delta H = \frac{\partial H}{\partial Q} \cdot \Delta Q + \frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t, \quad (2.28)$$

где $\Delta Q = Q_n - Q_{n-1}$ – изменение расхода за один временной шаг.

Это уравнение используется для нахождения значения расхода на требуемом временном шаге через значение расхода на предыдущем шаге

$$Q_n = Q_{n-1} + \frac{\Delta H - \frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t}{\frac{\partial H}{\partial Q}}. \quad (2.29)$$

При достижении волной давления нефтеперекачивающей станции, насосы могут работать в тормозном режиме или режиме турбины. Для правильного расчета неустановившегося режима работы насоса необходимо иметь его характеристику в четырех квадрантах. Как известно производитель вносит в паспорт только один квадрант рабочей характеристики насоса, остальные три квадранта при вращении вала насоса в положительном или отрицательном направлении характеризуют работу насоса на особых режимах [79], [85].

Исходя только из теоретических соображений, невозможно заранее установить, как будут изменяться основные параметры насоса при различных условиях его работы.

Ключевым подходом для решения этой задачи является ввод понятий относительных значений скорости вращения, подачи, дифференциального напора и

крутящего момента на валу, которые находятся как нижеприведенные отношения соответственно

$$\omega' = \frac{\omega}{\omega_H}; \quad Q' = \frac{Q}{Q_H}; \quad H' = \frac{H}{H_H}; \quad T' = \frac{T}{T_H}, \quad (2.30)$$

где ω, Q, H, T – фактические значения скорости вращения, подачи, дифференциального напора и эффективного крутящего момента;

ω_H, Q_H, H_H, T_H – номинальные значения указанных параметров (значения, соответствующие максимальному КПД насосного агрегата).

Из отношений (2.30) для решения уравнения (2.29) следует, что:

$$\frac{\partial H}{\partial Q} = \frac{\partial H'}{\partial Q'} \cdot \frac{H_H}{Q_H} = \frac{4}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho \cdot g} \cdot \frac{\partial(\delta p')}{\partial v'} \cdot \frac{\delta p_H}{v_H}, \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \omega} = \frac{\partial H'}{\partial \omega'} \cdot \frac{H_H}{\omega_H} = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot \frac{\partial(\delta p')}{\partial \omega'} \cdot \frac{\delta p_H}{\omega_H}, \quad (2.32)$$

где $\delta p, \delta p', \delta p_H$ – фактическое, относительное и номинальное дифференциальные давления насоса;

u, u', u_H – фактическая, относительная и номинальная скорости потока в нагнетательной линии насоса.

Связь относительных значений основных параметров при неустановившемся режиме работы для геометрически подобных насосов вытекает из теории подобия [37]

$$\frac{\omega'_1}{\omega'_2} = \frac{Q'_1}{Q'_2} = \sqrt{\frac{H'_1}{H'_2}} = \sqrt{\frac{T'_1}{T'_2}}, \quad (2.33)$$

где 1, 2 – индексы, идентифицирующие геометрически подобные насосы.

Существует восемь особых режимов работы насоса, которые можно показать на четырехквadrантной характеристике насоса [62]. Сьютер [95] разработал безразмерные параметры (для напора, крутящего момента и определение квадранта), которые позволяют получить полную характеристику насоса. Для этого необходимо применить теорию подобия с использованием имеющихся эмпирических четырехквadrантных характеристик ранее исследуемых насосов, а также использовать паспортные характеристики интересующего насоса, коэффициент быстроходности которого попадает в интервал между коэффициентами быстроходности ранее исследуемых насосов.

Безразмерные параметры Сьютера для напора, крутящего момента и определение квадранта находятся следующим образом [95]:

$$W_H = \frac{H'^2}{\omega'^2 + Q'^2} = \frac{\delta p'^2}{\omega'^2 + u'^2}, \quad (2.34)$$

$$W_T = \frac{T'^2}{\omega'^2 + Q'^2} = \frac{T'^2}{\omega'^2 + u'^2}, \quad (2.35)$$

$$\theta = \arctg \left(\frac{\omega'}{Q'} \right). \quad (2.36)$$

Подробнее о методе получения диаграмм Сьютера, т.е. графиков зависимостей « $W_H = f(\theta)$ » и « $W_T = f(\theta)$ » изложено в работах [79], [85], [95].

Через безразмерные параметры Сьютера определяются относительный дифференциальный напор (давление), относительная подача насоса и строится его полная характеристика в координатах « $Q' - H'$ » или « $u' - \delta p'$ », которая дополняет первое граничное условие, моделирующее работу насоса на неустановившемся режиме работы.

В таблице 1 приведена классификация режимов работы центробежного насосного агрегата.

Таблица 1 – режимы работы центробежного насосного агрегата

№ режима	Название режима	Направление потока	Направление вращения вала	Безразмерный параметр θ
1	режим насоса	прямое	положительное	$0 \div \pi/2$
2	режим тормоза	обратное	положительное	$\pi/2 \div \pi$
3	режим турбины	обратное	отрицательное	$\pi \div 3\pi/2$
4	режим обратного тормоза	прямое	отрицательное	$3\pi/2 \div 2\pi$

С учетом вышеизложенного и руководствуясь положениями [79], [85] следует, что частная производная относительного дифференциального напора по относительной подаче выражается следующим образом

$$\frac{\partial H'}{\partial Q'} = \frac{\partial(\delta p')}{\partial u'} = 2 \cdot Q \cdot W_H - \omega \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}. \quad (2.37)$$

Аналогично для относительной угловой скорости вращения вала

$$\frac{\partial H'}{\partial \omega'} = \frac{\partial(\delta p')}{\partial \omega'} = 2 \cdot \omega \cdot W_H - Q \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}. \quad (2.38)$$

Изменение угловой скорости во времени выражается известным соотношением [61]

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T}{I} = \frac{T_{II} - T_M - T_{\Gamma}}{I_H + I_{II}}, \quad (2.39)$$

где $I = I_H + I_{II}$ – суммарный момент инерции насосного агрегата;

I_H – момент инерции насоса;

I_{II} – момент инерции привода насоса.

Крутящему моменту, который развивает привод насоса противодействует механический момент сопротивления и гидравлический момент сопротивления. В первом приближении крутящий момент, развиваемый приводом насоса, может быть найден в качестве следующего отношения

$$T_{II} = \frac{N_B}{\omega}, \quad (2.40)$$

где N_B – мощность на валу насоса (мощность привода).

Механический момент сопротивления для значений относительной угловой скорости в пределах $\omega' \in [-1; 1]$, т.е. в предположении, что текущая скорость вращения находится между номинальной скоростью и реверсивной скоростью, равной по модулю номинальной, определяется выражением

$$T_M = T_{0M} \cdot \omega' \cdot \left(\frac{1}{|\omega'|} - 1 \right). \quad (2.41)$$

Величину начального механического момента сопротивления (при нулевой угловой скорости) в первом приближении можно определить следующим образом

$$T_{0M} = 0,1 \cdot T_{II}. \quad (2.42)$$

Механический момент сопротивления для значений относительной угловой скорости при других условиях, т.е. для $\omega' \in (-\infty; -1) \cup (1; +\infty)$ принимается равным $T_M = 0$.

Гидравлический момент сопротивления находится как [37]

$$T_{\Gamma} = T_H \cdot W_T \cdot (\omega'^2 + Q'^2). \quad (2.43)$$

Эффективный номинальный крутящий момент находится как отношение номинальной мощности на валу насоса к номинальному КПД

$$T_H = \frac{N_{BH}}{\omega_H} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\omega_H \cdot \eta_H}, \quad (2.44)$$

где $\eta_H = 0,65..0,85$ – номинальный КПД насоса.

Одним из ключевых параметров насосных агрегатов, влияющих на расчет их работы на неустановившемся режиме, является момент инерции. Момент инерции насоса и привода насосного агрегата для ориентировочного определения в первом приближении можно находить по тривиальной формуле нахождения момента инерции сплошного цилиндра, вращающегося вокруг своей оси

$$I_{Ц} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2, \quad (2.45)$$

где m – масса цилиндра;

r – радиус цилиндра.

Для проверки правильности определения момента инерции можно сравнить найденные значения с ниже приведенными формулами аппроксимации для насоса и привода, учитывающими вклад увлекаемой ротором жидкости в общий момент инерции. Эти формулы можно представить в удобных физических величинах следующим образом [97]:

$$I_H = 0,03768 \cdot \left(\frac{N_{ПН}}{n_H^3} \right)^{0,9556} = 19,286 \cdot \left(\frac{d^2}{\omega_H^3} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0,9556}, \quad (2.46)$$

$$I_{П} = 0,0043 \cdot \left(\frac{N_{ПН}}{n_H} \right)^{1,48} = 0,08484 \cdot \left(\frac{d^2}{\omega_H} \cdot v_H \cdot \delta p_H \right)^{1,48}. \quad (2.47)$$

Полезная номинальная мощность насоса

$$N_{ПН} = \rho \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H. \quad (2.48)$$

Номинальная частота вращения вала насоса

$$n_H = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_H. \quad (2.49)$$

Кроме того, для сравнения можно использовать справочные графики [89], представленные на рисунке 17.

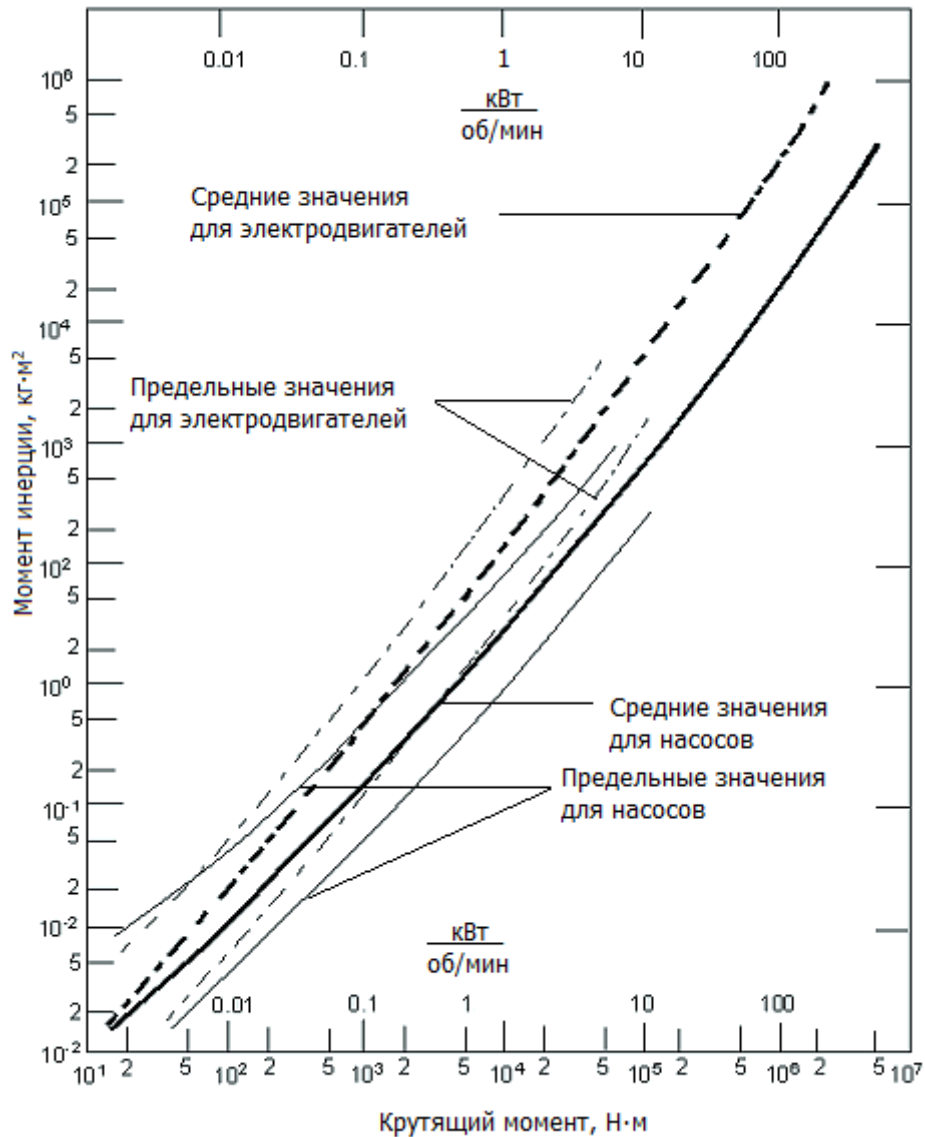


Рисунок 17 – Графики определения момента инерции насоса и привода

Максимальное значение временного шага должно быть меньше следующих отношений [85]

$$\Delta t < \left\{ \frac{\pi^2 \cdot n_{\phi}^2 \cdot I}{900 \cdot N_B}; \frac{I \cdot \omega}{T} \right\}, \quad (2.50)$$

где n_{ϕ} – частота вращения вала насоса.

В случае применения бóльшего значения временного шага, результат расчета будет весьма неустойчивым.

Изменение дифференциального напора насоса « ΔH », входящее в формулу (2.29), за один временной шаг « Δt » можно выразить через дифференциальное давление насоса

на предыдущем шаге и фактические значения давления в нагнетательной и всасывающей линиях насоса следующим образом

$$\Delta H = H_n - H_{n-1} = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot (\delta p - \delta p_{n-1}) = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot (p_n - p_{BC} - \delta p'_{n-1} \cdot \delta p_H), \quad (2.51)$$

где $p_{BC} = p_{n-1} - \delta p' \cdot \delta p_H$ – фактическое значение давления во всасывающей линии насоса (определяется по характеристике « $u' - \delta p'$ »);

p_{n-1} – фактическое значение давления нагнетательной линии на предыдущем шаге;

δp_H – номинальное дифференциальное давление насоса.

Для того, чтобы уравнение (2.29) полноценно выступало в качестве первого граничного условия для системы уравнений волнового процесса (2.1) необходимо его привести к одинаковым физическим величинам. С учетом вышеприведенных выкладок граничное условие, моделирующее работу насоса, будет выглядеть следующим образом (формула 2.52)

$$u_n = u_{n-1} + \frac{p - p_{n-1} + (\delta p' - \delta p'_{n-1}) \cdot \delta p_H - \left(2 \cdot \omega' \cdot \omega_H \cdot W_H - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u' \cdot u_H \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta} \right) \cdot \frac{\delta p_H}{\omega_H} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot u' \cdot u_H \cdot W_H - \omega' \cdot \omega_H \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta} \right) \cdot \frac{\delta p_H}{u_H}},$$

где u_{n-1} – фактическое значение скорости потока нефти в трубопроводе на предыдущем шаге;

$\omega', W_H, \frac{\partial W_H}{\partial \theta}$ – определяются по таблицам, получаемым из диаграмм Сьютера [85];

$u', \delta p'$ – определяются по полной характеристике насоса « $u' - \delta p'$ ».

Для того, чтобы излишне не перегружать формулу (2.52), выражение производной угловой скорости по времени, полученное из формул (2.39) – (2.44), (2.46) – (2.49), выписано отдельно в виде

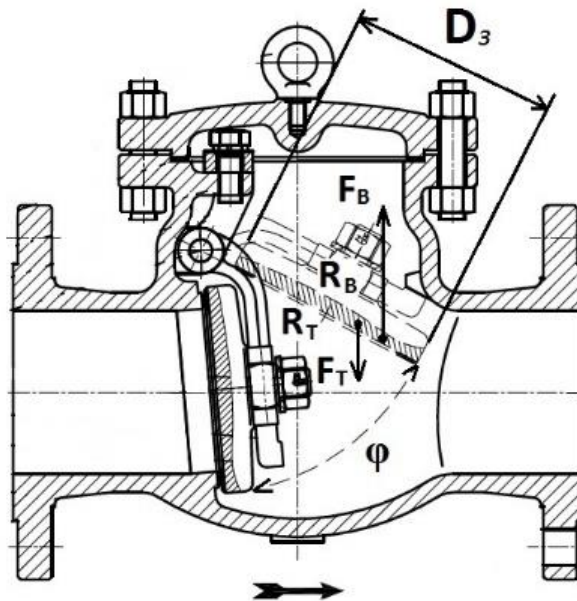
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{\eta_H} \cdot \frac{\frac{1}{\omega'} - \frac{1}{10} \cdot \left(\frac{1}{|\omega'|} - 1 \right) - T'^2}{\frac{24,2937}{\omega_H^{1,8668} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0,0444}} + 0,1213 \cdot \left(\frac{1}{\omega_H} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0,48}}. \quad (2.53)$$

Математическая модель обратного клапана

Обратный клапан предназначен для исключения обратного потока в линии нагнетания насоса. Для расчета обратных клапанов предлагается использовать две модели:

- обратный клапан с дисковым затвором;
- поворотный обратный клапан общего вида.

Работа обратного клапана с дисковым затвором является наиболее сложной. На рисунке 18 изображена типовая конструкция данного обратного клапана.



$D_з$ – диаметр диска затвора; $R_т$ – расстояние от шарнира до центра тяжести затвора; $R_в$ – расстояние от шарнира до центра давления затвора; $F_т$ – сила тяжести затвора; $F_в$ – выталкивающая сила затвора; φ – угол открытия затвора

Рисунок 18 – Конструкция обратного клапана с дисковым затвором

Дисковый затвор шарнирно закреплен в своей верхней части и удерживается в открытом положении движением нефти под ним. Затвор закрывается под действием силы тяжести и при движении нефти через клапан в обратном направлении.

При неустановившемся режиме течения угловая скорость и угловое ускорение диска затвора связаны с углом открытия затвора следующими зависимостями:

$$\omega^Д = \frac{d\varphi}{dt}, \quad (2.54)$$

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \quad (2.55)$$

Значения угла открытия затвора и угловой скорости диска затвора на каждом временном шаге рассчитывается через значения связанных параметров на предыдущем шаге:

$$\varphi_n = \varphi_{n-1} - \omega_{n-1}^D \cdot \Delta t - \frac{\varepsilon_{n-1} \cdot \Delta t^2}{2}, \quad (2.56)$$

$$\omega_n^D = \omega_{n-1}^D + \varepsilon_{n-1} \cdot \Delta t. \quad (2.57)$$

Величина углового ускорения диска затвора обратного клапана определяется из выражения, ранее приведенного в работе [42], в соавторстве с А. Е. Белоусовым и О. В. Кабановым, т.е.

$$\varepsilon = \frac{M_T - \operatorname{sgn}(u) \cdot M_G - M_B - \operatorname{sgn}(M_T - \operatorname{sgn}(u) \cdot M_G - M_B) \cdot M_C}{I_3}, \quad (2.58)$$

где M_T – момент силы тяжести затвора обратного клапана;

sgn – математическая функция «сигнум»;

u – скорость потока нефти;

M_G – гидродинамический момент;

M_B – момент силы, выталкивающей дисковый затвор из нефти;

M_C – момент сил сопротивления подвижного узла затвора;

I_3 – момент инерции дискового затвора обратного клапана.

Момент в направлении закрытия диска затвора условно принят с положительным знаком, следовательно, момент силы тяжести затвора всегда положителен и является функцией угла его открытия

$$M_T = F_T \cdot R_T \cdot \sin \varphi = m_3 \cdot g \cdot R_T \cdot \sin \varphi, \quad (2.59)$$

где m_3 – масса дискового затвора.

При прямом направлении движения потока через обратный клапан, гидродинамический момент действует на открытие диска затвора, т.е. в отрицательном направлении, а при изменении потока на обратное направление гидродинамический момент приобретает положительный знак. Формула гидродинамического момента при неустановившемся режиме течения на определенном временном шаге имеет следующий вид [42]

$$M_{\Gamma} = \pm \frac{1}{2} \cdot k_{\Gamma M} \cdot (1 + \xi) \cdot D_3^3 \cdot \rho \cdot (u - R_T \cdot \omega^D)^2, \quad (2.60)$$

где $k_{\Gamma M}$ – коэффициент гидродинамического момент;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления клапана.

Момент силы, выталкивающей затвор из нефти вычисляется следующим образом

$$M_B = \rho \cdot g \cdot V_3 \cdot R_B \cdot \sin \varphi, \quad (2.61)$$

где V_3 – объем затвора обратного клапана.

Направление момента сил сопротивления подвижного узла затвора всегда противоположно знаку алгебраической суммы основных действующих моментов. Значение момента сил сопротивления подвижного узла затвора существенно отличается для состояний покоя и движения, при этом в движении его величина относительно мала. Это является следствием того, что с увеличением скорости величина коэффициента трения уменьшается, переходя в смешанное трение. Минимальное значение коэффициента трения соответствует границе перехода к жидкостному трению, при котором трущиеся поверхности полностью разделены слоем нефти. Для подвижных узлов, работающих в условиях граничного или смешанного трения, момент сил сопротивления подвижного узла затвора находится как

$$M_C = f \cdot F_{PE3} \cdot \frac{d_B}{2}, \quad (2.62)$$

где f – коэффициент трения стального вала;

F_{PE3} – результирующая радиальная нагрузка на подвижный узел затвора;

d_B – диаметр вала подвижного узла затвора.

Момент инерции диска затвора обратного клапана с учетом теоремы Штейнера определяется следующим образом

$$I_3 = \frac{5}{16} \cdot m_3 \cdot D_3^2. \quad (2.63)$$

Моделирование поворотного обратного клапана в общем случае производится на основе уравнения соотношения давления и расхода [69]. При этом за основу принято понятие равновесных потерь давления, т.е. значение потерь давления в случае равновесия запирающего элемента при возможно минимальном расходе через клапан (см. рисунок 19). Клапан приоткрывается, когда ускорение запирающего элемента принимает

положительное значение в следствие того, что разность давлений на входе и выходе (потери давления) становится больше равновесного значения и, соответственно, закрывается, когда значение потерь давления будет меньше равновесного значения. Минимальный расход (или минимальная скорость потока), необходимый для открытия клапана, обычно указывается в технических характеристиках клапана.

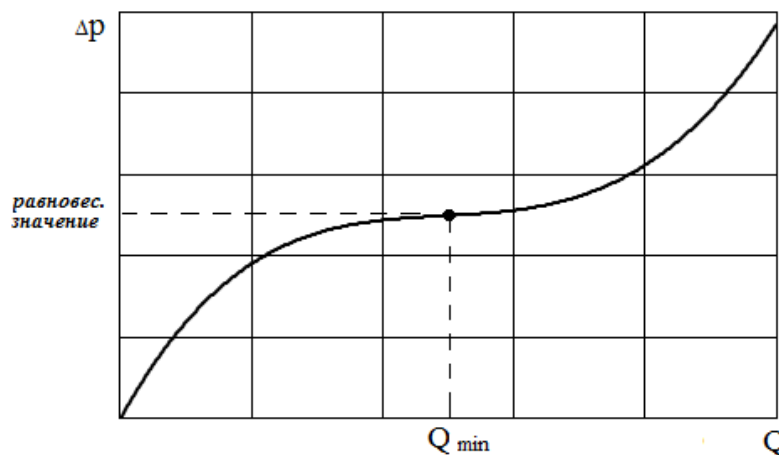


Рисунок 19 – Типовая диаграмма перепада давления обратного клапана

Для моделирования работы клапана при неустановившемся режиме течения потока используется уравнение

$$Q \cdot |Q| = \mu_Q^2 \cdot S_{зф}^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H_{1-2} = \mu_Q^2 \cdot S^2 \cdot \delta^2 \cdot 2 \cdot \frac{P_{1-2}}{\rho}, \quad (2.64)$$

где Q – объемный расход через клапан;

μ_Q – коэффициент расхода клапана;

$S_{зф} = S \cdot \delta$ – эффективная площадь поперечного проходного сечения клапана;

S – площадь поперечного проходного сечения полностью открытого клапана;

δ – степень открытия клапана;

H_{1-2} – потери напора на клапане;

P_{1-2} – потери давления на клапане.

При величинах расхода больше минимального значения для нахождения давления за клапаном используется паспортная диаграмма перепада давления на клапане. Если величина расхода становится ниже минимального значения, клапан начинает закрываться. Неустановившийся характер работы клапана задается разными значениями степени открытия клапана, определяемыми на каждом временном шаге через предыдущие значения следующим образом [97]

$$\delta_n = \delta_{n-1} - \frac{2}{\tau^2} \cdot \left(\frac{p_{1-2}}{\rho \cdot g \cdot H_{1-2}^{CP}} - 1 \right) \cdot \Delta t^2, \quad (2.65)$$

где δ_{n-1} – степень открытия на предыдущем шаге (для полностью открытого клапана « $\delta_{n-1} = 1$ »);

τ – характерное время работы клапана (необходимое для перехода от полностью открытого до полностью закрытого состояния);

H_{1-2}^{CP} – потери напора, определяемые по кривой потерь напора от среднего расхода в нефтепроводе.

2.1.3 Математическая модель запорно-регулирующей арматуры на линейной части нефтепровода

Закрытие и открытие трубопроводной арматуры является одной из основных причин возникновения волн давления в системе магистральных нефтепроводов. Изменение положения запорного элемента трубопроводной арматуры вызывает изменение расхода нефти, что приводит к возникновению волн ударного давления по обе стороны от запорно-регулирующей арматуры. При движении запорного элемента на закрытие скорость уменьшения расхода зависит от скорости закрытия и диаграммы перепада давления данной запорно-регулирующей арматуры. Следовательно, чем быстрее происходит закрытие, тем сильнее будет амплитуда волны давления.

Зависимость между потерей напора (давления) на запорно-регулирующей трубопроводной арматуре и скоростью потока (расходом) в ее поперечном сечении выражается известной формулой

$$H_{1-2} = \xi \cdot \frac{u^2}{2g} \Rightarrow p_{1-2} = \frac{\xi \cdot Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot S_{\text{ЭФ}}^2}. \quad (2.66)$$

Кривая потерь давления на трубопроводной арматуре также существенно влияет на параметры волны давления. Так, например, шаровые краны, поворотные заслонки и задвижки имеют плохие эксплуатационные характеристики, с точки зрения возникновения волн давления. Несмотря на то, что при степени закрытия до 70 ÷ 80 % они незначительно влияют на поток, их линейный закон закрытия приводит к весьма нелинейному уменьшению расхода и возрастанию давления. Это подтверждает типовая диаграмма зависимости коэффициента сопротивления арматуры от положения ее

запорного элемента (степени открытия « δ »), которая представлена на рисунке 20. Для неустановившегося моделирования коэффициент сопротивления определяется исходя из степени открытия арматуры на каждом временном шаге.

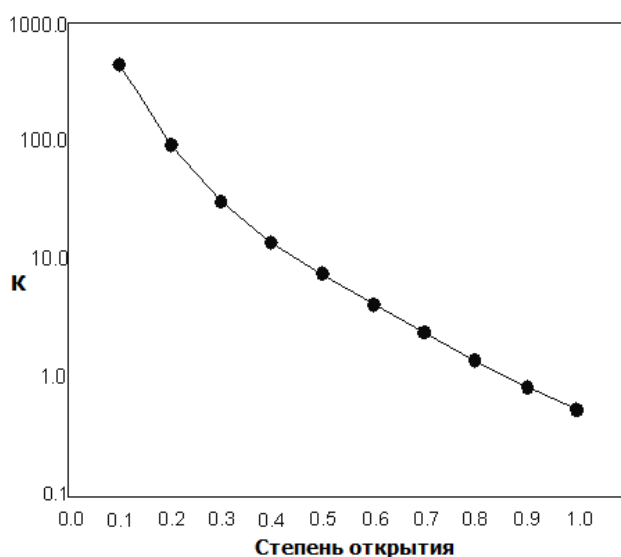


Рисунок 20 – Пример зависимости коэффициента сопротивления от степени открытия арматуры

В общем случае коэффициент сопротивления зависит от типа, размера и степени открытия трубопроводной арматуры. Изготовитель приводит значение коэффициента сопротивления, соответствующее квадратичному режиму течения, либо для полностью открытого положения, либо несколько значений в пределах открытия запорного элемента 20 ÷ 100 %. С поправкой на режим течения коэффициент сопротивления запорно-регулирующей арматуры определяется как

$$\xi = K_{\text{Re}} \cdot \xi_T, \quad (2.67)$$

где K_{Re} – коэффициент поправки на режим течения, который определяется по соответствующей кривой (см. рисунок 21);

ξ_T – значение коэффициента сопротивления трубопроводной арматуры в зоне развитого турбулентного течения (квадратичный режим).

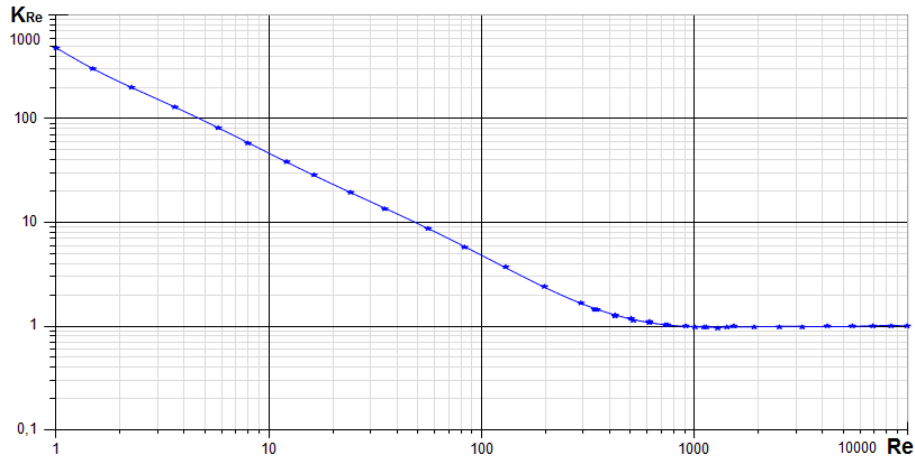


Рисунок 21 – Зависимость коэффициента поправки на режим от числа Рейнольдса

Если отсутствуют данные значений коэффициента сопротивления для небольшой степени открытия арматуры, то он вычисляется следующим образом [97]

$$\xi = \xi_{\delta \min} \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_{\min}} \right)^{\frac{\delta_{\min}}{\xi_{\delta \min}} \cdot \frac{d\xi}{d\delta}}, \quad (2.68)$$

где $\delta_{\min}$ – минимальная степень открытия, для которой имеются данные коэффициента сопротивления;

$\xi_{\delta \min}$ – коэффициент сопротивления, соответствующий минимальной степени открытия;

δ – фактическая степень открытия.

Зачастую производитель вместо коэффициента сопротивления указывает значение коэффициента пропускной способности, который определяется как

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{p_{1-2}}}. \quad (2.69)$$

Потери давления на местном сопротивлении определяются по известной формуле (2.66). Связь между коэффициентом сопротивления арматуры и коэффициентом пропускной способности вытекает из формул (2.66), (2.69) и выражается следующей формулой

$$\xi = 2 \cdot \left(\frac{S}{K_v} \right)^2 = \frac{\pi^2 \cdot d^4}{8 \cdot K_v^2}. \quad (2.70)$$

С учетом влияния направления потока и вышеизложенных выкладок, формула (2.66), связывающая давление перед арматурой и расход через ее поперечное сечение, приобретает следующий вид

$$p = p_{II} + \frac{8 \cdot \rho \cdot Q \cdot |Q|}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot K_{Re} \cdot \xi_{\delta \min} \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_{\min}} \right)^{\xi_{\delta \min} \cdot \frac{d\xi}{d\delta}}, \quad (2.71)$$

где p_{II} – давление после запорно-регулирующей арматуры.

2.2 Компьютерное моделирование волновых процессов в нефтеперекачивающей системе

Для моделирование неустановившихся процессов в нефтеперекачивающей системе необходимы начальные условия, в качестве которых параметры перекачки при установившемся режиме течения в системе «НПС – МН» в соответствии с [38], [48], [76] или в соответствии с руководящим документом ОАО «АК «Транснефть» [65].

В качестве примера необходимые исходные данные для расчета начальных условий наставившегося процесса конкретного участка МН приведены в таблицах 2 и 3, а также на рисунке 22.

Таблица 2 – Исходные данные для установившегося расчета участка МН

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Плотность нефти (при нормальных условиях)	ρ_{293}	кг/м ³	855,1
Коэффициент объемного расширения нефти	β_p	1/К	0,000818
Коэффициент кинематической вязкости (293 К)	ν_{293}	сСт	14,2
Коэффициент кинематической вязкости (303 К)	ν_{303}	сСт	12,1
Пропускная способность	G_{Γ}	млн. т/год	58,6
Расчетная длина трубопровода	L_p	км	114,4
Внутренний диаметр трубопровода	D	м	0,99
Длина лупинга	l_{λ}	км	53,17
Внутренний диаметр лупинга	D_{λ}	м	0,99
Разность нивелирных отметок конца и начала трубопровода	Δz	м	15,8
Расчетное число рабочих дней в году	N_p	сут.	351
Коэффициент неравномерности перекачки	$k_{НП}$	–	1,05
Эквивалентная абсолютная шероховатость стенки трубы	k_{ε}	мм	0,15
Уставка защиты НПС «Быково» по давлению выхода	P_{max}	кгс/см ²	66,0
Уставка САР НПС «Песь» по входному давлению	P_{min}	кгс/см ²	5,0
Фактическое давление на входе НПС «Быково»	P_B	кгс/см ²	5,0
Фактическое давление на входе НПС «Песь»	P_{II}	кгс/см ²	5,5

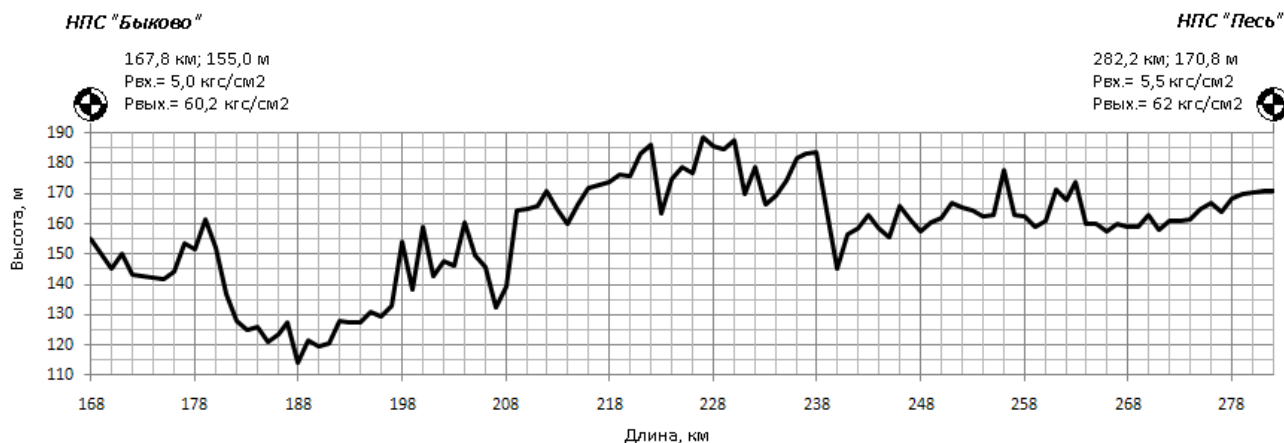
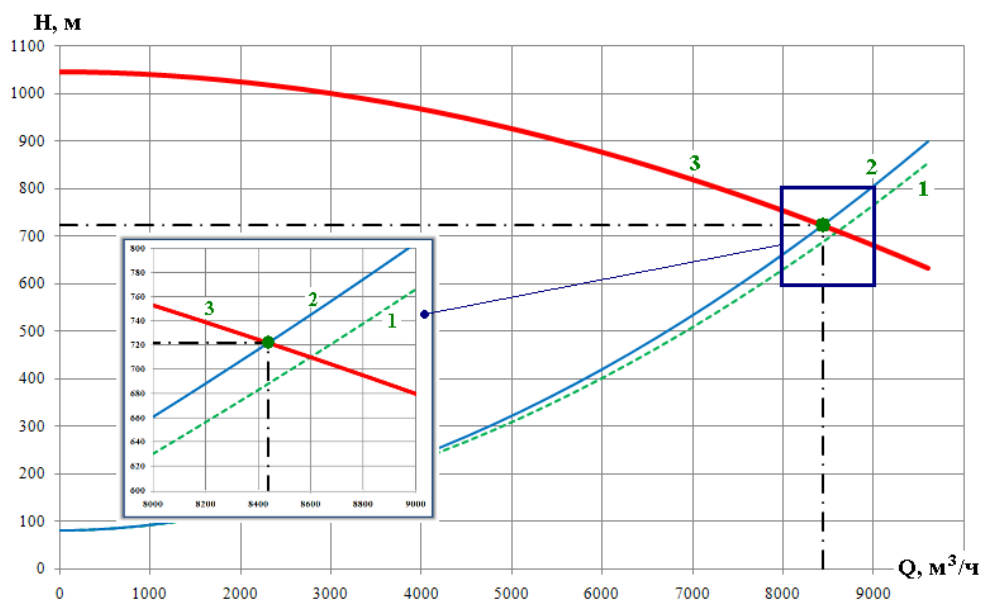


Рисунок 22 – Профиль участка МН между НПС «Быково» и НПС «Песъ»

Таблица 3 – Сведения по магистральным насосным агрегатам и электродвигателям

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Марка магистральных агрегатов на НПС «Быково»	—	—	НМ 7000-210
Коэффициент подачи ротора	—	—	1,25
Фактическая номинальная подача	$Q_{ном}$	м ³ /ч	8750
Номинальный дифференциальный напор	$\Delta H_{ном}$	м	214
Количество последовательно включенных основных НА	$n_{МН}$	—	3
Первый коэффициент аппроксимации $H-Q$ характеристики	a_0	м	323,6
Второй коэффициент аппроксимации $H-Q$ характеристики	a_1	ч ² /м ⁵	$1,4310^{-6}$
Первый коэффициент аппроксимации $\eta-Q$ характеристики	c_0	—	$2,2510^{-2}$
Второй коэффициент аппроксимации $\eta-Q$ характеристики	c_1	ч/м ³	210^{-4}
Третий коэффициент аппроксимации $\eta-Q$ характеристики	c_2	ч ² /м ⁶	$-1,2310^{-8}$
Марка электродвигателя для основной перекачки	—	—	4СТДП-6300/6000
Номинальная мощность электродвигателя	$N_{ном}$	кВт	6300
КПД электродвигателя при номинальной нагрузке	$\eta_{ном}$	—	0,97
Количество последовательно включенных основных НА	$n_{МН}$	—	3

Совмещенная характеристика НПС и МН, а также распределение напора вдоль нефтепровода представлены на рисунках 23 и 24, соответственно.



1 – характеристика магистрального нефтепровода; 2 – характеристика магистрального нефтепровода с дросселированием посредством САРД; 3 – характеристика НПС «Быково»

Рисунок 23 – Совмещенная характеристика H - Q участка МН и НПС «Быково»

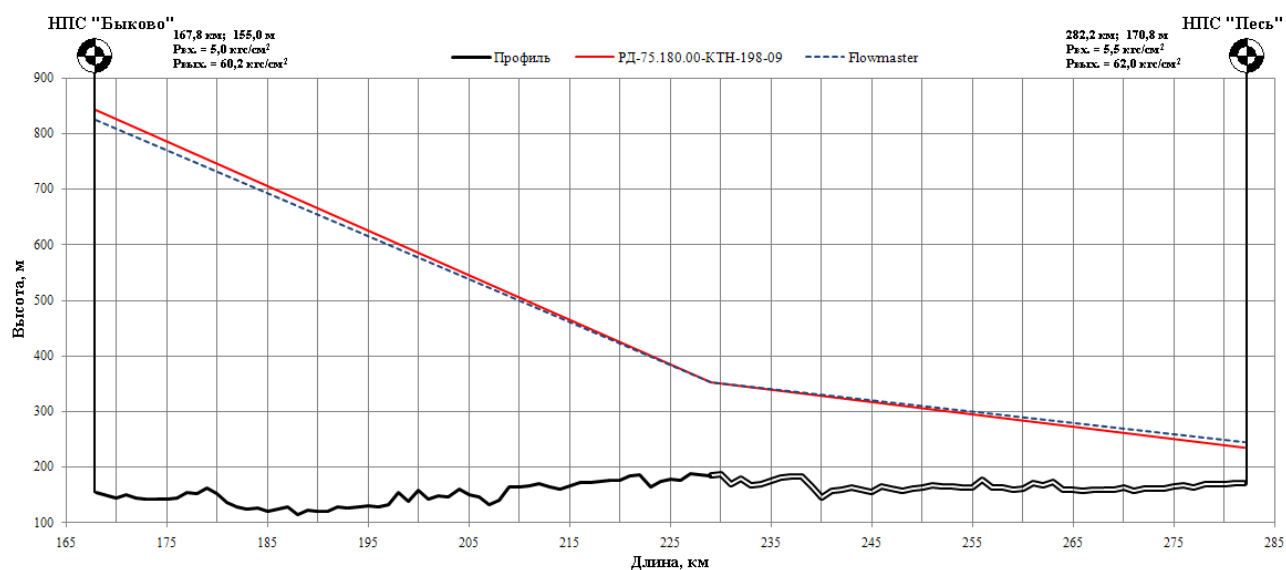


Рисунок 24 – Графическое представление линии гидравлического уклона

Компьютерное моделирование неустановившихся процессов в системе «НПС – МН» производилось в лицензионном пакете программного обеспечения (ПО) «Flowmaster V7» в рамках прохождения стажировки в компании ООО «Идеал ПЛМ СиАйЭс», которая является официальным партнером компании «Siemens PLM Software» по предоставлению данного ПО на территории России. Копия сертификата о прохождении стажировки представлена в приложении А.

Ранее в работе [43], в соавторстве с О. В. Кабановым, А. Л. Ляшенко и С. Л. Моревой, затрагивались вопросы моделирования гидравлического удара.

Процесс распространения волн давления на участке магистрального нефтепровода (длинной 3 км) при резком перекрытии задвижки на напорной линии представлен на рисунках 25 – 28. Рисунки 25 и 26 отображают изменение давления и расхода в двух точка нефтепровода – перед задвижкой и после НПС, срабатывание обратных клапанов при этом не учитывается. Рисунки 27 и 28 отображают аналогичные изменения параметров, но при срабатывании обратных клапанов на НПС.

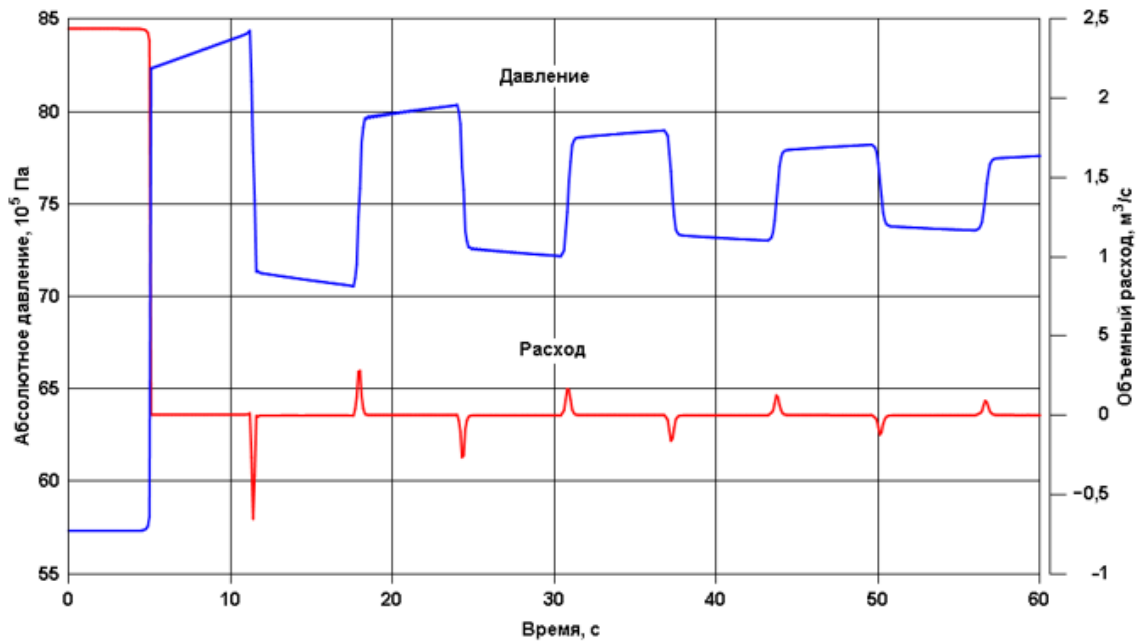


Рисунок 25 – Изменение давления и расхода перед задвижкой (без учета срабатывания обратных клапанов на НПС)

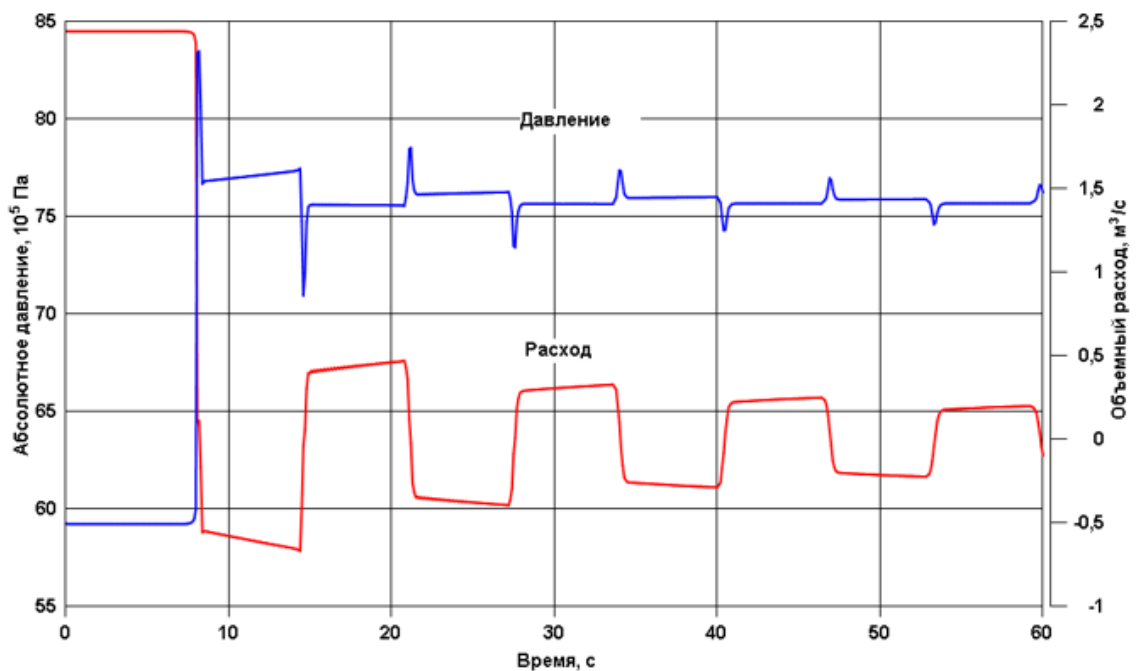


Рисунок 26 – Изменение давления и расхода после НПС (без учета срабатывания обратных клапанов на НПС)

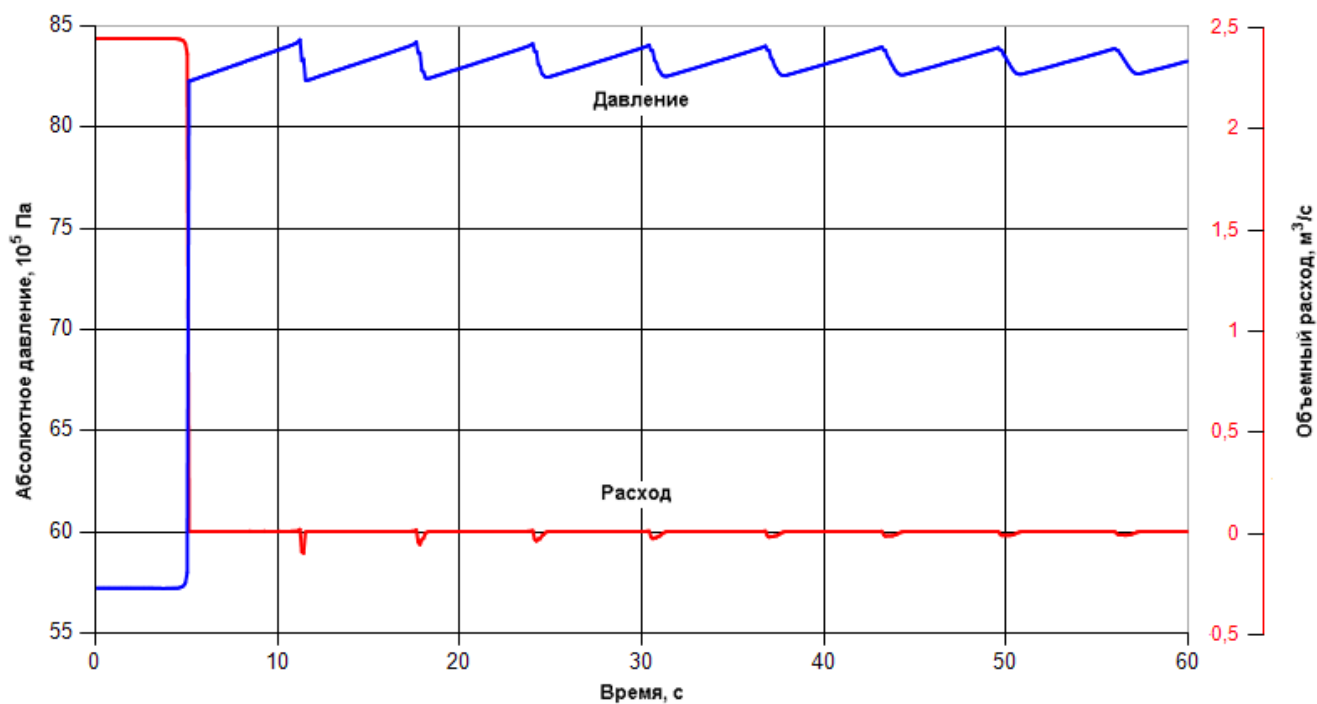


Рисунок 27 – Изменение давления и расхода перед задвижкой (при срабатывании обратных клапанов на НПС)

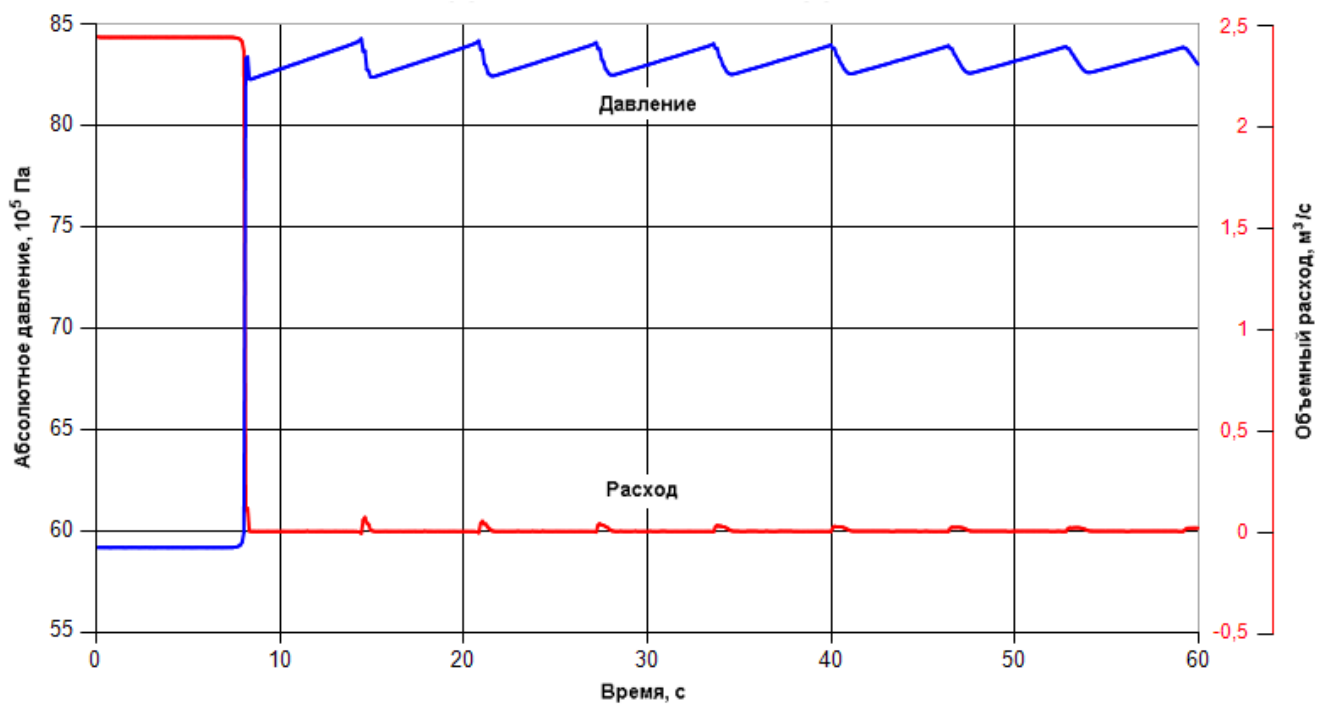


Рисунок 28 – Изменение давления и расхода после НПС (при срабатывании обратных клапанов на НПС)

Изменение давления при порождении волн давления по исследуемому участку магистрального нефтепровода в зависимости от координат этого участка показано на рисунке 29.

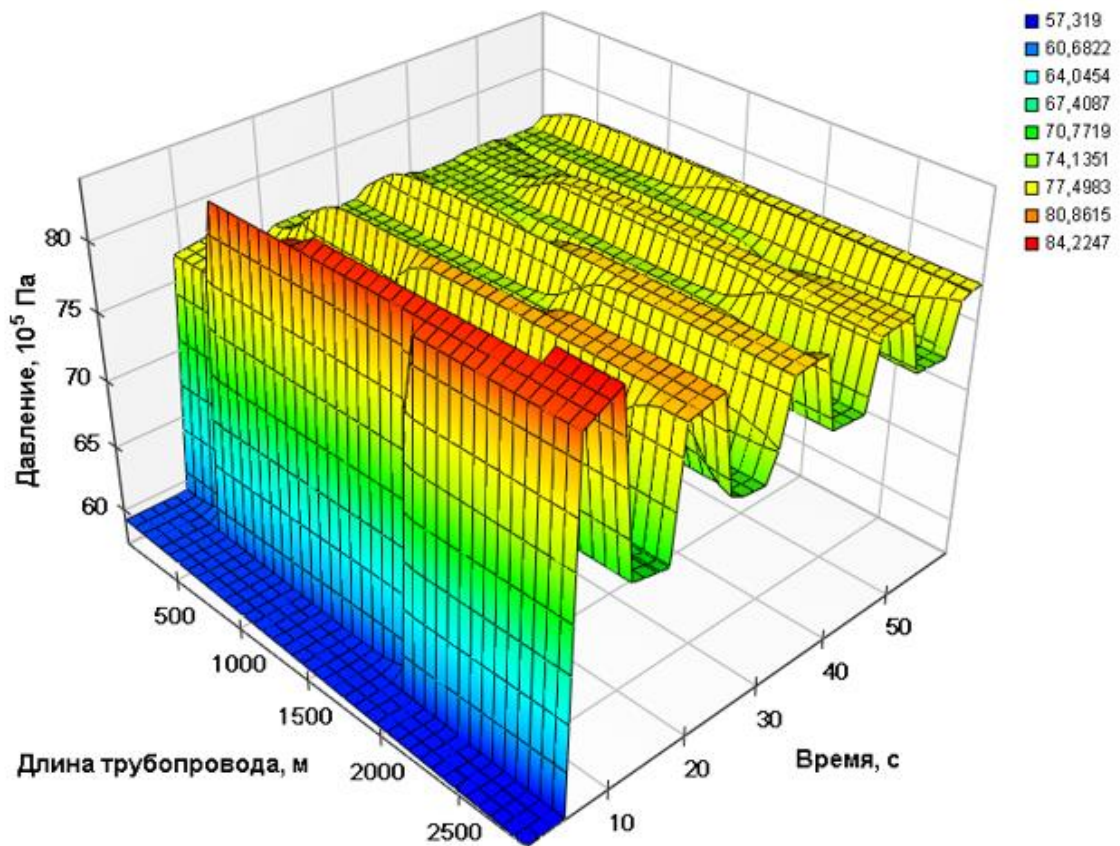


Рисунок 29 – График волн ударного давления на исследуемом участке МН

Диаграмма Сьютера для насосного агрегата исследуемой нефтеперекачивающей станции, которая описывалась в параграфе 2.1.2, построена на основе рекомендаций, изложенных в [85], и представлена на рисунке 30.

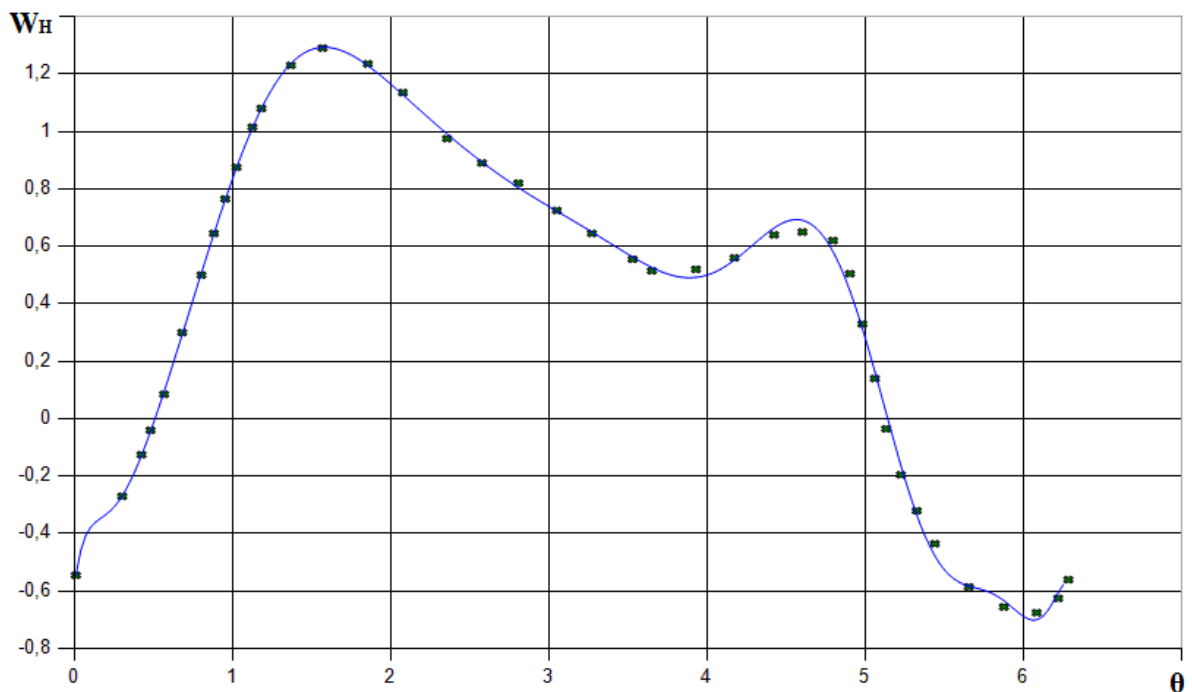


Рисунок 30 – Диаграмма Сьютера для НА исследуемой НПС

Характер изменения волн давления в зависимости от дистанции исследуемого участка магистрального нефтепровода приведен на рисунках 31 и 32.

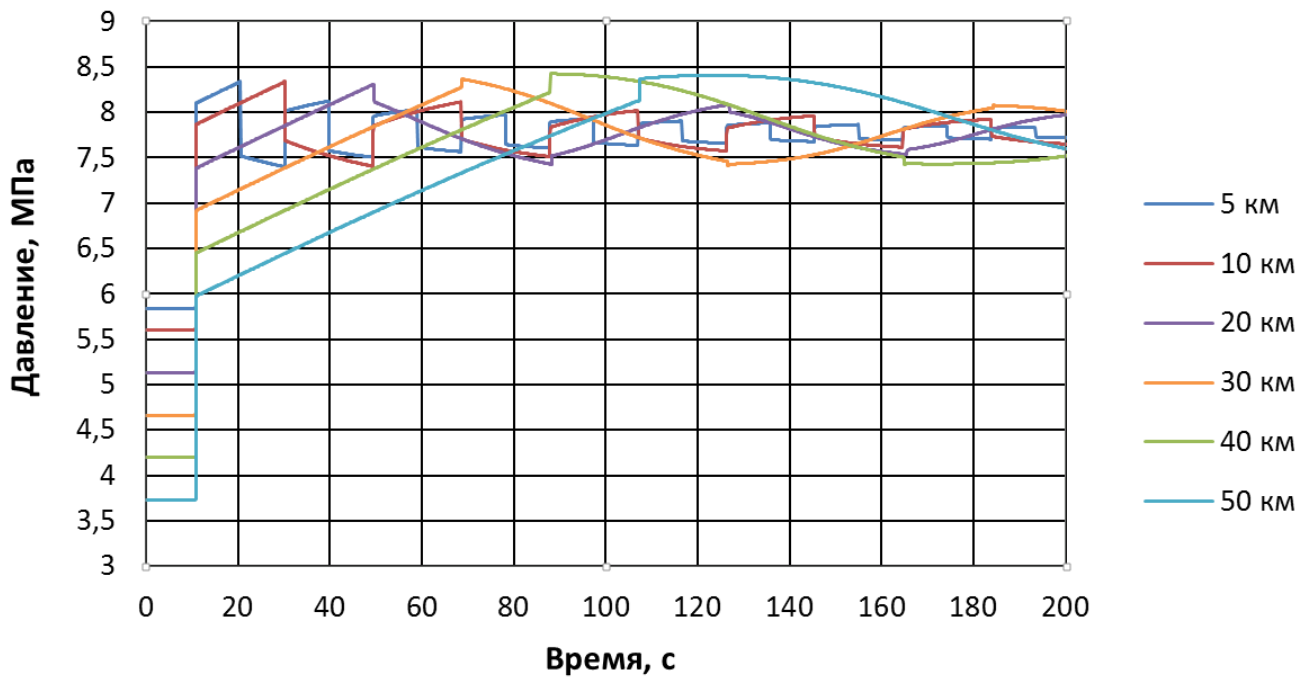


Рисунок 31 – Волны давления при закрытии задвижек на разных расстояниях от нефтеперекачивающей станции

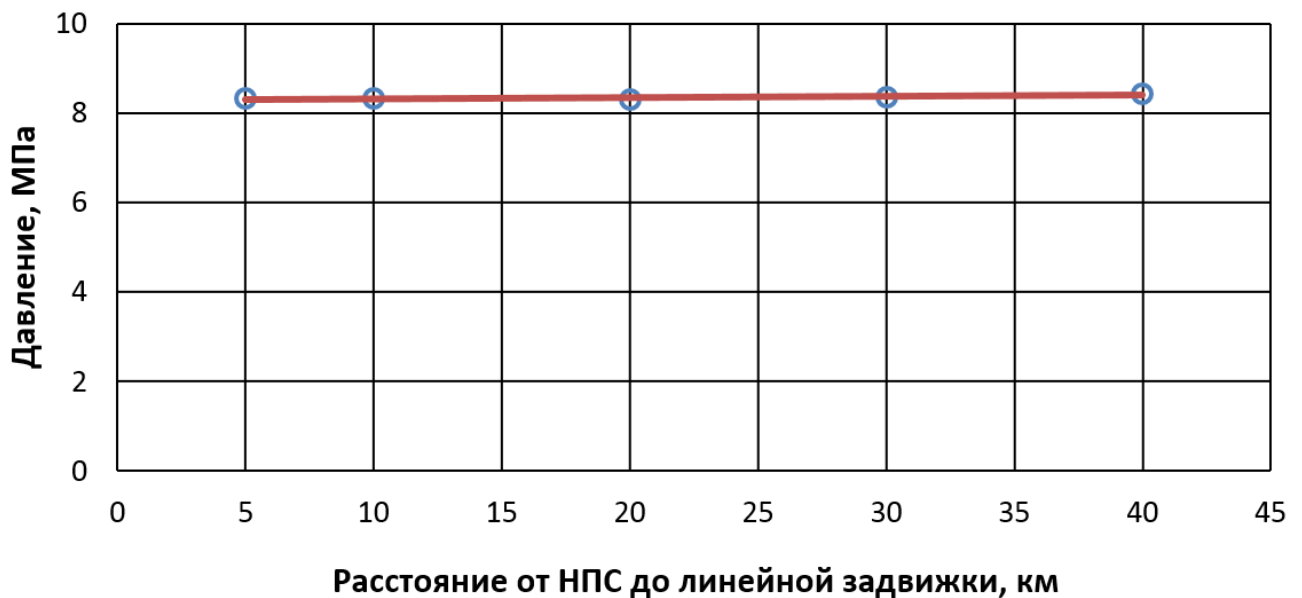


Рисунок 32 – Зависимость максимального давления от расстояния до задвижки

Результаты компьютерного моделирования волновых процессов при разном времени закрытия задвижки представлены на рисунках 33 и 34.

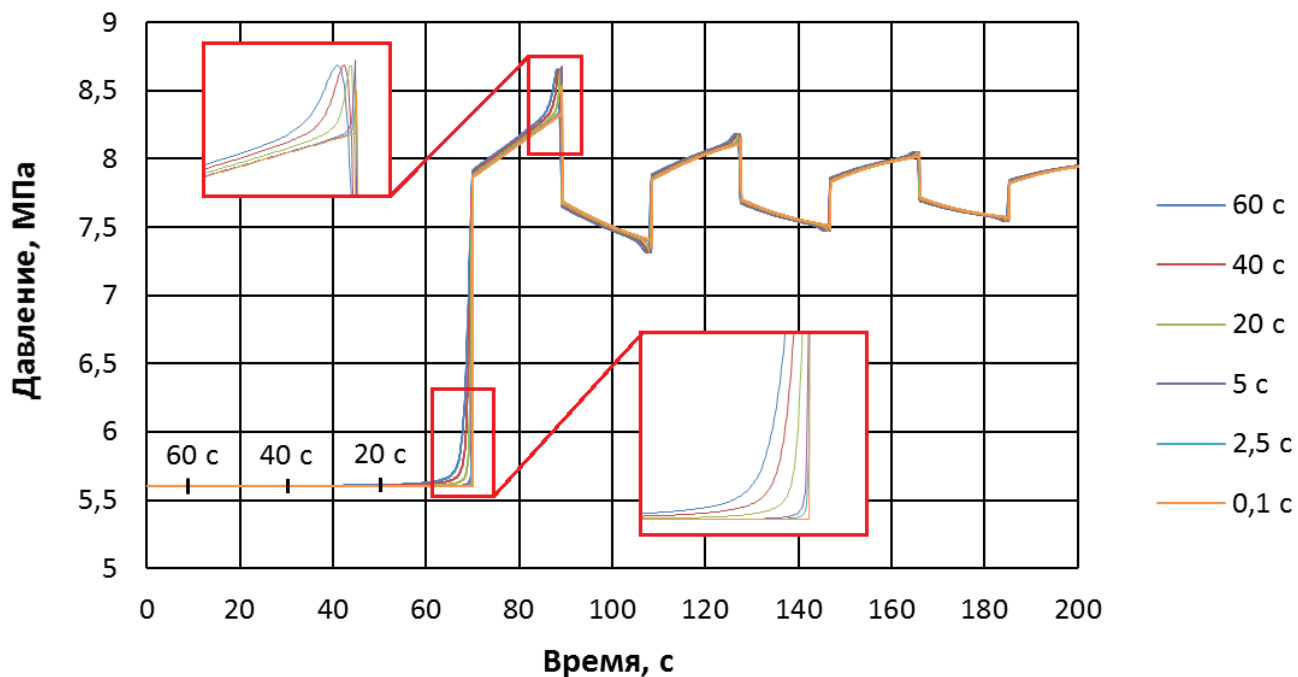


Рисунок 33 – Волны давления при разном времени закрытия задвижек (давление перед задвижкой, без срабатывания обратных клапанов)

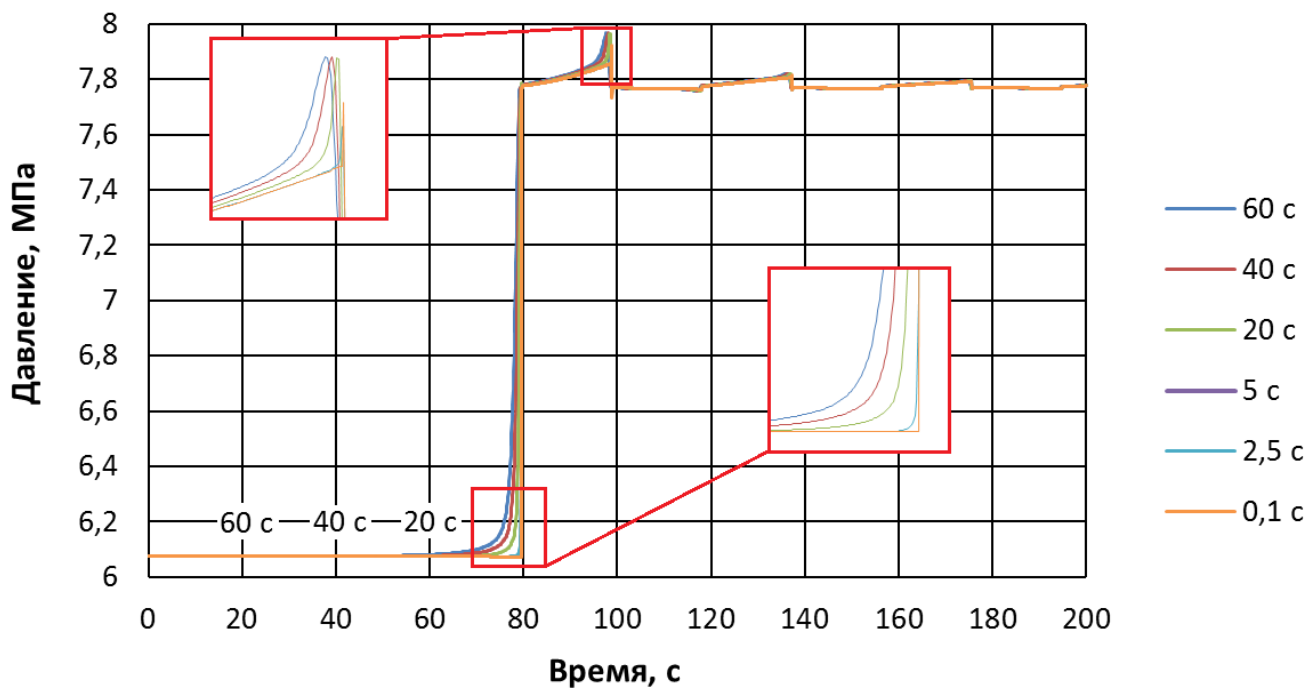


Рисунок 34 – Волны давления при разном времени закрытия задвижек (давление после НПС, с учетом срабатывания обратных клапанов)

Результаты расчетов волн ударного давления при игнорировании и учете газосодержания в нефти представлены на рисунке 35.

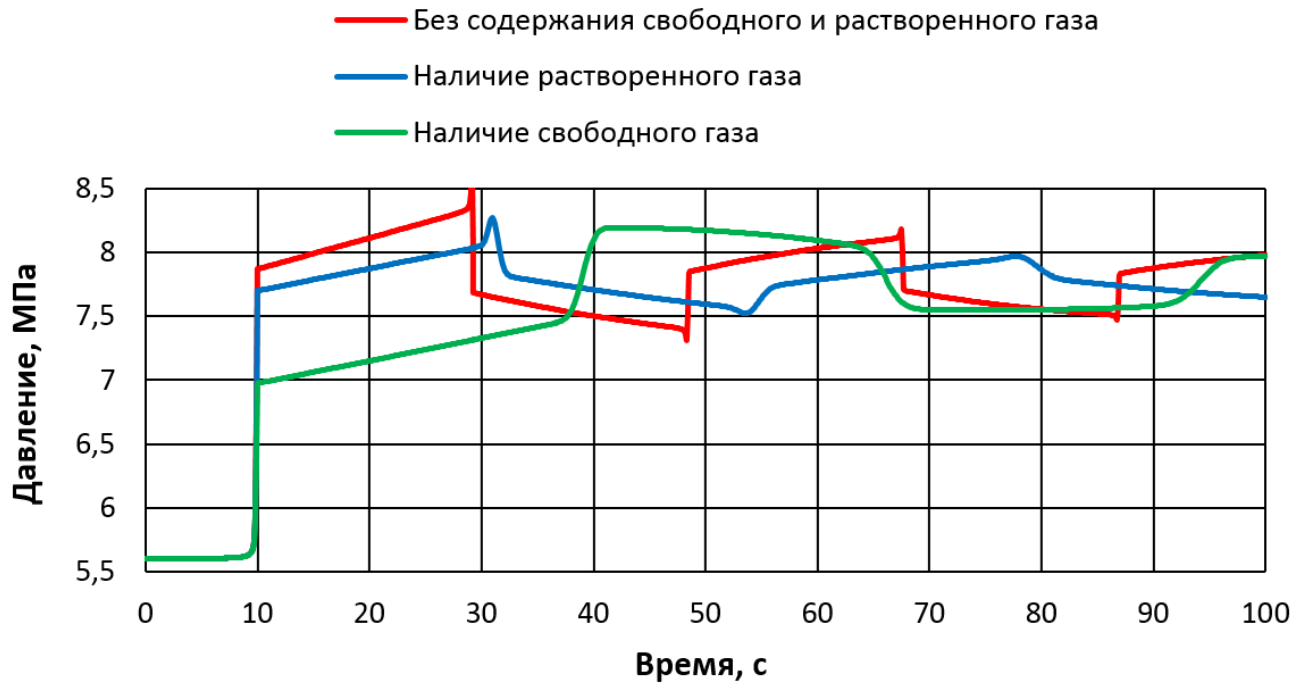


Рисунок 35 – Влияние газосодержания на параметры волн давления

Зависимости амплитуды и фазы волн давления от содержания свободного и растворенного газов в нефти представлены на рисунках 36 и 37.

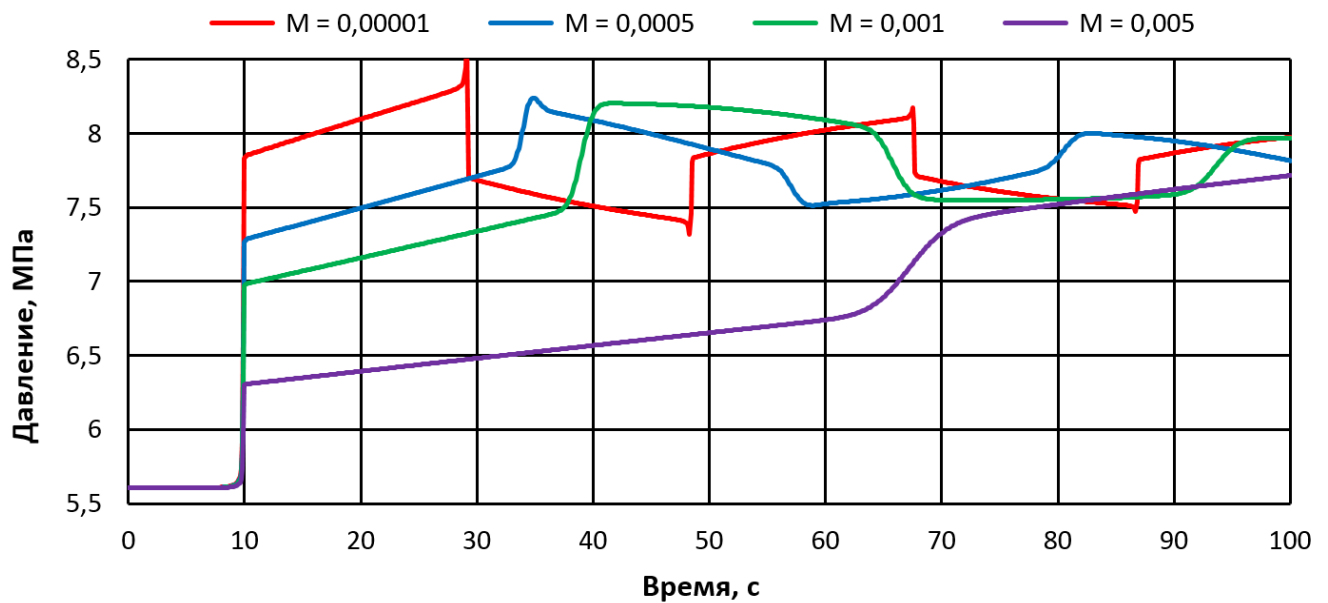


Рисунок 36 – Влияние содержания свободного газа на параметры волн давления

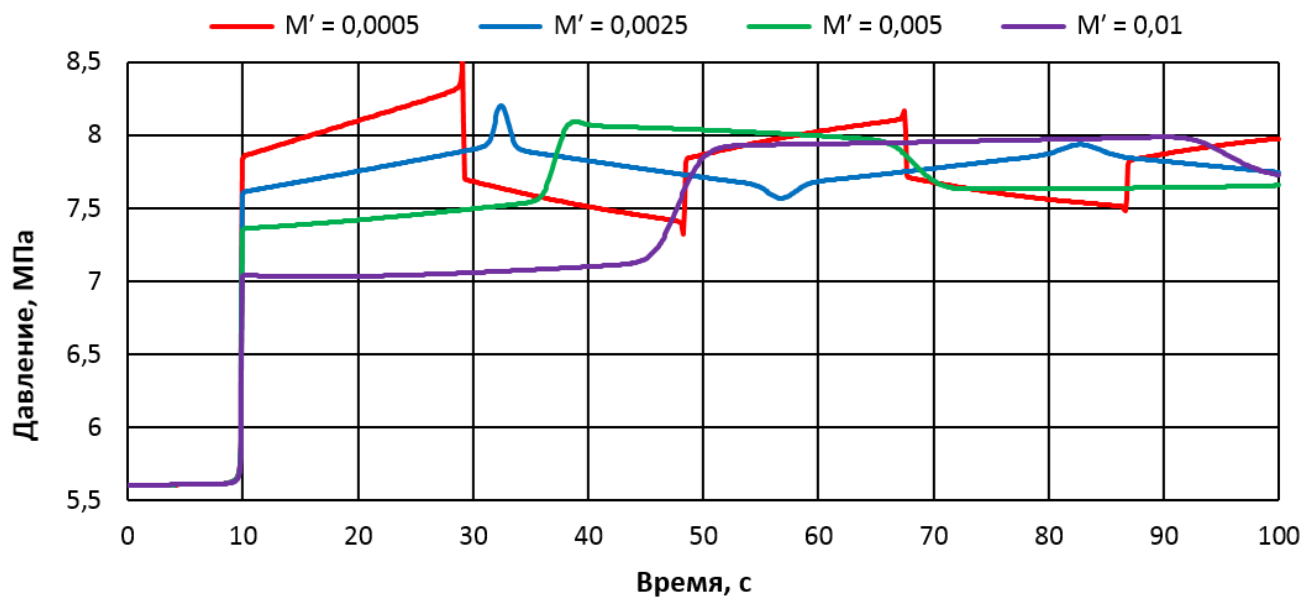


Рисунок 37 – Влияние содержания растворенного газа на параметры волн давления

Сравнение расчетов волнового процесса с учетом потерь давления на трение при неустановившемся режиме течения и без этого учета представлено на рисунке 38.

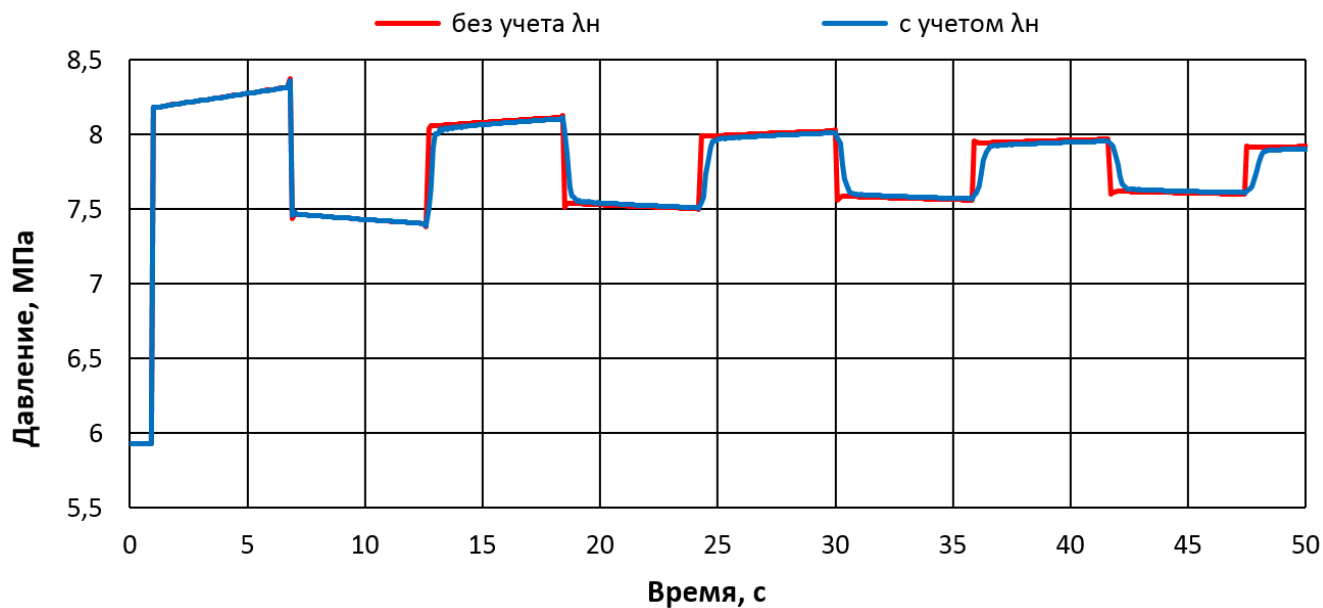


Рисунок 38 – Учет расчета коэффициента гидравлического трения для неустановившегося режима течения

2.3 Разработка способа защиты основного оборудования нефтеперекачивающих станций от волн давления

При прохождении волны давления через нефтеперекачивающую станцию возникают сильные колебания мощности и крутящего момента на валу насосных агрегатов. Это приводит к неоправданным затратам энергии, быстрому износу и, в конечном счете, к потере работоспособности основного оборудования нефтеперекачивающей станции.

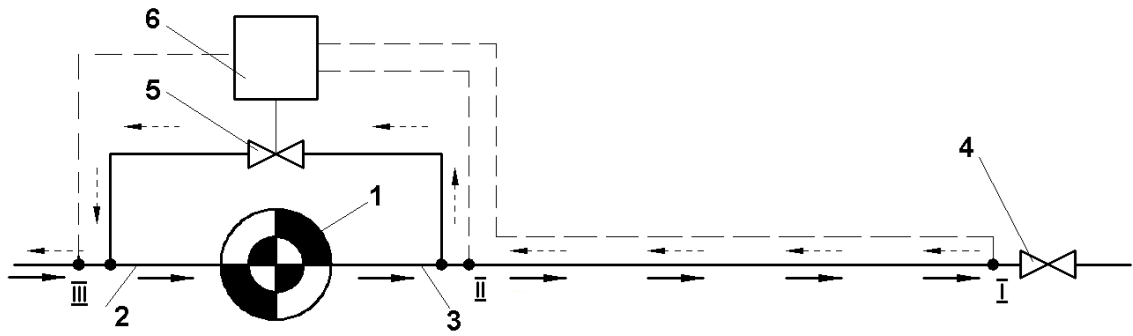
Промежуточные результаты при разработке способа защиты основного оборудования НПС изложены в работе [40], а также в работах [31], [41], [88] в соавторстве с О. В. Кабановым. Разработанный способ защиты оборудования нефтеперекачивающих станций от волн давления является результатом проведенных исследований и обеспечивает:

- недопущение прохождения волны давления через нефтеперекачивающую станцию за счет своевременного срабатывания клапана сброса;
- возможность регулирования количества сбрасываемой нефти по заданному алгоритму в зависимости от амплитуды и фазы волны ударного давления.

Данный способ реализуется в системе защиты, которая имеет в своем составе быстродействующий сбросной клапан с электромеханическим приводом, расположенный на байпасной линии, соединяющей линию нагнетания станции с ее линией питания, а также систему управления клапаном. Система управления состоит из нескольких блоков:

- блок дифференцирования по времени – позволяет определить величину скачка давления;
- блок сравнения – выявляет разницу расхода в двух точках трубопровода;
- блок задержки по времени – служит для своевременного открытия сбросного клапана в момент прихода волны к его сечению;
- регулирующий блок – обеспечивает необходимую величину открытия клапана и плавное закрытие по заданному алгоритму.

Сущность предложения поясняется схемой, которая приведена на рисунке 39.



1 – нефтеперекачивающая станция; 2 – линия питания станции; 3 – линия нагнетания станции;
4 – задвижка на линейной части нефтепровода; 5 – быстродействующий клапан сброса;
6 – система автоматики и управления клапаном; I, II, III – точки измерения расхода и давления
соответственно на удалении, на нагнетании и на всасывающей линии

Рисунок 39 – Блок-схема системы защиты от волн давления

Техническим результатом, обеспечиваемым приведенной совокупностью признаков, является своевременное срабатывание клапана вследствие чего скачок давления не проходит за сечение, в котором осуществляется сброс. Клапан сброса работает по заданному сигналу от блока управления клапаном. Сигнал формируется исходя из разности значений расхода в двух точках нефтепровода, что обеспечивает необходимое сглаживание волны давления до величины, при которой система автоматического регулирования станции может работать в нормальном режиме. Сброс осуществляется в линию питания, что позволяет сократить затраты по сооружению емкостей, трубопроводов и оборудования для возврата нефти в трубопровод.

Система работает в следующих режимах:

- защита нефтеперекачивающей станции со стороны линии нагнетания от волн повышенного давления;
- защита со стороны линии нагнетания от волн пониженного давления;
- защита со стороны линии питания от волн повышенного давления;
- защита со стороны линии питания от волн пониженного давления.

Система сравнивает значение расхода в сечении сброса давления со значением расхода в удаленном сечении на линии нагнетания. Расстояние между точками обеспечивает своевременное открытие клапана сброса и определяется по формуле

$$l_{CB} = a \cdot (\tau + \tau_C), \quad (2.72)$$

где a – скорость волны ударного давления;

τ – характерное время работы клапана (необходимое для перехода клапана от полностью закрытого состояния к полностью открытому состоянию);

τ_C – время обработки и передачи сигнала от удаленного сечения до системы управления клапаном сброса.

Например, для сглаживания волны повышенного давления со стороны линии нагнетания необходим следующий алгоритм работы системы защиты. В штатном режиме, когда расход в точке «I» равен расходу в точке «II», клапан сброса закрыт. При возникновении волны повышенного давления, например, вследствие закрытия задвижки «4» (см. рисунок 39) возникнет и волна пониженного расхода, которая вместе с волной давления распространяется в направлении станции. Когда волна достигает сечение «I», то она регистрируется и с заданной задержкой подается сигнал на открытие клапана защиты до величины « δ », которой будет достаточно для сброса необходимого количества нефти с учетом разности давлений на клапане.

Необходимый сбрасываемый расход на рассматриваемом временном шаге – это разность между расходом на нормальном режиме перекачки, т.е. в точке «II» и расходом при неустановившемся режиме, т.е. в точке «I».

Таким образом, в тот момент, когда волна давления достигнет сечения, в котором производится сброс части транспортируемой нефти, клапан будет открыт на нужную величину, а «умный привод» обеспечит его закрытие с необходимой скоростью, зависящей от амплитуды, фазы и формы ударной волны.

Зависимость между потерей давления на клапане и расходом через его поперечное сечение в общем виде выражается формулой

$$H_{1-2} = \xi \cdot \frac{u_{CB}^2}{2 \cdot g} \Rightarrow p_{1-2} = \frac{\rho}{2 \cdot S_d^2} \cdot \xi \cdot Q_{CB}^2, \quad (2.73)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления клапана;

u_{CB} и Q_{CB} – значения скорости и расхода потока нефти через клапан сброса;

S_d – площадь поперечного сечения нефтепровода перед клапаном;

H_{1-2} и p_{1-2} – перепад напора и перепад давления на клапане.

Для неустановившегося моделирования коэффициент сопротивления определяется исходя из степени открытия клапана на каждом временном шаге.

На рисунке 40 представлена типовая диаграмма зависимости коэффициента сопротивления клапана от степени открытия, т.е. $\xi = f(\delta)$.

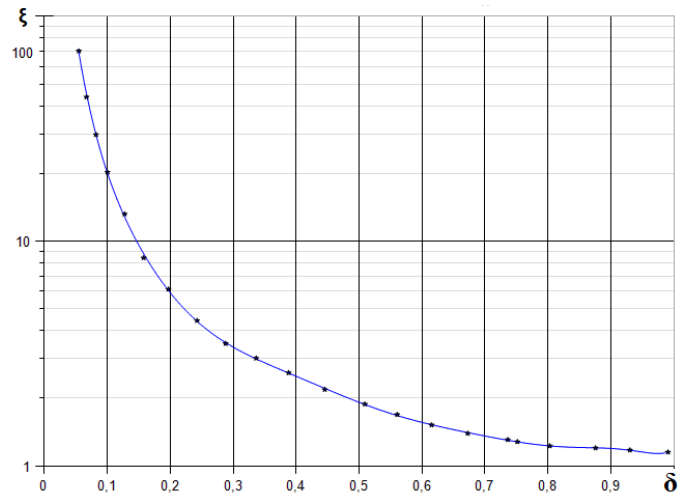


Рисунок 40 – Пример зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от степени открытия клапана

Для определения необходимой степени открытия на определенном временном шаге с целью обеспечения требуемого сброса для сглаживания волны давления, можно воспользоваться обратной зависимостью $\delta = \varphi(\xi)$. При этом, коэффициент сопротивления выводится из формулы (2.73)

$$\xi = \frac{2 \cdot S_{CB}^2}{\rho} \cdot \frac{p_{I-III}}{Q_{CB}^2} = \frac{2 \cdot S_{CB}^2}{\rho} \cdot \frac{|p_I - p_{III}|}{(Q_I - Q_{III})^2}, \quad (2.74)$$

где S_{CB} – площадь поперечного сечения линии сброса;

p_{I-III} – необходимое значение перепада давления на клапане сброса;

Q_{CB} – необходимые значения расхода нефти через клапан сброса;

p_I и Q_I – скачок давления и скачок расхода, замеряемые в точке I в момент времени « t_i » при гидроударе;

p_{III} и Q_{III} – давление и расход на рабочем режиме, замеряемые в точке III в одинаковый момент времени « t_i ».

Компьютерное моделирование работы устройства защиты от волн давления показывает хорошую техническую эффективность устройства за счет обеспечения допустимой скорости нарастания волны ударного давления 0,03 МПа/с. Соответствующий график представлен на рисунке 41.

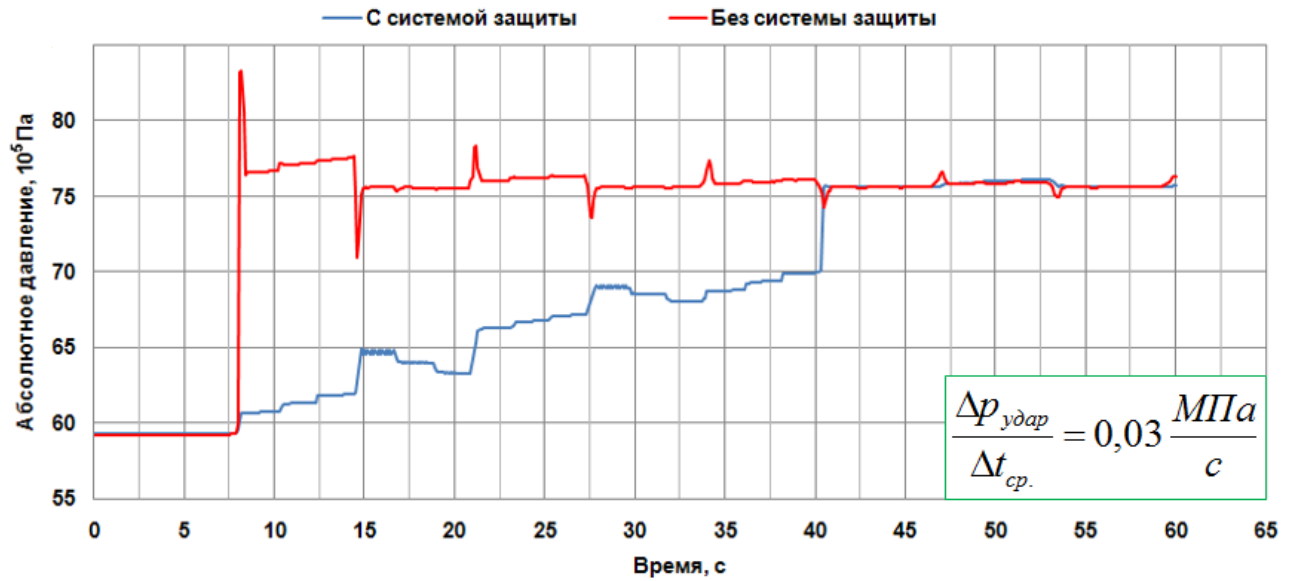


Рисунок 41 – Расчетный график сглаживания волны давления

Для подтверждения технической эффективности разработанного способа целесообразно произвести сравнение его работы с существующими системами, которыми оборудуются современные магистральные нефтепроводы, например, с системой сглаживания волн давления. На рисунке 42 показан график сглаживания давления во всасывающей линии магистрального нефтепровода НПС «Быково» системой типа «Daniel».

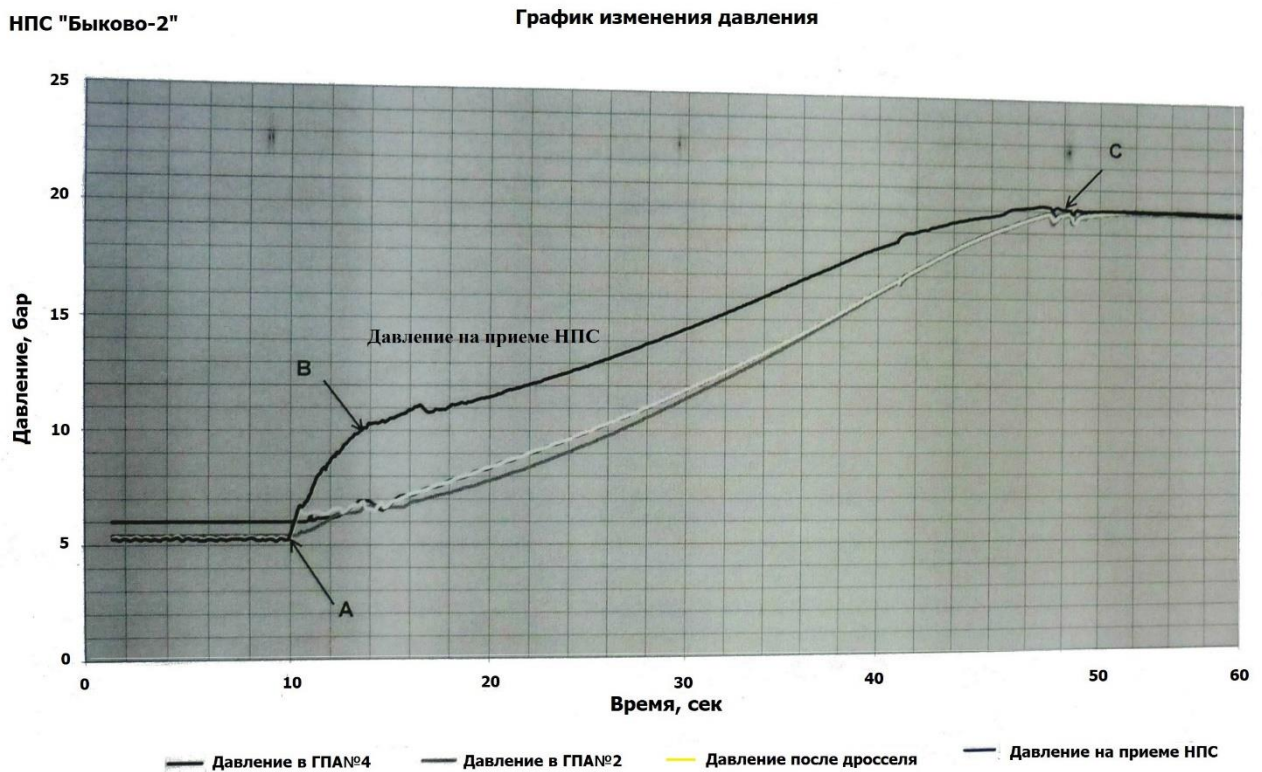


Рисунок 42 – Графики давления при срабатывании ССВД «Daniel»

Вопросы технической эффективности предлагаемого способа затрагивались в работе [45] в соавторстве с С. В. Самоленковым и О. В. Кабановым.

На рисунке 43 для сравнения представлены графики сглаживания волны давления посредством предложенного способа и реально действующей ССВД «Daniel» на НПС «Быково». При сравнении этих графиков можно сделать вывод о близкой технической эффективности указанных устройств.

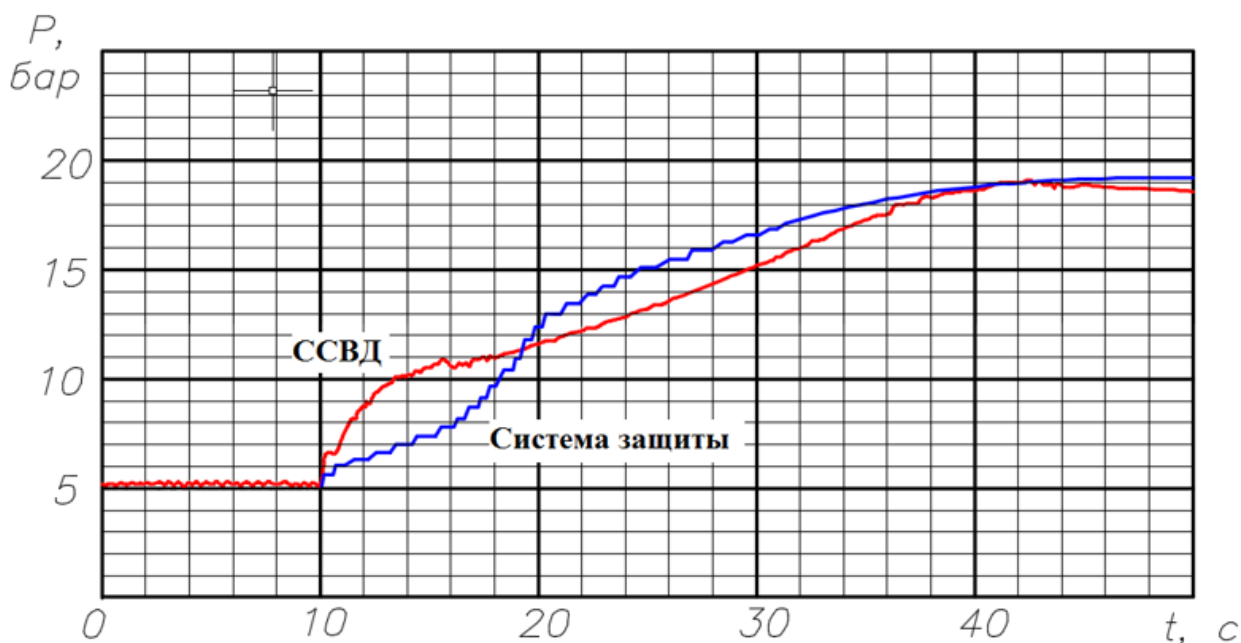


Рисунок 43 – Сравнение работы ССВД и предлагаемого устройства защиты

2.4 Выводы по второй главе

Во второй главе диссертационного исследования выполнено следующее:

- представлено математическое описание процессов возникновения и распространения волн давления с учетом работы насосных агрегатов и обратных клапанов;
- предложен способ защиты основного оборудования нефтеперекачивающих станций от волн давления;
- проведено компьютерное моделирование волновых процессов в насосно-трубопроводной системе посредством специализированного пакета программного обеспечения;
- на основе моделирования работы устройства защиты подтверждена техническая эффективность предложенного способа.

Глава 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЛНОВОГО ПРОЦЕССА И РАЗРАБОТАННОГО УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ

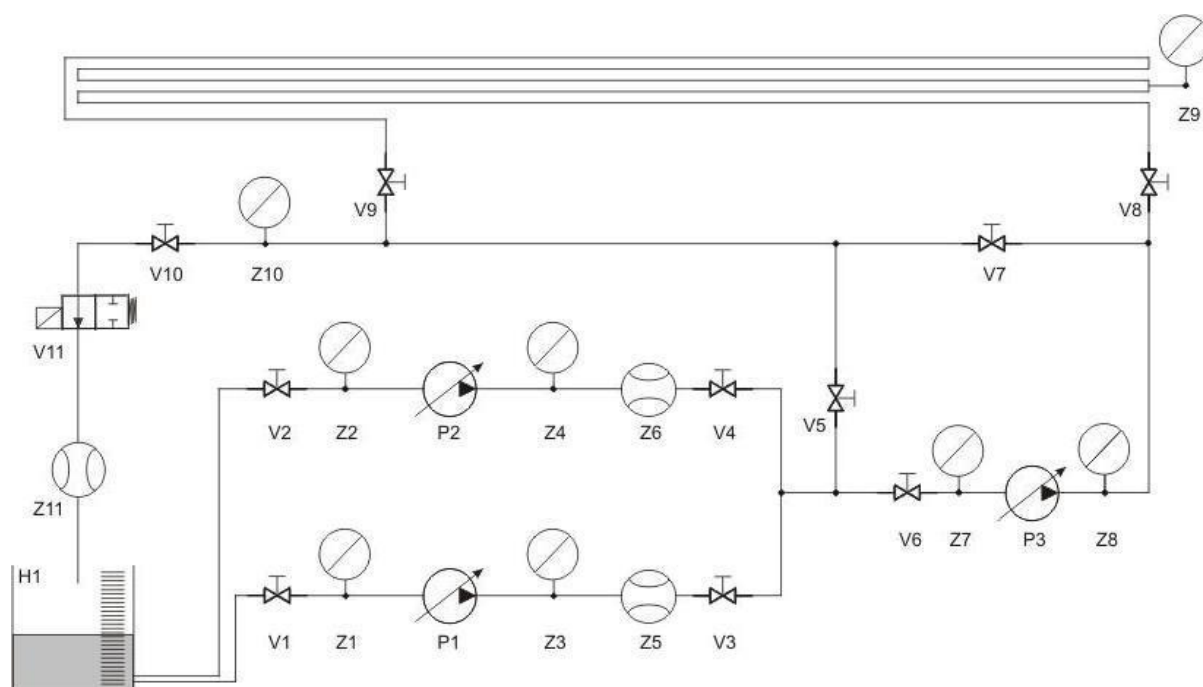
3.1 Проведение эксперимента на стенде по изучению процесса гидравлического удара

Система магистральных нефтепроводов имеет в своем составе сложное оборудование, для оптимизации работы которого, помимо большого числа расчетов, необходимо провести физическое моделирование. Предсказание точного поведения таких систем без физического моделирования или серии натурных экспериментов затруднительно.

Экспериментальный стенд позволяет качественно и количественно исследовать явление гидравлического удара, которое возникает при достаточно быстром изменении скорости потока в длинных трубах. Стенд «Festo» размещается на двух профильных плитах, а те в свою очередь на трех мобильных основаниях. Профильные плиты соединены с основаниями, образуя рабочую площадь для размещения лабораторного оборудования.

Лабораторный стенд включает в себя: три динамических насоса, один резервуар, систему гидравлических клапанов и труб, систему управления и визуализации. Динамические насосы зафиксированы на профильных панелях при помощи крепежных кронштейнов. Резервуар «Н1» предназначен для обеспечения системы необходимым количеством рабочей жидкости. Резервуар выполнен из оргстекла и зафиксирован в пазах профильной плиты при помощи крепежных винтов. Система гидравлических клапанов представляет собой совокупность отсечных кранов с ручным управлением «V1 – V10» и одного клапана с электромагнитным управлением «V11» (см. рисунок 44).

Система управления и визуализации включает в себя персональный компьютер, специализированное программное обеспечение, аналоговоцифровой преобразователь (АЦП) «National Instruments», датчики расхода и давления жидкости, преобразователи сигналов. Система управления лабораторным стендом установлена на специальной консоли, зафиксированной в правом мобильном основании стенда.



H1 – бак; P1, P2, P3 – регулируемые динамические насосы; V11 – клапан с электроуправлением;
V1-V10 – отсечные клапаны с ручным управлением; Z1-Z4, Z7-Z10 – аналоговые датчики давления; Z5, Z6, Z11 – аналоговые датчики расхода

Рисунок 44 – Принципиальная гидравлическая схема стенда «Festo»

Гидравлические соединения осуществляются фитингами с полностью герметичными быстроразъемными соединениями и пластиковыми трубами с внутренним диаметром 12 мм и наружным диаметром 15 мм. В качестве рабочей жидкости в стенде используется техническая дистиллированная вода (примерно 20 литров) с добавлением бактерицида.

В качестве объекта исследования предложен трубопровод из труб, изготовленных из современного материала «Plexiglas XT». Целью эксперимента является получение осциллограммы давления на выходе из трубопровода при закрытии электромагнитного клапана, а также анализ полученных результатов и сравнение их с расчетными данными.

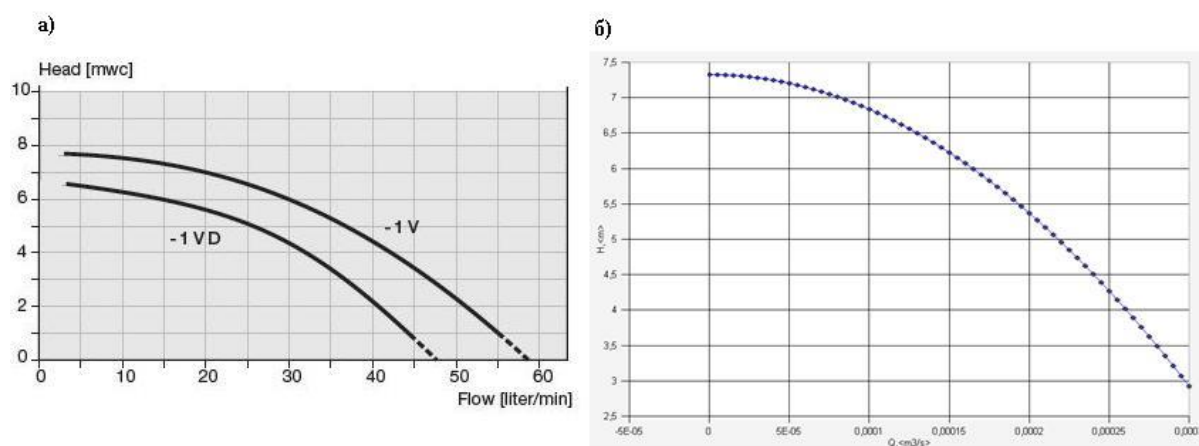
Для достижения цели работы необходимо экспериментально определить величину ударного давления в случае прямого гидравлического удара, при максимальном значении средней скорости движения жидкости в трубопроводе в конце трубопровода.

Параметры трубопровода и перекачиваемой среды сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Параметры экспериментального стенда

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Материал трубопровода	-	-	Plexiglas XT
Суммарная длина трубопровода	L	м	25,5
Внутренний диаметр трубопровода	d	м	$12 \cdot 10^{-3}$
Абсолютная шероховатость стенки	Δ	м	$2 \cdot 10^{-6}$
Толщина стенки трубопровода	δ	м	$1,5 \cdot 10^{-3}$
Модуль упругости трубопровода	E	Па	$3,3 \cdot 10^9$
Перекачиваемая среда	-	-	Вода
Плотность жидкости	ρ	кг/м ³	998,2
Модуль упругости жидкости	$\beta_{\text{ж}}$	Па	$2,19 \cdot 10^9$
Давление насыщенных паров	$p_{\text{н}}$	Па	$2,1 \cdot 10^3$
Объемное содержание свободного воздуха	$\Psi_{\text{с}}$	%	0,1
Объемное содержание растворенного воздуха	$\Psi_{\text{н}}$	%	2
Частота вращения ротора	ω	об/мин	3000
КПД насоса	η	%	0,85
Время закрытия клапана	τ	с	0,2

Для аппроксимации гидравлической характеристики центробежного насоса и приведения ее к виду удобному для восприятия программой используется паспортная (см. рисунок 45) кривая насоса «MDR45-1V».



а) паспортная характеристика; б) характеристика после аппроксимации

Рисунок 45 – Гидравлическая (напорная) характеристика насоса MDR45-1V

Порядок выполнения эксперимента следующий:

- включить насосы и дать им столько времени, сколько необходимо для полного удаления воздуха из системы. Краны «V2, V3, V4, V1, V8, V10, V6» должны быть полностью открыты, краны «V7», «V5» – закрыты;
- убедиться в том, что на экране компьютера происходит индикация показаний датчиков давления «Z8, Z9, Z10». Убедиться в работоспособности расходомера «Z11», установленного в общей линии насосов;
- установить желаемую скорость движения жидкости в испытуемом трубопроводе. Включить клапан «Гидроудар» на панели управления и зафиксировать показания всех датчиков.

Осциллограмма давления на выходе из трубы приведена на рисунке 46.

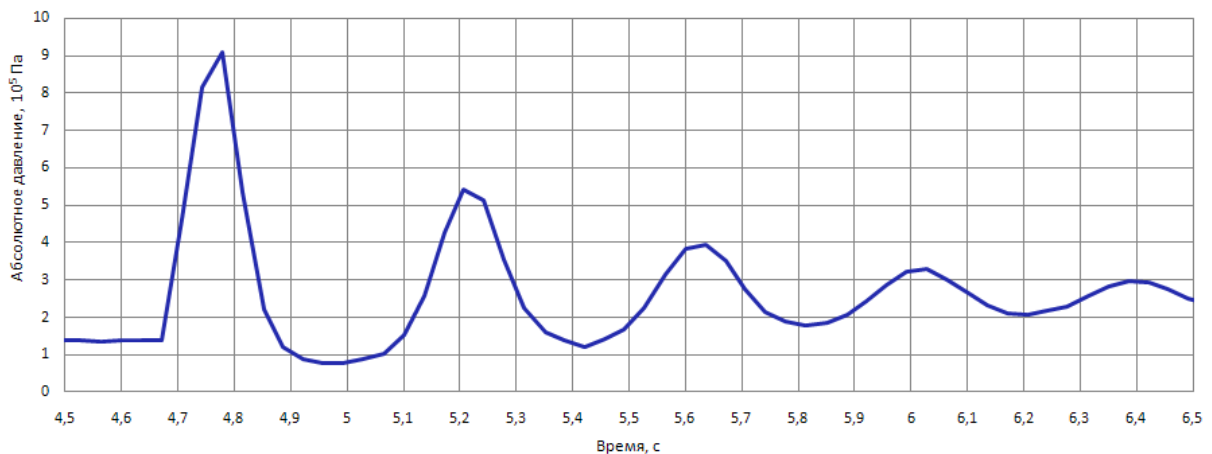


Рисунок 46 - График изменения абсолютного давления в сечении перед клапаном

На осциллограмме давления можно увидеть различия в скорости распространения ударной волны для разных фаз гидроударного процесса. Происходит это из-за наличия в воде начального свободного воздуха и его пополнения за счет выделения растворенного воздуха при прохождении волны пониженного давления. Отсюда следует вывод, что наличие воздуха необходимо учитывать для исключения ошибок в расчетах.

По исходным данным из таблицы 4 и рисунков 44, 45 было выполнено компьютерное моделирование волнового процесса по аналогии с экспериментом, с целью подтверждения адекватности результатов компьютерного моделирования, в том числе газовой кавитации при прохождении пониженных волн давления.

Результаты моделирования представлены на рисунке 47 в виде графика, который можно сравнить с экспериментальным графиком, путем их наложения друг на друга. На

рисунке 47 видна хорошая сходимость графиков, полученных расчетным путем и в ходе эксперимента.

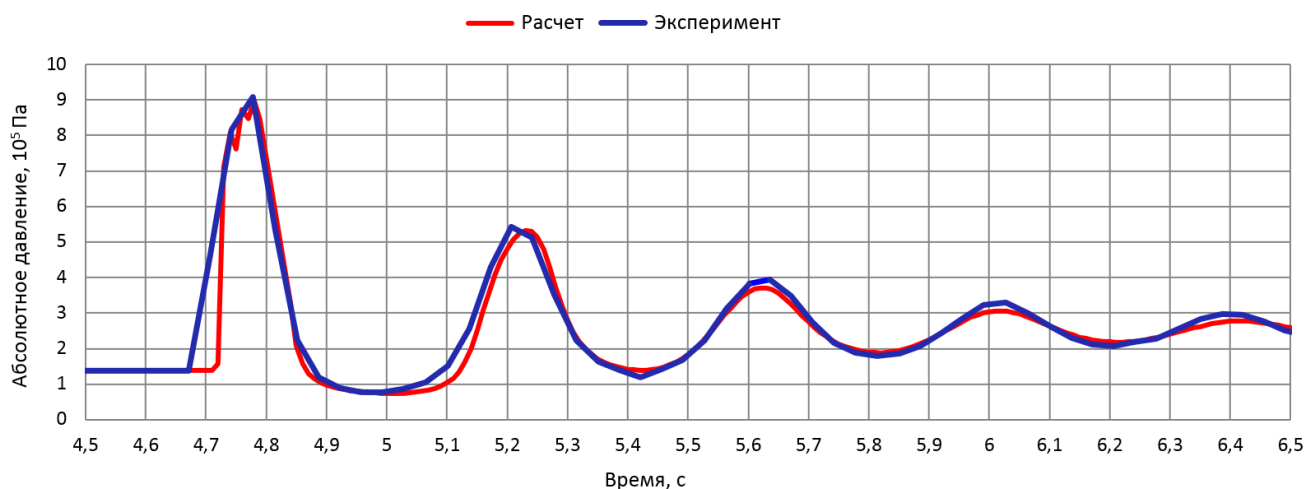


Рисунок 47 – Сравнение расчетных и экспериментальных результатов

3.2 Разработка физической модели устройства защиты от гидравлического удара

С целью исследования процессов возникновения, распространения и исчезновения в трубопроводе волн гидроудара была сконструирована специальная установка, технологическая схема с интегрированным устройством защиты от волн давления и перечень основных комплектующих которой приведены на рисунке 48.

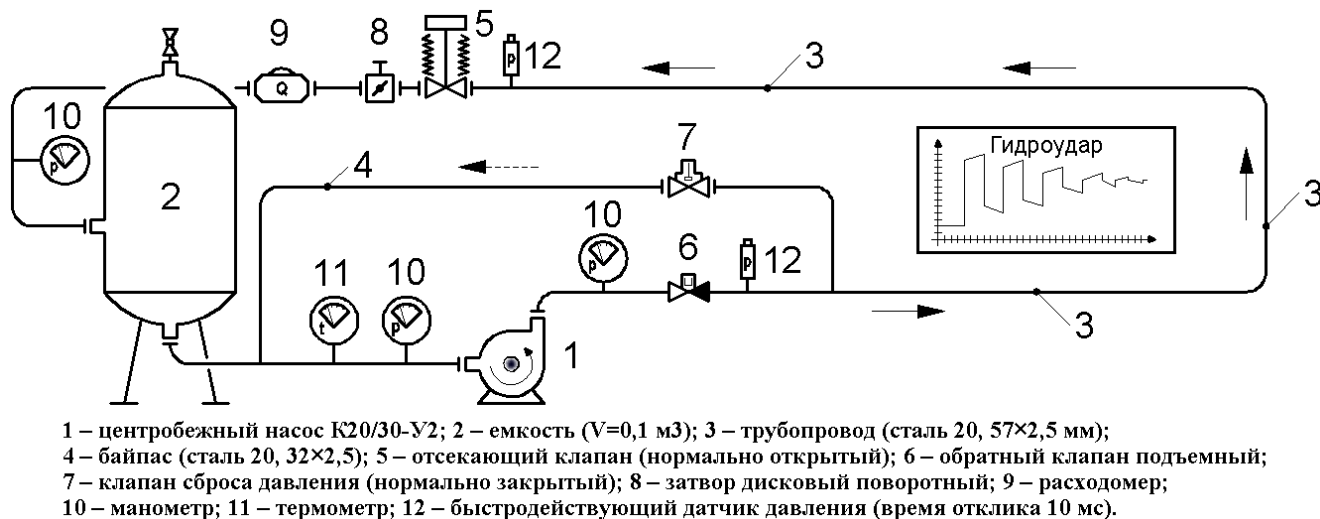


Рисунок 48 – Технологическая схема установки исследования гидроудара

Более подробно все комплектующие установки сведены в таблицу 5.

После расчета технологических и конструктивных параметров установки было проведено проектирование установки в системе трехмерного проектирования (см. рисунки 49 и 50), по результатам которого разработана рабочая документация и выполнено изготовление экспериментальной установки.

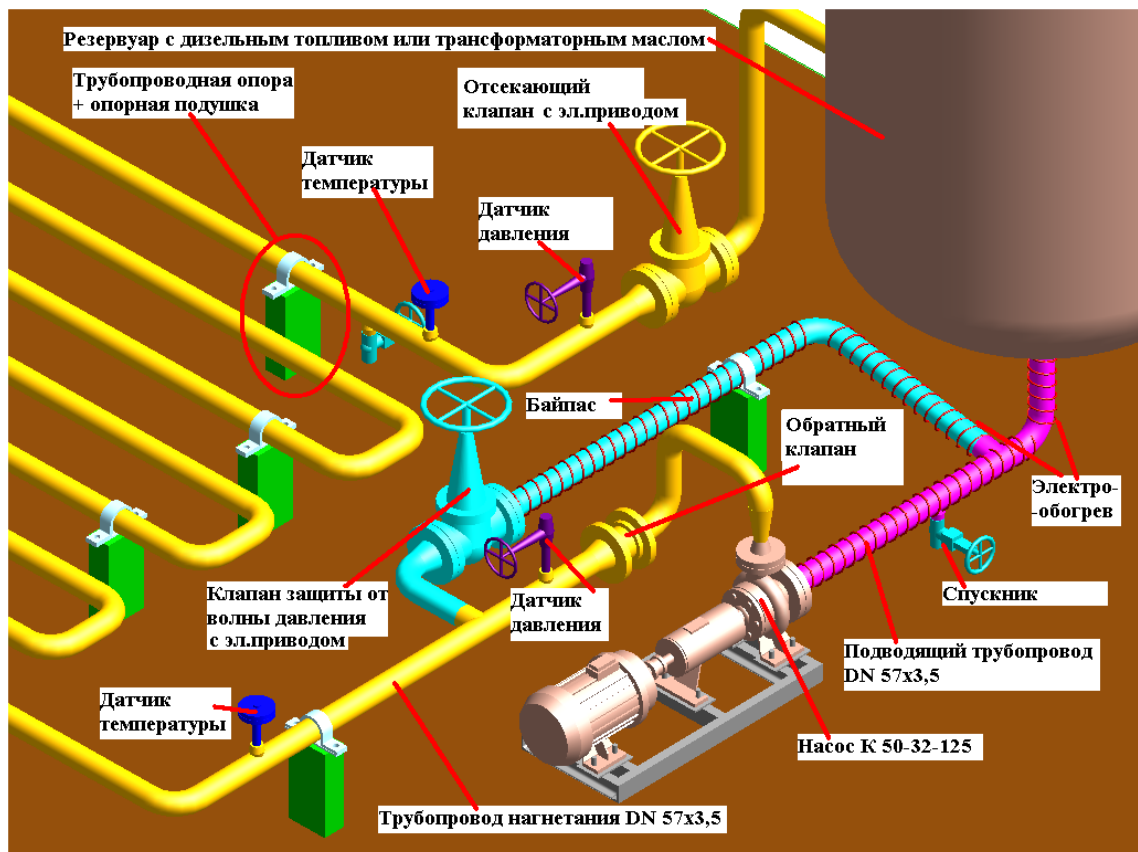


Рисунок 49 – Виртуальная трехмерная модель установки (изометрический вид)

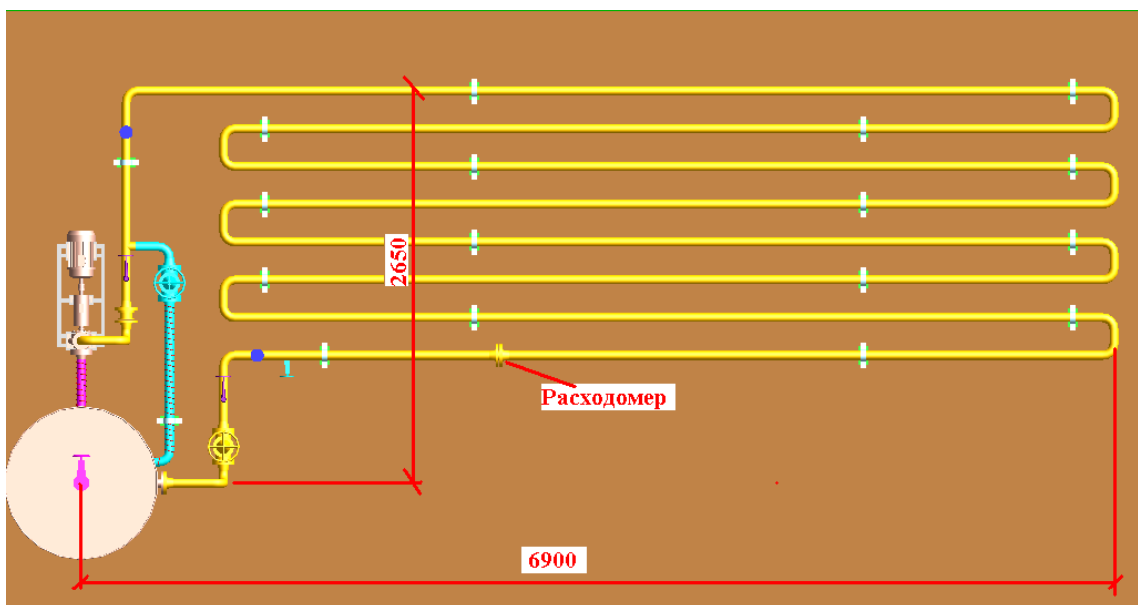
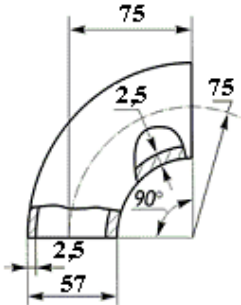
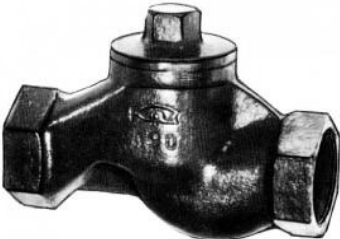


Рисунок 50 – Виртуальная трехмерная модель установки (вид сверху)

Таблица 5 – Параметры и характеристики составных узлов экспериментальной установки

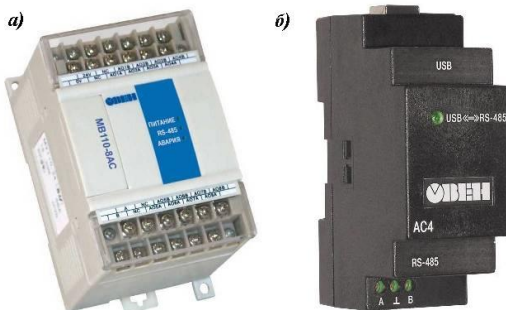
№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
1	Перекачиваемые среды	-	С целью сравнения эксперимент производился на двух разных средах, в качестве которых использовались вода из системы городского водоснабжения и дизельное топливо летнее. Вода имеет следующие свойства: плотность при 20 °С – 998 кг/м³, кинематическая вязкость при 20 °С – 1,002 мм²/с, давление насыщенного пара при 20 °С – 2,34 кПа, модуль объемной упругости при 20 °С – 2,1 ГПа. Дизельное топливо «ДТ-Л-К5» «ЭКТО Diesel» сорт С, вид II в соответствии с паспортом качества имеет следующие свойства: плотность при 20 °С – 829,7 кг/м³, кинематическая вязкость при 40 °С – 2,861 мм²/с, давление насыщенного пара при 20 °С – 0,6 кПа, модуль объемной упругости при 20 °С – 1,68 ГПа.
2	Центробежный агрегат «К 20/30-У2»		Номинальные диаметры входного и выходного патрубков насоса равны соответственно 50 мм и 32 мм, дифференциальный напор – 24-34 м, диапазон подачи – 10-30 м³/ч, допустимый кавитационный запас (превышение напора на всасывании над напором, который соответствует давлению насыщенного пара жидкости) по воде составляет 4 м.

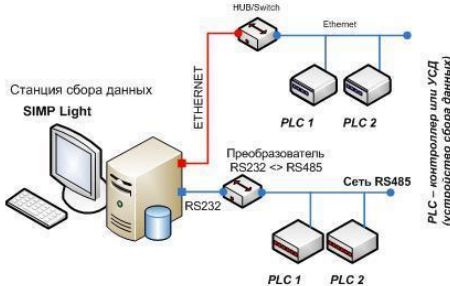
№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
			Мощность электродвигателя – 4 кВт, частота вращения вала – 2900 об/мин.
3	Трубопровод 57×2,5 мм		Исследуемый трубопровод состоит из сваренных между собой прямолинейных участков труб и отводов. Суммарная длина линии нагнетания с учетом отводов равна 54,7 м. Характеристики трубопровода следующие: материальное исполнение – сталь 20, наружный диаметр – 57 мм, толщина стенки – 2,5 мм, шероховатость стенки – 0,07 мм, модуль упругости – 212 ГПа. Размеры отвода показаны на рисунке, из которого следует, что длина дуги по средней линии составляет 118 мм. Количество отводов – 21 шт.
4	Питающая емкость	-	Сосуд, используемый одновременно в роли питающей и приемной емкостей, имеет следующие параметры: объем – 200 л, высота – 1 м, диаметр – 0,5 м, расстояние от оси торцевого патрубка насоса до выходного штуцера емкости – 75 мм, расстояние от оси торцевого патрубка насоса до входного штуцера емкости – 550 мм.

№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
5	Отсекающий клапан		В роли инициатора гидроудара за счет резкого изменения скорости потока используется модернизированная задвижка клиновая «ЗКЛ2 50-25 DN 50 PN 25 30с15нж». Внешний вид задвижки в заводском исполнении приведен на рисунке. Запирание клина происходит посредством механического воздействия – при помощи пружин растяжения, после подачи напряжения с пульта управления на электроспуск (втягивающая электромагнитная втулка). Скорость срабатывания такого устройства составляет 0,05-0,1 с.
6	Обратный клапан		Для соответствия моделируемой системы реальной насосной станции на нагнетательной линии сразу после насоса установлен клапан обратный, исключаящий переток жидкости из нагнетательной линии во всасывающую линию. Внешний вид клапана обратного «16кч11р DN 50» представлен на рисунке.

№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
7	Сбросной клапан		В качестве сбросного (перепускного) клапана используется модернизированный электромагнитный клапан «КЭГ-9720 DN 25», расположенный на байпасной линии насоса. Клапан оснащен более мощной электромагнитной катушкой, которая увеличивает скорость срабатывания до 0,1-0,2 с, что позволяет моделировать разрабатываемую систему защиты от волн давления. Внешний вид клапана в заводском исполнении приведен на рисунке.
8	Дисковый затвор		С целью получения реальной расходно-напорной характеристики центробежного насоса при установившемся режиме течения на нагнетательной линии смонтирован затвор дисковый поворотный «ЗДП D71X-16 DN 50», который изображен на рисунке. Затвор имеет десять промежуточных фиксированных положений.
9	Расходомер		С целью получения реальной расходно-напорной характеристики центробежного насоса при установившемся режиме течения на нагнетательной линии смонтирован турбинный счетчик «BCX DN 50», который в сочетании с секундомером позволяет производить измерения расхода в исследуемой системе.

№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
10	Индикаторы давления		В качестве средств измерения давления при установившемся режиме течения потока используются манометры общетехнические фирмы «METER», расположенные на всасывающей и в начале нагнетательной линии (для измерения дифференциального давления насоса), а также в конце нагнетательной линии (для измерения падения давления по длине трубопровода). Верхние пределы измерения манометров для всасывающей линии и в конце нагнетательной линий равны 0,6 кгс/см², а для манометра на выкиде насоса – 6 кгс/см², класс точности – 1,5. Расположение манометров перед обратным клапаном и после отсечного клапана (по ходу потока среды) ограничивает воздействие ударной волны на исполнительные элементы измерителей.
11	Индикатор температуры		Для измерения температуры перекачиваемой среды применяется термометр биметаллический осевой «БТ-111» производства фирмы «РОСМА». Верхний предел измерения составляет величину 120 °С, класс точности 1,5.

№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
12	Датчики давления		Процессы, связанные с гидравлическим ударом и протекающие в насосно-трубопроводной системе, носят быстроизменяющийся во времени характер, поэтому для измерения давления используются электронные высокоскоростные датчики давления «PT5443» производства фирмы «IFM» (Германия). Датчик имеет следующие параметры: диапазон измерения – 0-40 бар, температура измеряемой среды от -40 до +90 °С, выходной сигнал – аналоговый 4-20 мА, класс точности – 0,5, время реакции – 1 мс.
13	Преобразователи		Для построения автоматизированной системы сбора данных о значениях давления в двух точках трубопровода необходимо преобразовать аналоговый сигнал от датчиков в цифровой код, в связи с этим в состав измерительной системы входит модуль скоростного ввода аналоговых сигналов «MB110-24.AC» фирмы «ОВЕН» (под буквой «а»). Данный модуль имеет следующие технические характеристики: измеряемый сигнал – ток от 4 до 20 мА, предел основной приведенной погрешности – 0,25 %, количество аналоговых каналов – 8 шт, период обновления результатов измерения – 5 мс, интерфейс связи с мастером сети – RS-485. Для дальнейшего преобразования в сигналы интерфейса USB и создания

№ п/п	Объект		
	Название	Изображение	Описание
			виртуального COM-порта на персональном компьютере применяется преобразователь интерфейсов фирмы «ОВЕН» (под буквой «б»).
14	Программное обеспечение	 Схема подключения станции сбора данных SIMP Light к PLC-контроллерам. Станция SIMP Light (компьютер) подключена к преобразователю RS232 <-> RS485. Преобразователь соединен с сетью RS485, в которой находятся PLC 1 и PLC 2. Также показан вариант подключения через HUB/Switch и Ethernet.	Для создания системы визуализации на персональном компьютере, а также для возможности диспетчеризации и мониторинга в совокупности с имеющимися на установке приборами выбран программный продукт системы ввода-вывода «SCADA SIMP Light», позволяющий собирать данные с любых устройств, которые поддерживают протокол «MODBUS». Связь персонального компьютера с компонентами системы измерения давления условно продемонстрирована на рисунке.

Внешний вид установки в сборе после изготовления приведен на рисунке 51.



Рисунок 51 – Установка исследования гидроудара

Перед началом проведения экспериментов по получению волн гидравлического удара были сняты фактические « $Q-H$ » характеристики насоса на воде и дизельном топливе для последующего анализа и возможности компьютерного моделирования происходящих процессов.

В работе [44], в соавторстве с О. В. Кабановым, были изложены некоторые результаты физического моделирования устройства защиты от волн давления.

3.2.1 Снятие показаний на воде

Для воды при полностью открытом затворе и температуре окружающей среды 11 °С давление на выкиде насоса в начале трубопровода составляло 2,32 кгс/см², а в конце трубопровода перед входом в емкость – 0,16 кгс/см².

После этого производился пуск насоса на закрытую задвижку со снятием давления в двух точках трубопровода в соответствии со схемой. Были сняты графики выхода характеристик на рабочую точку путем медленного открытия затвора. На рисунках 52 и 53 представлены графики гидравлического удара для двух сечений трубопровода.



Из представленных графиков следует вывод о высокой технической эффективности разработанного способа защиты, поскольку при помощи данного способа удалось снизить скачки давления в системе «насос – трубопровод» в несколько раз. Так, отношение ударного давления на участке трубопровода без защиты к ударному давлению при включенной защите составляет от 5 до 10.

3.2.2 Снятие показаний на дизельном топливе

Для дизельного топлива при полностью открытом затворе и температуре внутри трубопровода 6 °С давление на выкиде насоса в начале трубопровода составляло 2,1 кгс/см², а в конце трубопровода перед входом в емкость – 0,12 кгс/см².

После этого производился пуск насоса на закрытую задвижку со снятием давления в двух точках трубопровода в соответствии со схемой установки. На рисунках 54 – 57 представлены графики гидравлического удара для двух сечений трубопровода при наличии и отсутствии обратного клапана.

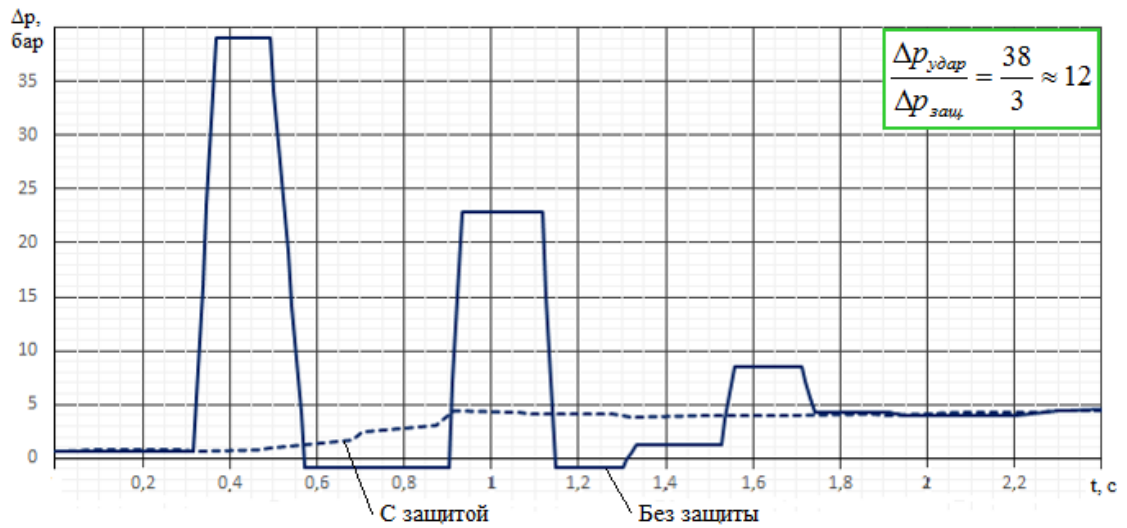


Рисунок 54 – Графики давления в сечении перед отсечным клапаном (обратный клапан отсутствует)

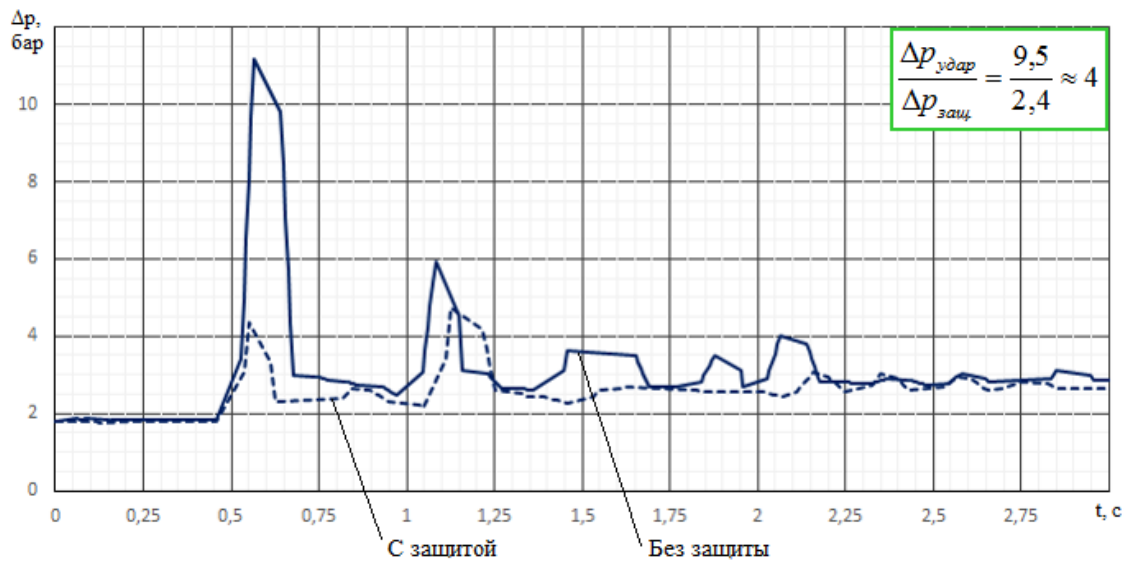


Рисунок 55 – Графики давления в сечении после насоса (обратный клапан отсутствует)

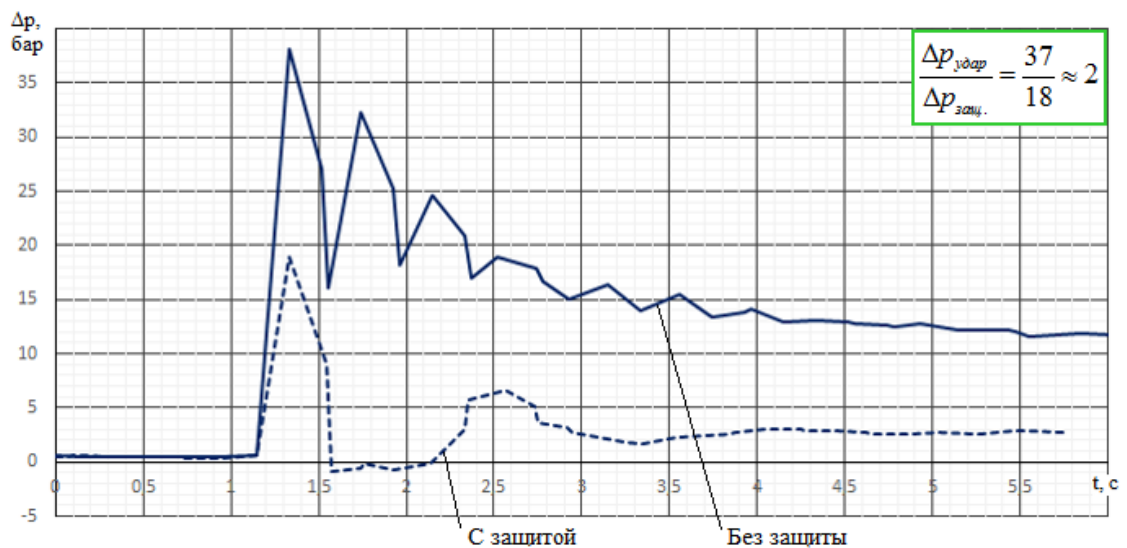


Рисунок 56 – Графики давления в сечении перед отсечным клапаном (обратный клапан установлен)

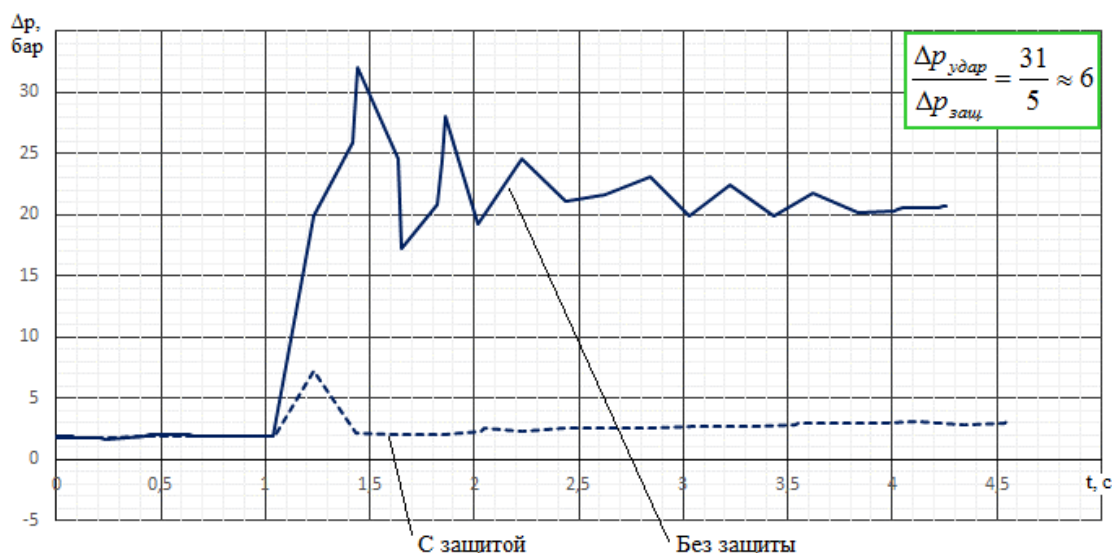


Рисунок 57 – Графики давления в сечении после насоса (обратный клапан установлен)

Из представленных графиков, в условиях перекачки дизельного топлива, также следует вывод о высокой технической эффективности разработанного способа защиты, поскольку при помощи данного способа удалось снизить скачки давления в системе «насос – трубопровод» в несколько раз, как при наличии обратного клапана, так и без него. Отношение ударного давления на участке трубопровода без защиты к ударному давлению при включенной защите составляет от 2 до 12. Необходимо ответить, что при наличии в системе обратного клапана, технический эффект предложенного способа несколько ниже, чем при отсутствии обратного клапана.

3.3 Выводы по третьей главе

В третьей главе обосновано использование предложенного вычислительного инструмента посредством получения адекватного результата при сравнении графиков волнового процесса на экспериментальном стенде с графиками, полученными расчетным путем.

Проведено физическое моделирование волнового процесса в насосно-трубопроводной системе, оборудованной устройством защиты на основе предложенного способа. Ввиду наличия ощутимого положительного технического эффекта в виде уменьшения волн давления в 2 – 12 раз, делается вывод о целесообразности применения способа на нефтеперекачивающих станциях.

Глава 4 РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ЗАЩИТЫ ОТ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ

4.1 Упрощенный расчетный критерий необходимости установки устройства защиты от волн давления

В настоящее время нет специальных методик и нормативных документов, позволяющих провести объективный анализ возможности возникновения гидроударов в различных гидравлических системах объектов трубопроводного транспорта жидких углеводородов. Несмотря на то, что подобные явления достаточно редко встречаются на реальных объектах технологических производств, ввиду особого внимания к эксплуатации и безопасному обслуживанию вероятных источников гидроудара (в большинстве случаев – это медленное закрытие и открытие, а также опломбирование клапанов и задвижек на технологических трубопроводах), данная тема остается актуальной, так как риск развития аварийной ситуации, в случае возникновения данного явления, находится на достаточно высоком уровне.

Предварительный упрощенный расчет на гидроудар сводится к определению максимально возможного скачка давления по формуле Н.Е. Жуковского, при быстром закрытии трубопроводной арматуры на анализируемом участке. При этом остается неоднозначным вопрос о повышении расчетного давления трубопровода путем прибавления к нему скачка давления при гидроударе, так как суммарное значение расчетного давления получится в некоторых случаях нецелесообразно завышенным, что приведет к значительным капиталовложениям. С другой стороны, находятся хоть и маловероятный, но очень существенный риск аварийной ситуации со значительными финансовыми и трудовыми затратами, а в случае рассмотрения опасных производственных объектов, каковыми являются системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов, возможные человеческие жертвы и негативные экологические последствия.

Необходимо отметить, что есть несколько пакетов программного обеспечения (по большому счету зарубежного производства), которые позволяют провести более глубокий анализ возникновения гидроудара в исследуемой системе. Они являются специальными, достаточно дорогими программными продуктами, для работы с которыми необходимо обучение соответствующего персонала, что, опять же, приводит к значительным финансовым и трудовым затратам. Но самый главный недостаток такого

подхода – это практическая невозможность и, в большинстве своем, нецелесообразность обеспечивать полномасштабный и глубокий анализ на гидроудар гидравлических систем крупных производственных объектов в условиях строго ограниченного времени на проектирование и ввода в эксплуатацию.

В данном параграфе диссертационной работы предлагается методика достаточно объективного и реалистичного анализа возникновения явления гидроудара на магистральных и технологических трубопроводах систем трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. В соответствии с вышеописанными аспектами, помимо хорошей корреляции с традиционной теорией и практикой расчетов неустановившихся процессов в трубопроводах, такая методика должна требовать оптимальных временных и трудовых затрат за счет исключения излишних усложнений и упрощений в отношении расчетов фаз развития явления гидроудара и работы устройств защиты от него. Для разработки такой методики необходимо было вычленить наиболее опасные с точки зрения гидроудара гидравлические системы из большого числа имеющихся систем, путем вычисления в первом приближении комплексного критерия возможности возникновения гидроудара на основе имеющихся исходных данных и применения традиционных формул расчета.

Значение комплексного критерия возможности возникновения гидроудара предлагается определять путем перемножения трех критериев опасных значений давления

$$k_{ГУ} = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 . \quad (4.1)$$

где k_1 – первый расчетный критерий по опасному превышению расчетного давления;
 k_2 – второй расчетный критерий по недопустимому превышению рабочего давления;
 k_3 – третий расчетный критерий по достижению нижнего порога давления.

За опасное, недопустимое или пороговое значение данных критериев принята единица. В случае значения комплексного критерия возможности возникновения гидроудара в первом приближении « $k_{ГУ} \geq 1$ », система считается потенциально опасной по возможности появления недопустимых скачков давления и требует анализа на гидроудар во втором приближении, т.е. численными методами.

При этом значение первого расчетного критерия по опасному превышению расчетного давления вычисляется следующим образом

$$k_1 = \frac{p_{раб} + \Delta p}{p_{расч}}, \quad (4.2)$$

где $p_{раб}$ – рабочее давление в трубопроводе;

Δp – скачок давления при гидравлическом ударе;

$p_{расч}$ – расчетное давление трубопровода.

Расчетное и рабочее давления в трубопроводе – это проектные значения, не требующие вычисления.

Скачок давления при гидроударе определяется по классической формуле Н.Е. Жуковского (см. формулу (2.23) в параграфе 2.1.1). При этом скорость волны ударного давления рассчитывается по формуле (2.16).

На объектах системы транспорта нефти и нефтепродуктов, в условиях широкого спектра перекачиваемых продуктов и разнообразности поддерживаемых температур, плотность и коэффициент сжимаемости жидкости предлагается рассчитывать по РМГ 97-2010 ГСИ – «Плотность нефти и нефтепродуктов и коэффициенты объемного расширения и сжимаемости». В соответствии с данными рекомендациями коэффициент сжимаемости находится следующим образом

$$\gamma = 10^{-3} \cdot \exp \left(-1,62080 + 0,00021592 \cdot T_{раб} + \frac{0,87096 \cdot 10^6}{\rho^2} + \frac{4,2092 \cdot T_{раб} \cdot 10^3}{\rho^2} \right), \quad (4.3)$$

где $T_{раб}$ – температура продукта в рабочих условиях.

Второй расчетный критерий по недопустимому превышению рабочего давления предлагается определять исходя из допускаемых амплитуд давления в трубопроводе на конкретном производстве. В соответствии с [21], [65], [70] необходимость расчета режима дополнительных воздействий кратковременных и особых нагрузок определяется проектной организацией, при этом амплитуды давления, составляющие (в зависимости от норматива) от 10 % до 15 % от рабочего давления, считаются недопустимыми. В рамках данной работы, будет считаться, что превышение скачка давления на 90 % от рабочего давления является недопустимым обстоятельством. Второй расчетный критерий определяется как

$$k_2 = 0,1 + \frac{\Delta p}{P_{раб}} . \quad (4.4)$$

Необходимость учета третьего расчетного критерия по достижению нижнего порога давления в насосных системах обосновывается тем, что при смене знака волна пониженного давления может достичь величины ниже кавитационного запаса насоса и вызвать его поломку. А также тем, что волна пониженного давления может вызвать разрыв сплошности столба жидкости, ликвидация которого в последующем сопровождается сильным гидроударом.

Третий расчетный критерий по достижению нижнего порога давления целесообразно рассчитывать по формуле

$$k_3 = \frac{\Delta p_{рев}}{P_{раб} - P_{НП}} , \quad (4.5)$$

где $\Delta p_{рев}$ – реверсное значение скачка давления (волна пониженного давления);

$P_{НП}$ – давление насыщенного пара продукта.

В качестве примера рассматриваются 33 насосно-трубопроводные системы, которые предложены к анализу на возможность появления гидроудара в напорных линиях. Исходные данные сведены в таблицу 6. Результаты расчета на гидроудар в первом приближении сведены в таблицу 7.

Таблица 6 – Параметры трубопроводных и насосных систем

№ п/п	Характеристики продуктов			Характеристики насосов							Характеристики трубопроводов						
	ρ , кг/м ³	$P_{\text{нас}}$, МПа	v , м ² /с	Q , м ³ /ч	ΔH , м	$P_{\text{вх}}$, МПа	$P_{\text{вых}}$, МПа	Δh , м	N , кВт	η , %	D_n , м	$D_{\text{вн}}$, м	δ , м	E , МПа	$P_{\text{раб}}$, МПа	$P_{\text{расч}}$, МПа	$T_{\text{раб}}$, °С
1	703	0,041	0,32	371	178	0,60	2,04	4,7	167	75	325	305	10	2,04	1,25	2,20	40
2	640	0,220	0,24	432	125	0,51	1,50	4,3	123	77	273	257	8	2,04	0,92	1,56	50
3	640	0,220	0,23	173	210	0,51	1,87	3,4	100	76	159	147	6	2,04	1,47	2,20	50
4	624	0,312	0,16	1276	129	0,51	1,55	5,9	177	80	530	510	10	2,14	1,00	1,58	100
5	640	0,312	0,16	266	951	0,51	7,10	5,9	571	75	219	195	12	2,04	6,10	7,84	100
6	650	0,071	0,26	30	40	0,35	0,71	1,6	4	49	89	79	5	2,04	0,36	0,74	40
7	780	0,038	0,47	50	115	0,10	1,06	1,7	28	51	108	98	5	2,14	0,96	1,60	0
8	615	0,215	0,19	25	261	0,60	2,45	1,6	20	52	89	79	5	2,04	1,85	2,50	38
9	638	0,102	0,23	81	138	0,60	1,60	2,2	37	52	159	147	6	2,04	1,00	2,50	38
10	642	0,448	0,23	233	754	2,50	8,20	5,2	407	75	273	249	12	2,04	5,45	8,20	48
11	504	1,351	0,09	463	127	1,55	2,30	4	102	78	325	305	10	2,04	1,87	2,40	100
12	545	1,251	0,14	73	122	1,55	2,30	2,9	25	52	159	143	8	2,04	1,80	2,60	40
13	564	0,800	0,11	281	138	1,20	2,10	3,6	80	74	273	257	8	2,04	1,46	2,21	100
14	566	0,800	0,11	275	138	1,20	2,10	3,5	78	74	273	257	8	2,04	1,47	2,21	100
15	687	0,700	0,34	21	117	1,20	2,15	1,2	17	26	89	77	6	2,04	1,40	2,25	40
16	617	0,681	0,21	40	89	1,55	2,20	2,2	14	27	108	96	6	2,04	1,19	2,20	40
17	547	0,680	0,12	33	173	0,90	1,90	2,4	27	31	89	79	5	2,04	1,50	2,10	100

№ п/п	Характеристики продуктов			Характеристики насосов							Характеристики трубопроводов						
	ρ , кг/м ³	$P_{\text{нас}}$, МПа	v , м ² /с	Q , м ³ /ч	ΔH , м	$P_{\text{вх}}$, МПа	$P_{\text{вых}}$, МПа	Δh , м	N , кВт	η , %	D_n , м	$D_{\text{вн}}$, м	δ , м	E , МПа	$P_{\text{раб}}$, МПа	$P_{\text{расч}}$, МПа	$T_{\text{раб}}$, °C
18	547	0,577	0,13	19	249	0,90	2,36	1,4	15	47	89	77	6	2,04	1,81	2,60	41
19	645	0,650	0,24	222	565	0,95	5,03	3,1	294	75	219	199	10	2,04	4,10	5,90	40
20	540	1,980	0,12	270	145	2,50	3,40	3,4	77	74	219	203	8	2,04	2,64	3,50	40
21	455	2,092	0,06	1500	155	2,60	3,30	7,5	172	84	530	506	12	2,14	2,65	3,60	100
22	620	0,200	0,20	1340	165	0,80	2,00	6,4	227	82	530	510	10	2,14	1,08	2,10	50
23	620	0,200	0,20	206	280	0,80	2,53	3,8	152	64	219	203	8	2,04	1,77	3,00	50
24	665	0,340	0,17	1900	130	0,70	1,68	3,3	286	78	530	510	10	2,14	1,01	2,00	100
25	665	0,340	0,17	26	145	0,70	1,75	2,3	23	29	89	79	5	2,04	1,17	2,00	100
26	590	0,316	0,15	214	710	0,70	5,54	3,1	334	73	219	199	10	2,04	4,26	6,00	100
27	590	0,316	0,15	259	120	0,70	1,53	3,3	68	74	219	203	8	2,04	0,90	1,60	100
28	815	0,330	0,47	172	560	1,10	6,27	2,8	301	71	219	199	10	2,04	4,92	6,30	40
29	802	1,670	0,47	187	110	1,90	2,90	2,4	62	73	219	203	8	2,04	2,33	3,00	22
30	573	1,790	0,10	350	105	2,30	3,00	4,4	75	76	219	203	8	2,04	2,38	3,00	100
31	533	1,680	0,10	104	155	1,58	3,00	3,1	42	56	159	147	6	2,04	2,38	3,00	40
32	818	0,134	0,21	341	117	0,35	1,40	4,2	115	77	273	257	8	2,04	1,00	1,53	50
33	810	0,150	0,20	60	100	0,40	1,18	2,1	25	53	159	147	6	2,04	0,82	1,20	100

Таблица 7 – Расчетные параметры и коэффициенты оценки риска гидроудара

№ п/п	γ , МПа ⁻¹	a , м/с	Δp , МПа	k_1	k_2	k_3	$k_{гв}$
1	0,00163	893	0,89	0,97	0,81	0,73	0,58
2	0,00280	727	1,08	1,28	1,27	1,54	2,50
3	0,00280	731	1,33	1,27	1,00	1,06	1,35
4	0,00558	525	0,57	0,99	0,67	0,83	0,55
5	0,00473	570	0,90	0,89	0,25	0,16	0,03
6	0,00233	799	0,88	1,68	2,55	3,06	13,10
7	0,00083	1181	1,70	1,66	1,87	1,84	5,71
8	0,00304	722	0,63	0,99	0,44	0,38	0,17
9	0,00251	772	0,65	0,66	0,75	0,73	0,36
10	0,00270	746	0,64	0,74	0,22	0,13	0,02
11	0,03268	246	0,22	0,87	0,22	0,42	0,08
12	0,00660	524	0,36	0,83	0,30	0,66	0,16
13	0,01173	386	0,33	0,81	0,32	0,50	0,13
14	0,01140	391	0,33	0,81	0,32	0,49	0,13
15	0,00180	883	0,76	0,96	0,64	1,09	0,67
16	0,00306	719	0,68	0,85	0,67	1,34	0,77
17	0,01516	346	0,35	0,88	0,34	0,43	0,13
18	0,00653	527	0,33	0,82	0,28	0,26	0,06
19	0,00243	784	1,00	0,86	0,34	0,29	0,09
20	0,00704	508	0,64	0,94	0,34	0,96	0,31
21	0,10365	145	0,14	0,77	0,15	0,25	0,03
22	0,00333	672	0,76	0,88	0,80	0,86	0,61
23	0,00333	683	0,75	0,84	0,52	0,48	0,21
24	0,00375	614	1,06	1,03	1,14	1,58	1,86
25	0,00375	627	0,61	0,89	0,63	0,74	0,41
26	0,00826	450	0,51	0,79	0,22	0,13	0,02
27	0,00826	449	0,59	0,93	0,76	1,01	0,71
28	0,00095	1080	1,35	1,00	0,38	0,29	0,11
29	0,00089	1109	1,43	1,25	0,71	2,16	1,93
30	0,01033	408	0,70	1,03	0,40	1,19	0,48
31	0,00774	489	0,44	0,94	0,29	0,63	0,17
32	0,00101	1025	1,53	1,65	1,63	1,77	4,78
33	0,00145	887	0,71	1,27	0,96	1,05	1,29

Как видно из таблицы 7, предлагаемая методика позволяет выявить наиболее опасные насосно-трубопроводные системы, в которых есть риск возникновения

гидроудара. Из большого числа насосно-трубопроводных систем удалось вычленить восемь систем, напорные линии которых рекомендуются к дальнейшему анализу на гидроудар численными методами, это системы позиций: 2, 3, 6, 7, 24, 29, 32, 33.

4.2 Параметры устройства защиты от волн давления

Устройство защиты имеет в своем составе быстродействующий клапан сброса, датчики давления и расхода, а также систему управления клапаном. Датчики давления и датчики расхода являются второстепенными элементами устройства, выбор параметров и технических характеристик которых не представляет большого научного интереса и лишь сводится к определению технической пригодности в совокупности с клапаном сброса и регистрации возможного размаха параметров волнового процесса.

Для того, чтобы устройство защиты было работоспособным при всех возможных неустановившихся режимах течения, проявляющихся в виде волн давления и расхода, необходимой базой является получение требуемой пропускной характеристики, на основе которой будет произведен выбор конструктивных параметров клапана или системы клапанов. При этом соответствие степени открытия клапана сброса таким основным параметрам волны давления как давление и расход, производится автоматически при помощи заложенной программы расчета по формуле, которая выведена ниже.

Как упоминалось в параграфе 2.1.3 коэффициент сопротивления зависит от типа, размера и степени открытия клапана. При этом, производитель приводит значение коэффициента сопротивления, соответствующее квадратичному режиму течения, либо для полностью открытого положения, либо несколько значений в пределах открытия запорного элемента $20 \div 100$ %. С поправкой на режим течения коэффициент сопротивления запорно-регулирующей арматуры определяется по формуле (2.67). Коэффициент поправки на режим течения в этой формуле определяется по соответствующей кривой (см. рисунок 21).

Если отсутствуют данные значений коэффициента сопротивления для небольшой степени открытия арматуры, то он вычисляется по формуле (2.68).

Зачастую производитель вместо коэффициента сопротивления указывает значение коэффициента пропускной способности, который определяется как

$$K_v = Q^* \cdot \sqrt{\frac{\rho'}{p_{1-2}^*}} = (3600 \cdot Q) \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0 \cdot 10^5 \cdot p_{1-2}}}, \quad (4.6)$$

где Q^* , p_{1-2}^* – значения расхода и перепада давления при испытании клапана;

ρ' – относительная плотность;

ρ_0 – плотность воды при стандартных условиях.

Связь между коэффициентом сопротивления клапана и коэффициентом пропускной способности вытекает из формул (2.66), (2.69) и выражается следующей зависимостью

$$\xi = \frac{2 \cdot 3600^2}{10^5 \cdot \rho_0} \cdot \left(\frac{S_3}{K_v} \right)^2 = 16,2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{d_3^4}{\rho_0 \cdot K_v^2} = 0,16 \cdot \frac{d_3^4}{K_v^2} \Rightarrow K_v = 0,4 \cdot \frac{d_3^2}{\sqrt{\xi}}, \quad (4.7)$$

где d_3 – внутренний диаметр байпасной линии защиты.

Зависимость между коэффициентом пропускной способности клапана и степенью открытия называется пропускной характеристикой клапана. Самыми распространенными являются линейная и равнопроцентная пропускные характеристики.

Если между степенью открытия клапана и соответствующей пропускной способностью имеет место прямая пропорциональность, то клапан имеет линейную пропускную характеристику, описываемую выражением

$$K_v = \delta \cdot \frac{K_{v1}}{K_{v0}}. \quad (4.8)$$

Откуда искомая степень открытия определяется как

$$\delta = \frac{K_{v0}}{K_{v1}} \cdot K_v. \quad (4.9)$$

где K_{v0} – начальная пропускная способность, т.е. пропускная способность в момент открытия клапана;

K_{v1} – максимальная пропускная способность, т.е. пропускная способность при полном открытии клапана.

Если равным изменениям степени открытия клапана соответствует одно и то же процентное изменение пропускной способности для всех интервалов степени открытия, то клапан имеет равнопроцентную характеристику. Теоретически клапаны с равнопроцентной пропускной характеристикой не имеют полностью закрытого

положения, поэтому оно моделируется преднамеренным отклонением от теоретической. Равнопроцентная характеристика описывается следующим уравнением

$$K_v = K_{v \min} \cdot \left(\frac{K_{v1}}{K_{v \min}} \right)^{\delta}. \quad (4.10)$$

Откуда искомая степень открытия определяется как

$$\delta = \log \frac{K_v}{K_{v \min}} \frac{K_{v1}}{K_{v \min}}, \quad (4.11)$$

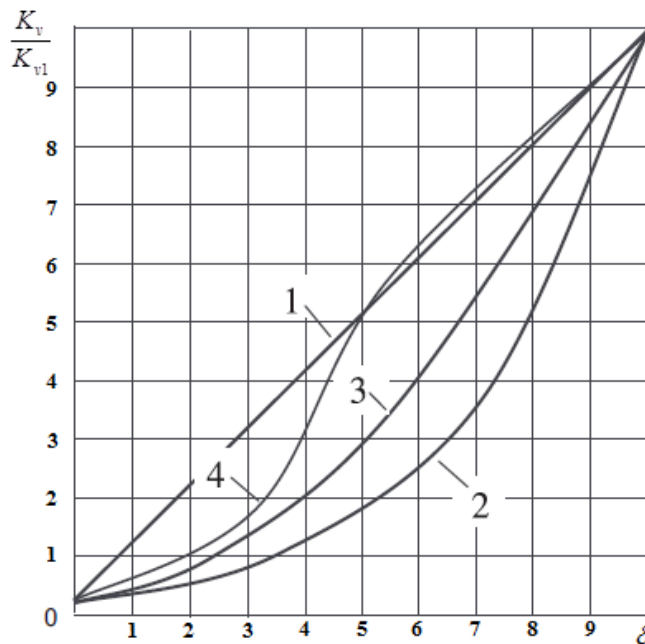
где $K_{v \min}$ – минимальная пропускная способность, при которой еще соблюдается теоретическая равнопроцентная характеристика.

Кроме вышеописанных, имеют место параболическая и логарифмическо-линейная пропускные характеристики клапана, которые не получили широкого распространения в настоящее время.

На рисунке 58 приведены основные виды пропускных характеристик клапана [64].

С учетом вышеприведенных выкладок требуемая степень открытия клапана, имеющего линейную пропускную характеристику, при сбросе через него волны давления на текущем временном шаге находится следующим образом

$$\delta = 0,36 \cdot \frac{K_{v0}}{K_{v1}} \cdot |Q_I - Q_{III}| \cdot \sqrt{\frac{\rho}{|p_I - p_{III}|}}. \quad (4.12)$$



1 – линейная; 2 – равнопроцентная; 3 – параболическая; 4 – логарифмическо-линейная

Рисунок 58 – Пропускные характеристики клапанов

Степень открытия клапана, имеющего равнопроцентную пропускную характеристику вычисляется следующим образом

$$\delta = \log \frac{K_{v1}}{K_{vmin}} \frac{0,36 \cdot |Q_I - Q_{III}| \cdot \sqrt{\frac{\rho}{|p_I - p_{III}|}}}{K_{vmin}}. \quad (4.13)$$

Максимальная пропускная способность выбранного клапана, т.е. пропускная способность при полном открытии клапана, должна соответствовать максимально возможной волне давления. в результате предварительного расчета волнового процесса. За расход через клапан принимается модуль максимальной разности расходов при установившемся и неустойчивом режимах течения. За минимальную пропускную способность принимаются аналогичные значения для минимального скачка, требующего сглаживания, в частном случае это скачок с учетом давления на установившемся режиме, не превышающий расчетное давление трубопровода. Таким образом, в качестве клапана сброса может быть использован регулирующий клапан с пропускной характеристикой, охватывающей рассчитанные минимальные и максимальные значения.

В дополнение к представленной выше методике выбора клапана сброса, при определении его технических и конструктивных параметров, целесообразно воспользоваться нормативами [23], [66], [67], [68], [86], а также методиками, подробно изложенными в статьях [58], [59].

4.3 Выводы по четвертой главе

В заключительной главе предложена инженерная методика определения упрощенного расчетного критерия необходимости установки устройства защиты от волн давления, подкрепленная примером ее использования для большого числа насосно-трубопроводных систем.

В завершающей части работы сделаны рекомендации по выбору клапана сброса, входящего в устройство защиты, на основе его пропускной характеристики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итоги выполненного исследования заключаются в следующем:

– анализ имеющихся теоретических работ и практических разработок по тематике диссертационного исследования позволил выявить следующие недостатки существующих систем защиты от волн давления: отсутствие полноценной защиты от волн давления со стороны линии нагнетания, низкое быстродействие систем, наличие крупногабаритных сосудов, сложность конструкций, высокая стоимость и дороговизна обслуживания;

– теоретическое описание на основе математической модели нефтепровода, нефтеперекачивающих агрегатов, обратной и запорно-регулирующей арматуры позволяет выполнять компьютерное моделирование волновых процессов в системе «нефтеперекачивающая станция – магистральный нефтепровод» и получать расчетные данные в виде графиков и таблиц;

– обстоятельство, при котором растворенный в нефти газ выделяется и переходит в свободное состояние, приводит к существенному уменьшению скорости волны пониженного давления, что влияет на параметры сброса;

– выполненный расчет потерь на трение в неустановившемся режиме течения показывает более существенные потери давления, чем при установившемся режиме течения, что позволяет обеспечить более точную настройку устройства защиты от волн давления;

– в ходе проведенных экспериментов на стенде изучения гидравлического удара доказано уменьшение скорости волны давления при наличии свободного газа в жидкости;

– сравнение полученных экспериментальных результатов с результатами расчета по приведенной математической модели процесса возникновения и распространения волн давления показало хорошую сходимость этих результатов;

– разработан способ защиты, заключающийся в сбросе части транспортируемой нефти или ее подкачке через байпасную линию станции, в зависимости от знака волны возмущения;

– для подтверждения технической эффективности способа защиты от волн давления создана физическая модель устройства защиты, интегрированного в систему «насос – трубопровод»;

– эффективность способа подтверждается графиками сглаженных волн давления, амплитуда которых в 2 – 12 раз меньше, чем у волн в отсутствии сброса.

По результату проделанной работы рекомендуется использование устройства защиты в виде клапана сброса на байпасной линии станции, выбор которого необходимо выполнять на основе пропускной характеристики клапана.

Перспективы дальнейшей разработки темы заключаются в усовершенствовании математического аппарата расчета волновых процессов, путем минимизации вводимых в математическую модель упрощений и допущений, в расширении количества и номенклатуры проводимых экспериментов, за счет рассмотрения трубопроводных систем с другими параметрами и перекачиваемых сред разных свойств, в более глубоком исследовании режимов и параметров работы сбросного клапана и разнообразии подходов к моделированию его работы.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АЦП	– Аналогово-цифровой преобразователь
БРД	– Блок регуляторов давления
ДОВ	– Датчик опасных возмущений
ДЭГ	– Диэтиленгликоль
ЗРА	– Запорно-регулирующая арматура
МН	– Магистральный нефтепровод
НА	– Насосный агрегат
НПС	– Нефтеперекачивающая станция
ПО	– Программное обеспечение
ППК	– Пружинный предохранительный клапан
САРД	– Система автоматического регулирования давления
СДН	– Стабилизатор давления для нефтяных трубопроводов
ССВД	– Система сглаживания волн давления
ФГУ	– Фильтр-грязеуловитель
a	– скорость волны ударного давления
a_0	– скорость волны давления в нефтепроводе без учета газосодержания в нефти
C^+, C^-	– характеристические линии в методе характеристик
d	– внутренний диаметр нефтепровода
d_B	– диаметр вала подвижного узла затвора
D_3	– диаметр диска обратного затвора
d_3	– внутренний диаметр байпасной линии защиты
E	– модуль упругости материала трубы нефтепровода
f	– коэффициент трения стального вала
F_B	– выталкивающая сила затвора
F_{PE3}	– результирующая радиальная нагрузка на подвижный узел затвора
F_T	– сила тяжести дискового затвора
g	– ускорение свободного падения
G_B	– коэффициент газовыделения
G_{II}	– коэффициент газопоглощения
H	– дифференциальный напор насоса
H'	– относительный дифференциальный напор насоса
H_{1-2}	– потери (перепад) напора на клапане
H_{1-2}^{CP}	– потери напора по кривой потерь напора от среднего расхода в трубопроводе
H_H	– номинальный дифференциальный напор насоса
I	– суммарный момент инерции насосного агрегата
I_3	– момент инерции дискового затвора обратного клапана
I_H	– момент инерции насоса
I_{II}	– момент инерции привода насоса
$I_{Ц}$	– момента инерции сплошного цилиндра, вращающегося вокруг своей оси

K_{Re}	— коэффициент поправки на режим течения
K_v	— коэффициента пропускной способности запорно-регулирующей арматуры
K_{v0}	— начальная пропускная способность
K_{v1}	— максимальная пропускная способность
K_{vmin}	— минимальная пропускная способность при равнопроцентной характеристике
K_G	— константа Генри
k_{GM}	— коэффициент гидродинамического момента
k_{GV}	— комплексный критерий возможности возникновения гидроудара
K_P	— константа равновесия растворенного газа
k_1, k_2, k_3	— первый, второй и третий расчетные критерии, соответственно
L	— участок нефтепровода от НПС до закрытой задвижки
l	— длина рассматриваемого участка нефтепровода
l_{CB}	— расстояние между сечениями сброса и сечения регистрации волны давления
M	— массовая доля свободного газа
m	— масса цилиндра
M'	— массовая доля растворенного газа
M_B	— момент силы, выталкивающей дисковый затвор из нефти
M_G	— гидродинамический момент дискового затвора
m_3	— масса дискового затвора
M_P	— равновесная массовая доля газа
M_C	— момент сил сопротивления подвижного узла затвора
M_T	— момент силы тяжести затвора обратного клапана
n	— номер временного шага в методе характеристик
Num	— количество внутренних расчетных узлов в методе характеристик
N_B	— мощность на валу насоса
N_{BH}	— номинальная мощность на валу насоса
n_H	— номинальная частота вращения вала насоса
$N_{ПН}$	— полезная номинальная мощность насоса
n_ϕ	— частота вращения вала насоса
p	— давление
$\bar{p}$	— парциальное давление газа
p_0	— давление в МН при работе насосов НПС на закрытую задвижку
p_{1-2}	— потери (перепад) давления на клапане
p_{1-2}^*	— значение перепада давления при испытании клапана
p_i	— повышение давления, вызванное изменением количества движения
p_k	— давление в k -ой точке сетки характеристик
p_t	— потери давления на трение на участке L
$p_{t,l}$	— потери давления на трение на участке l
p_A	— атмосферное давление
$p_{НП}$	— давление насыщенного пара нефти

$p_{\text{раб}}$	— рабочее давление в трубопроводе
$p_{\text{расч}}$	— расчетное давление в трубопроводе
p_I	— скачок давления, замеряемый в точке I в момент гидроудара
p_{I-III}	— необходимое значение перепада давления на клапане сброса
p_{III}	— давление на рабочем режиме
Q	— подача насоса и объемный расход в нефтепроводе
Q^*	— значение расхода при испытании клапана
Q'	— относительная подача насоса
Q_H	— номинальная подача насоса
Q_{CB}	— расход потока нефти через клапан сброса
Q_I	— скачок расхода, замеряемый в точке I в момент гидроудара
Q_{III}	— расход на рабочем режиме
R	— газовая постоянная
r	— радиус цилиндра
Re	— число Рейнольдса
R_B	— расстояние от шарнира до центра давления затвора
R_T	— расстояние от шарнира до центра тяжести затвора
s	— толщина стенки нефтепровода
S	— площадь поперечного проходного сечения полностью открытого клапана
S_d	— площадь поперечного сечения нефтепровода перед клапаном или насосом
S_{CB}, S_3	— площадь поперечного сечения линии сброса
$S_{\text{эф}}$	— эффективная площадь поперечного проходного сечения клапана
t	— время
T	— крутящий момент на валу насоса
T'	— относительный крутящий момент на валу насоса
T	— температура
$T_{\text{раб}}$	— рабочая температура
T_{0M}	— начальный механический момент сопротивления
t_L	— время пробега волны давления по участку нефтепровода в одну сторону
T_{Γ}	— гидравлический момент сопротивления
T_M	— механический момент сопротивления
T_H	— номинальный крутящий момент на валу насоса
T_{II}	— крутящий момент, развиваемый приводом насоса
u	— скорость потока нефти
u'	— относительная скорость потока в нагнетательной линии насоса
u_H	— номинальная скорость потока в нагнетательной линии насоса
u_{CB}	— скорость потока нефти через клапан сброса
u_k	— скорость в k -ой точке сетки характеристик
V	— аппроксимационный коэффициент затухания Варди
V_3	— объем затвора обратного клапана
w	— коэффициент в зависимости от режима течения (формула, предложенная Чарным)

W_H	— безразмерный параметр Сьютера для напора
W_T	— безразмерный параметр Сьютера для крутящего момента
x	— расстояние (координата)
x_k	— координата в k -ой точке сетки характеристик
α	— угол между осью трубопровода и горизонтальной поверхностью
β	— объемный модуль упругости нефти
β_T	— объемная жесткость стенки трубопровода
β_ω	— эффективный модуль упругости трубопровода
γ	— коэффициент стесненности нефтепровода
γ	— коэффициент сжимаемости нефтепродукта
δ	— степень открытия клапана
$\delta_{\min}$	— минимальная степень открытия, для которой имеется коэффициент сопротивления
δp	— фактическое дифференциальное давление насоса
$\delta p'$	— относительное дифференциальное давление насоса
δp_H	— номинальное дифференциальное давление насоса
ΔH	— изменение напора за один временной шаг
ΔM	— величина изменения свободного газа за временной шаг
Δp	— скачок давления при гидравлическом ударе
Δp^-	— давление при прохождении отрицательной волны давления
Δp_ω	— дифференциальное давление, развиваемое насосом
$\Delta p_{\text{удар}}$	— скачок давления при гидроударе в системе без срабатывания устройства защиты
$\Delta p_{\text{защ}}$	— скачок давления при гидроударе в системе при срабатывании устройства защиты
$\Delta p_{\text{рев}}$	— реверсное значение скачка давления (волна пониженного давления)
ΔQ	— изменение расхода за один временной шаг
Δt	— временной шаг в методе характеристик
$\Delta t_{\text{ср}}$	— время нарастания давления
Δu	— величина изменения скорости потока
Δx	— отрезок в методе характеристик
ε	— угловое ускорение диска затвора
η	— КПД насоса
η_H	— номинальный КПД насоса
θ	— безразмерный параметр Сьютера для квадранта характеристики насоса
λ	— коэффициент гидравлического трения при установившемся режиме течения
λ_H	— коэффициент гидравлического трения при неустановившемся режиме течения
$\lambda_{H(k)}$	— коэффициент гидравлического трения в k -ой точке сетки характеристик
μ	— коэффициент Пуассона
μ_Q	— коэффициент расхода клапана

ζ	—	коэффициент гидравлического сопротивления запорно-регулирующей арматуры
$\zeta_{\delta\min}$	—	коэффициент сопротивления, соответствующий минимальной степени открытия
ζ_T	—	коэффициент сопротивления арматуры в зоне развитого турбулентного течения
ρ	—	плотность нефти
ρ'	—	относительная плотность
ρ_0	—	плотность воды при стандартных условиях
τ	—	характерное время работы клапана
τ_0	—	касательное напряжение на стенке трубы
τ_C	—	время обработки и передачи сигнала от удаленной точки к точке сброса давления
φ	—	угол открытия затвора обратного клапана
χ	—	отношение молярной массы растворенного газа к молярной массе жидких фракций
ω	—	угловая скорость вращения вала насоса
ω'	—	относительная угловая скорость вращения вала насоса
ω^D	—	угловая скорость диска затвора
ω_H	—	номинальная угловая скорость вращения вала насоса

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адоевский, А. В. Защита нефтепроводов от гидроударных явлений системами сглаживания волн давления / А. В. Адоевский, Н. С. Арбузов, Е. Л. Левченко, М. В. Лурье // Нефтяное хозяйство. - 2011. - № 9. - С. 119 - 121.
2. Адоевский, А. В. Моделирование работы нефтепроводов, оборудованных системами сглаживания волн давления : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Адоевский Александр Валентинович. - М., 2011. - 170 с.
3. Адоевский, А. В. Моделирование работы нефтепроводов, оборудованных системами сглаживания волн давления : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Адоевский Александр Валентинович. - М., 2011. - 170 с.
4. Аллаяров, У. Э. Обоснование рабочих параметров систем тактового налива нефти и нефтепродуктов на основе исследования гидродинамических характеристик потока и напряженного состояния трубопроводов : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Аллаяров Урал Эдгарович. - Уфа., 2015. - 139 с.
5. Андренко, П. Математическая модель гидравлического гасителя пульсации давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свиначенко // Motrol. - 2009. - № 11 (В). - С. 15 - 24.
6. Арбузов, Н. С. Использование газовых колпаков для защиты морских нефтеналивных терминалов от гидравлического удара / Н. С. Арбузов, М. Н. Федосеев, М. В. Лурье // Нефтяное хозяйство. - 2014. - № 10. - С. 124 - 127.
7. Арбузов, Н. С. Обеспечение технологической безопасности гидравлической системы морских нефтеналивных терминалов в процессе налива судов у причальных сооружений : дис. ... д-ра техн. наук : 05.26.02 / Арбузов Николай Сергеевич. - М., 2014. - 310 с.
8. Аронович, Г. В. Гидравлический удар и уравнивающие резервуары / Г. В. Аронович, Н. А. Картвелишвили, Я. К. Любимцев ; под ред. Н. А. Картвелишвили. - М. : Наука, 1968. - 248 с.
9. Асатур, К. Г. Гидромеханика : учебное пособие / К. Г. Асатур, Б. С. Маховиков. - СПб. : Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 2008. - 326 с.
10. Афиногентов, А. А. Решение краевой задачи математического моделирования процесса трубопроводного транспорта нефти методом Грина / А. А. Афиногентов, Ю. А. Тычинина, А. В. Попов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия : Технические науки. - 2014. - №2 (42). - С. 164 - 173.
11. Афиногентов, А. А. Решение краевой задачи математического моделирования процесса трубопроводного транспорта нефти методом Фурье / А. А. Афиногентов, Ю. А. Тычинина // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия : Технические науки. - 2013. - № 2 (38). - С. 188 - 196.
12. Афиногентов, А. А. Математическая модель распространения давления в трубопроводе с застывающей нефтью / А. А. Афиногентов, В. Н. Дегтярев, А. В. Пименов // Нефтяное хозяйство. - 2015. - № 6. - С. 96-99.

13. Афиногентов, А. А. Оптимальное по быстродействию управление переходными режимами работы магистрального нефтепровода / А. А. Афиногентов, Ю. Э. Плешивцева, А. П. Ефимов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия : Технические науки. - 2011. - № 3 (31). - С. 6-13.
14. Валиев, М. И. Разработка математической модели и исследование структуры ударной волны в упругом коаксиальном трубопроводе / М. И. Валиев, В. В. Жолобов, С. А. Савинов // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2015. - № 2 (18). - С. 36-41.
15. Валиев, М. И. Собственные и параметрические колебания криволинейных участков трубопровода при пульсирующем движении слабосжимаемой жидкости / М. И. Валиев, В. В. Жолобов, Е. И. Тарновский // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2013. - № 2 (10). - С. 48-54.
16. Васильев, М. П. Исследование влияния газовой фазы на степень эмульгирования жидкости в пульсационном аппарате проточного типа / М. П. Васильев, Р. Ш. Абиев, С. М. Павличенко // В книге: Традиции и инновации Материалы научной конференции, посвященной 187-й годовщине образования Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). - 2015. - С. 29-33.
17. Верушин, А. Ю. Совершенствование защиты трубопроводов морских нефтеотгрузочных терминалов от чрезмерно высоких давлений : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Врушин Александр Юрьевич. - Уфа., 2010. - 105 с.
18. Галушко, А.С. Исследование гидродинамики газожидкостной смеси в пульсационном аппарате проточного типа / А. С. Галушко, Р. Ш. Абиев // Вестник Казанского технологического университета. - 2008. - № 6. - С. 199-205.
19. Гасенко, В. Г. Волновые и гидродинамические процессы в энергетических установках, включая топливные элементы : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.04.14 / Гасенко Владимир Георгиевич. - Новосибирск., 2011. - 40 с.
20. Гликман, Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. - М. : Наука, 1986. - 368 с.
21. ГОСТ 32388-2013 Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия. Издание официальное. - М. : Стандартинформ, 2013. - 162 с.
22. ГОСТ Р 54086-2010 Стабилизаторы давления. Общие технические условия. - М. : Стандартинформ, 2011. - 16 с.
23. ГОСТ Р 55508-2013 Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик. - М. : Стандартинформ, 2014. - 34 с.
24. Дикаревский, В. С. Особенности защиты напорных трубопроводов водоотведения от гидравлических ударов / В. С. Дикаревский, Н. В. Твардовская // Водоснабжение и санитарная техника. - 2006. - № 6. - С. 12-16.
25. Жмудь, А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках : элементы теории и расчет / А. Е. Жмудь. - М. : Госэнергоиздат, 1953. - 236 с.

26. Жолобов, В. В. Математическое описание и расчет волновых процессов от подключения линейных участков при заполнении профильного нефтепровода / В. В. Жолобов, С. А. Савинов, Е. И. Тарновский, А. М. Ширяев // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2013. - № 3 (11). - С. 34-41.
27. Жолобов, В. В. Применение метода распада произвольного разрыва для расчета переходных процессов в трубопроводах с произвольной локальной ориентацией гидравлической оси / В. В. Жолобов, Е. И. Тарновский, А. М. Ширяев // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2013. - № 1 (9). - С. 18-25.
28. Жолобов, В. В. Численный анализ пульсационного режима движения газопаровой полости в напорном нефтепроводе / В. В. Жолобов, Е. И. Тарновский // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2016.- № 2 (22). - С. 41-49.
29. Жуковский, Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Н. Е. Жуковский. - Л. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. - 105 с.
30. Кабанов, О. В. Об обеспечении экономичных режимов эксплуатации оборудования нефтеперекачивающих станций / О. В. Кабанов, С. В. Самоленков, Г. Н. Ледовский // V Санкт-Петербургский конгресс «Профессиональное образование, наука, инновации в XXI веке»: сб. тр. - СПб. : Изд-во СПбГУ, 2011. - С. 100 – 105.
31. Кабанов, О. В. Устройство защиты оборудования нефтеперекачивающих станций от повышенных волн давления /О. В. Кабанов, Г. Н. Ледовский // IX Международная научно-практическая конференция «Ашировские чтения»: Труды. - Самара : Изд-во СамГТУ, 2012. - С. 184 – 185.
32. Капинос, О. Г. Влияние выбранного материала труб на величину давления в трубопроводе при возможном гидравлическом ударе / О. Г. Капинос, Н. В. Твардовская // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2008. - № 2 (15). - С. 112-119.
33. Капинос, О. Г. Методика расчета гидравлического удара в магистральных трубопроводах с учетом профиля прокладки : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.04 / Капинос Ольга Геннадьевна. - СПб., 2001. - 20 с.
34. Капинос, О. Г. Последствия гидравлических ударов, сопровождающихся разрывами сплошности потока жидкости / О. Г. Капинос, Н. В. Твардовская // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2011. - № 3 (28). - С. 167-176.
35. Капинос, О. Г. Противоударная защита напорных трубопроводов с применением обратных клапанов / О. Г. Капинос, Н. В. Твардовская // Известия ПГУПС. - 2010. - С. 93 - 104.
36. Капинос, О. Г. Степень влияния различных факторов на величину давления при гидравлических ударах / О. Г. Капинос, Н. В. Твардовская // Комунальне господарство міст. - 2014. - №114. - С. 122 - 126.
37. Колпаков, Л. Г. Эксплуатация магистральных центробежных насосов : учебное пособие / Л. Г. Колпаков. - Уфа : Изд-во Уфим. нефт. ин-та, 1988. - 116 с.

38. Коршак, А. А. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов : учебник для вузов / А. А. Коршак, А. М. Нечваль ; под ред. А. А. Коршака. - СПб. : Недра, 2008. - 488 с.
39. Ледовский, Г. Н. Моделирование волны ударного давления в нефтепроводе с учетом варьирования скорости ее распространения / Г. Н. Ледовский, О. В. Кабанов // V Международная научно-практическая конференция молодых ученых «Актуальные проблемы науки и техники»: сб. тр. - Уфа : Изд-во УГНТУ, 2012. - С. 146 – 147.
40. Ледовский, Г. Н. О защите оборудования нефтеперекачивающих станций от гидравлического удара / Г. Н. Ледовский // 66-ая Международная молодежная научная конференция «Нефть и Газ – 2012»: сб. тез. М. : Изд-во РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2012. - С. 25.
41. Ледовский, Г. Н. Повышение надежности работы нефтеперекачивающих станций за счет совершенствования системы защиты от волн давления / Г. Н. Ледовский, О. В. Кабанов // Межрегиональный семинар «Рассохинские чтения»: материалы. - Ухта, 2013. - С. 142 – 146.
42. Ледовский, Г. Н. Влияние обратного и перепускного клапанов на параметры гидроудара при перекачке жидких углеводородов / Г. Н. Ледовский, А. Е. Белоусов, О. В. Кабанов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2016. - № 3. - С. 281-289.
43. Ледовский, Г. Н. Моделирование гидравлического удара в трубопроводах / А. Л. Ляшенко, С. Л. Морева, О. В. Кабанов, Г. Н. Ледовский // Третий национальный научный форум «Актуальные проблемы гидросферы»: сборник докладов. - Кисловодск : Изд-во РИА-КМВ, 2015. - С. 632–640.
44. Ледовский, Г. Н. Физическое моделирование устройства защиты насосов от волн давления / Г. Н. Ледовский, О. В. Кабанов // X Международная учебно-научно-практическая конференция «Трубопроводный транспорт – 2015»: материалы. - Уфа : Изд-во УГНТУ, 2015. - С. 437 – 439.
45. Ледовский, Г. Н. Эффективность систем защиты оборудования нефтеперекачивающих станций при повышенных волнах давления / Г. Н. Ледовский, С. В. Самоленков, О. В. Кабанов // Записки Горного института. - 2014. - № 206. - С. 99 - 103.
46. Лурье, М. В. Защита трубопроводов морских нефтеналивных терминалов от гидравлического удара с помощью береговой компенсаторной емкости / М. В. Лурье, Н. С. Арбузов, А. С. Дидковская // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2012. - № 4 (8). - С. 33 - 35.
47. Лурье, М. В. Метод расчета переходных процессов в нефтепроводах с возможным образованием и исчезновением парогазовых полостей / М. В. Лурье // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2011. - № 4. - С. 58-63.
48. Лурье, М. В. Задачник по трубопроводному транспорту нефти, нефтепродуктов и газа : учебное пособие для вузов / М. В. Лурье. - М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. - 349 с.

49. Лурье, М. В. Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: учебное пособие / М. В. Лурье. - М. : ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2003. - 336 с.
50. Лурье, М. В. Сопоставление эффективности действия систем сглаживания волн давления и газовых колпаков / М. В. Лурье, М. Н. Федосеев // Территория нефтегаз. - 2015. - № 9. - С. 106 - 110.
51. Мостков, М. А. Расчеты гидравлического удара / М. А. Мостков, А. А. Башкиров. - М. : Госэнергоиздат, 1952. - 202 с.
52. Налобин, И. Н. Нестационарные течения нефти при гильотинном порыве на линейной части магистральных нефтепроводов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.03 / Налобин Илья Николаевич. - Уфа., 2012. - 20 с.
53. Пат. 109521 Российская Федерация, МПК F 16 K 17/22, F 16 L 55/045, B 65 D 90/32. Устройство для защиты трубопровода от понижения давления ниже атмосферного / Дикаревский В.С., Твардовская Н.В. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Петербургский государственный университет путей сообщения». - № 2011105504/06 ; заявл. 14.02.2011 ; опубл. 20.10.2011, Бюл. № 29. - 2 с. : ил.
54. Пат. 2422714 Российская Федерация, МПК F 16 L 55/045. Способ компенсации гидравлических ударов в трубопроводе и устройство для его реализации / Абиев Р. Ш. ; заявитель и патентообладатель : Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)». - № 2009138177/06; заявл. 15.10.2009; опубл. 27.06.2011, Бюл. № 18. - 10 с.: ил.
55. Пат. 2422715 Российская Федерация, МПК F 16 L 55/045. Способ компенсации гидравлического удара в трубопроводной сети и устройство для его осуществления / Абиев Р. Ш., Губачёв Т. Э. ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)». - № 2009145316/06 ; заявл. 07.12.2009 ; опубл. 27.06.2011, Бюл. № 18. - 10 с. : ил.
56. Пат. 2476728 Российская Федерация, МПК F04D15/00. Способ управления турбоагрегатами для перекачки жидкостей и газов / Кабанов О. В., Самоленков С. В., Ледовский Г. Н.; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный горный университет». - № 2011126578/06; заявл. 28.06.2011; опубл. 27.02.2013. - 5 с. : ил.
57. Переверзев, С. Ю. Совершенствование методов расчета переходных процессов для напорных трубопроводов крупных насосных станций : дис. ... канд. техн. наук : 05.23.16 / Переверзев Сергей Юрьевич. - М., 2014. - 154 с.
58. Пинаева, Е. Г. Методика настройки предохранительных клапанов по российским и европейским стандартам / Е. Г. Пинаева, В. П. Лавреженкова // Новости стандартизации. - 2010. - № 2 (65). - С. 11 - 13.

59. Пинаева, Е. Г. Гидравлические характеристики трубопроводной арматуры и управление ими / Е. Г. Пинаева, М. И. Силивина // Наука и конструирование. - 2010. - № 4 (67). - С. 60 - 62.
60. Попов, Д. Н. Гидромеханика / Д. Н. Попов, С. С. Панайотти, М. В. Рябинин. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. - 317 с.
61. Пособие к ВСН 33-2.2.12-87 Мелиоративные системы и сооружения. Насосные станции. Нормы проектирования. Переходные процессы насосных станций. Расчеты пуска и остановки насосных агрегатов. - М. : В/О Союзводпроект, 1990. - 76 с.
62. Пособие к ВСН 33-2.2.12-87 Мелиоративные системы и сооружения. Насосные станции. Нормы проектирования. Переходные процессы насосных стнций. Расчеты гидравлического удара в напорных трубопроводах. - М. : В/О Союзводпроект, 1989. - 51 с.
63. Построение математической модели волнового процесса в упругом подземном нефтепроводе, подверженном сейсмическому воздействию / А. М. Ширяев, М. И. Валиев, В. В. Жолобов, Е. И. Тарновский // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2014. - № 3 (15). - С. 54-62.
64. Пырков, В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения : теория и практика / В. В. Пырков. - Киев : Изд-во Таки справы, 2010. - 304 с.
65. РД 75.180.00-КТН-198-09 Унифицированные технологические расчты объектов магистральных нефтепроводов и нефтепродуктопроводов. - М. : ОАО «АК «Транснефть», 2009. - 207 с.
66. РД РТМ 26-07-254-83 Гидравлические характеристики и методика расчета гидродинамических моментов шаровых регулирующих и запорных кранов. - СПб. : ЦКБА, 1984. - 18 с.
67. РМ4-163-77 Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов. - М. : Проектный институт «Проектмонтажавтоматика», 1978. - 52 с.
68. РТМ 108.711.02-79 Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики. - М. : Министерство энергетического машиностроения, 1979. - 102 с.
69. РТМ 26-07-140-72 Методика гидралического рачета обратных клапанов. - М. : Союзпромарматура, 1977. - 39 с.
70. РТМ 38.001-94 Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов. - М. : ОАО «ВНИПИнефть», 1994. - 115 с.
71. Савихин, А. О. Численное моделирование гидроупругопластичекого деформирования трубопровода с жидкостью при ударном нагружении : дис. ... канд. физ.-мат . наук : 01.02.06 / Савихин Андрей Олегович. - Нижний Новгород., 2015. - 119 с.
72. Самоленков, С. В. Энергосберегающее устройство управления транспортом нефти и нефтепродуктов / С. В. Самоленков, О. В. Кабанов, Г. Н. Ледовский // Межрегиональный семинар «Рассохинские чтения»: материалы. - Ухта, 2014. - С. 166 – 169.

73. Синиченко, Е. К. Снижение величины гидроудара с помощью стабилизатора сдерживающего принципа действия / Е. К. Синиченко, Ф. В. Рекач, Н. Ш. Хассан // Вестник РУДН, серия Инженерны исследования. - 2012. - № 1. - С. 33 - 36.
74. Смирнов, Д. Н. Гидравлический удар в напорных водоводах / Д. Н. Смирнов, Л. Б. Зубов. - М. : Стройиздат, 1975. - 125 с.
75. Твардовская, Н. В. Гидравлический удар в напорных трубопроводах водоотведения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.04 / Твардовская Надежда Владимировна. - СПб., 2005. - 20 с.
76. Трубопроводный транспорт нефти : учебник для вузов : в 2 т. / Г. Г. Васильев [и др.] ; под общ. ред. С. М. Вайнштока. - М. : ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. - Т. 1. - 407 с.
77. Трубопроводный транспорт нефти и газа / В. Д. Белоусов [и др.] ; под общ. ред. В. А. Юфина. - М. : Недра, 1978. - 407 с.
78. Федосеев, М. Н. Теория и расчет систем сглаживания волн давления / М. Н. Федосеев, М. В. Лурье, Н. С. Арбузов // Территория нефтегаз. - 2015. - № 6. - С. 102 - 108.
79. Фокс, Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / Д. А. Фокс перевод с английского Н. И. Хвостова. - М. : Энергоиздат, 1981. - 248 с.
80. Харламов, С. Н. Избранные главы к курсу лекций «Основы гидравлики» : учебное пособие / С. Н. Харламов. - Томск : Изд-во ТПУ, 2009. - 126 с.
81. Чарный, И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. А. Чарный. - М. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1951. - 224 с.
82. Численный анализ параметров волнового взаимодействия, связанного с работой оборудования линейной части и системы автоматического регулирования давления / М. Р. Лукманов, В. Ю. Морецкий, В. В. Жолобов, Е. И. Тарновский // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2015. - № 3 (19). - С. 36-45.
83. Abiev, R. S. Hydrodynamics of pulsating flow type apparatus: simulation and experiments / R. S. Abiev, A. S. Galushko // Chemical Engineering Journal. - 2013. - №. 229. - P. 285-295.
84. Batterton, S. Water Hammer: An Analysis of Plumbing Systems, Intrusion, and Pump Operation : dis. ... master of Science in Civil Engineering : Batterton Shawn. - Beacksburg Virginia., 2006. - 140 p.
85. Chaudhry, M. H. Applied Hydraulic Transients / M. Hanif Chaudhry. - Columbia. : College of Engineering and Computing University of South Carolina, 2014. - 583 p.
86. ISA-75.01.01-2007 Flow Equations for Sizing Control Valves. - North Carolina. : Research Triangle Park, 2007. - 70 p.
87. Karvinen, T. Pulsation Analysis of Paper Making Processes / T. Karvinen. - Tampere. : Tampere University of Technology, 2007. - 93 p.
88. Ledovskiy, G. N. Steigerung der Funktionssicherheit der Ölpumpenstationen durch Weiterentwicklung des Druckstoßschutzes / G. N. Ledovskiy, O. V. Kabanov // Scientific Reports on Resource Issues. - 2014. - P. 265-269.

89. Linton, P. Note on Pressure Surge Calculations by the Graphical Method - Pump Stoppage / P. Linton. - Cranfield, Bedford. : Fluid Engineering Centre, BHRA, 1972. - 61 p.
90. Loganathan, G.V. Water Hammer: An Analysis of Plumbing Systems, Intrusion, and Pump Operation / Dr. G.V. Loganathan, Dr. Vinod Lohani, Dr. David, F. Kibler. - Virginia. : Blacksburg, 2006. - 147 p.
91. Paul Tullis, J. Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients. / J. Paul Tullis. - Canada. : A Wiley- Interscience Publication, 1989. - 266 p.
92. Pierre, B. Pressure Waves in Pipelines and Impulse Pumping. Physical Principles, Model Development and Numerical Simulation : dis. ... cand. of tech. science : Pierre Benjamin. - Trondheim., 2009. - 252 p.
93. Sharp, B. B. Water Hammer: Practical solutions / B. B. Sharp, D. B. Sharp. - Oxford. : Butterworth-Heinemann, 1996. - 168 p.
94. Sirvole, K. Transient analysis in pipe networks : dis. ... master of Science in Civil Engineering : Sirvole Kishore. - Blacksburg., 2007. - 108 p.
95. Suter, P. «Representation of pump characteristics for calculation of water hammer» / P. Suter // Sulzer Technical Review Research Issue. - 1966. - P. 45 - 48.
96. Tarcin, A. Experimental and computational evaluation of transient behavior of a typical satellite monopropellant propulsion system : master of Science in Mechan. Engineering. - Pakistan., 2014. - 153 p.
97. Thorley, A. R. D. Fluid Transients in pipeline systems / A. R. D. Thorley. - London. : D. & L. George Ltd, 1991. - 265 p.
98. Wylie, E. B. Fluid Transients / E. B. Wylie, Victor L. Streeter. - USA. : McGraw-Hill International Book Company, 1978. - 384 p.
99. Zaruba, J. Water hammer in pipe-line systems / J. Zaruba. - Prague. : Elsevier, 1993. - 362 p.
100. Zhou, F. Effects of Trapped Air on Flow Transients in Rapidly Filling Sewers : dis. ... d-r philos : Zhou Fayi. - Edmonton., 2000. - 168 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. СЕРТИФИКАТ ОБУЧЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ

