

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины  
Государственное высшее учебное заведение  
"Национальный горный университет"



**Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ  
В ГЛУБОКОВОДНЫХ ПНЕВМОГИДРОТРАНСПОРТНЫХ  
СИСТЕМАХ**

*Монография*

Днепропетровск  
НГУ  
2012

УДК 621.695:622

ББК 39.79

М 74

*Рекомендовано вченою радою Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" (протокол № 4 від 03 травня 2012 року)*

*Рецензенти:*

*Б.В. Виноградов*, доктор технічних наук, професор (Державний ВНЗ „Український державний хіміко-технологічний університет”);

*В.П. Надутий*, доктор технічних наук, професор (Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України).

**Кириченко, Е.А.**

М 74 Моделирование динамических процессов в глубоководных пневмогидротранспортных системах [Текст]: моногр. / Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков. – Д.: Национальный горный университет, 2012. – 268 с.

ISBN 978 - 966 - 350 - 350 - 9

Изложены принципы моделирования динамических процессов при транспортировании многофазных смесей в вертикальном трубопроводном транспорте. Приведены данные экспериментальных исследований гидродинамической модели трубопроводного става. На основании полученных закономерностей разработано программное обеспечения для автоматизированной системы управления глубоководным гидроподъемом.

Монография предназначена для научных работников, преподавателей и аспирантов, а также инженерно-технических работников, специализирующихся в области морского горного дела.

УДК 621.695:622

ББК 39.79

© Є.О. Кириченко, О.Г. Гоман,  
В.Є. Кириченко, А.В. Романюков, 2012

© Державний ВНЗ „Національний  
гірничий університет”, 2012

ISBN 978 - 966 - 350 - 350 - 9

## Оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1 ТРУБОПРОВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ В МОРСКОМ ГОРНОМ ДЕЛЕ.....	8
1.1 Современные технологии и технические средства подъема полезных ископаемых при глубоководной разработке месторождений. ....	8
1.2 Методы расчета гидроподъемов.....	17
2 ОБЗОР МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ОДНОРОДНОЙ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ.....	28
2.1 Приближённые подходы к исследованию нестационарных режимов в гидросистемах.....	31
2.2 Аналитические методы исследования параметров нестационарных потоков .....	35
2.2.1 Операционный метод решения задач нестационарной гидродинамики .....	36
2.2.2 Импедансный метод.....	43
2.3 Аналогия между движением жидкости в трубе и распространением электрического тока по кабелю .....	48
2.4 Метод характеристик для расчёта нестационарных течений в гидросистемах.....	66
2.5 Численный метод характеристик.....	71
2.6 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамических процессов в однородной жидкости.....	78
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МНОГОФАЗНЫХ ПОТОКАХ ПНЕВМОГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ .....	90
3.1 Разработка обобщенной динамической модели одномерного многофазного потока .....	90
3.2 Вывод формул для определения скорости звука в гетерогенных потоках и их экспериментальное подтверждение .....	97
3.3 Исследование закономерностей распространения упругих волн давления в элементах глубоководных пневмогидротранспортных систем.....	110
3.4 Характеристические соотношения для уравнений движения двухфазной смеси.....	122
3.5 Характеристические соотношения для уравнений движения трехфазной смеси .....	128
3.6 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамики двухфазных потоков.....	133
3.7 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамики трехфазных потоков .....	144
3.8 Методическое обеспечение автоматизированного способа управления переходными режимами глубоководных эрлифтных гидроподъемов .....	151

4 ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И УСТОЙЧИВОСТИ ТРУБНОГО СТАВА ГИДРОПОДЪЕМА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ОКРУЖАЮЩЕЙ МОРСКОЙ СРЕДОЙ .....	167
4.1 Аэрогидродинамические характеристики одиночного цилиндрического тела.....	170
4.2 Гидродинамические нагрузки на узлы соединений трубного става гидроподъема.....	179
4.3 Аэрогидродинамические характеристики обтекателей элементов трубного става.....	195
4.4 Экспериментальные исследования аэрогидродинамических характеристик трубного става гидроподъема .....	201
4.5 Аэрогидродинамические характеристики погруженной технологической платформы.....	228
4.6 Экспериментальные исследования аэрогидроупругих автоколебаний трубного става гидроподъема .....	230
4.7 Расчет режимных параметров потери аэрогидродинамической устойчивости трубного става гидроподъема.....	235



## ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный этап развития мировой экономики базируется на добыче полезных ископаемых традиционными способами, что приводит к стремительному их сокращению в пределах континентальных месторождений. Разработка минерального потенциала Мирового океана, по мнению специалистов, не имеет альтернативы в ближайшем будущем. Авторы монографии, занимаясь этим направлением более тридцати лет, имеют определенный опыт по глубоководной добыче широкого спектра минеральных ресурсов, включая сероводород, газогидраты и полиметаллические руды. Основное внимание концентрируется на разработке принципиально новых подходов и методов к проектированию и эксплуатации уникальной горно-морской техники, что, в свою очередь, обусловливает необходимость форсирования развития прикладной теории и соответствующих расчетных методов. Разработаны и запатентованы в ряде стран более 150-ти изобретений по вопросам транспортирования и обогащения твердых полезных ископаемых, использования альтернативных источников энергии и снижения техногенного влияния промышленных разработок на подводную флору и фауну. Среди этих изобретений особо следует выделить пакет технологий интеллектуального управления работой морского горнодобывающего предприятия, комплексно учитывающий взаимовлияние рабочих процессов во всех технологических звеньях, что позволяет вновь обратиться к исследованию механизма функционирования отдельных частей в рамках уже системного подхода. В настоящее время закончена геологическая разведка основных глубоководных месторождений сульфидов, кобальто-марганцевых корок, полиметаллических и золотоносных конкреций, которые представляют коммерческий интерес в плане промышленного производства никеля, кобальта, золота, вольфрама, меди и других драгоценных и цветных металлов.

По данной проблематике учеными США, Канады, Англии, Франции, Китая, Японии, Индии, Австралии, Германии и других стран написаны сотни научных статей. Однако, попытки систематического изложения вопросов проектирования и эксплуатации трубопроводного транспорта, связанных с развитием новой области горного дела в виде монографий, являются пионерскими в мировой практике.

Данная монография является третьей книгой авторов одного научного коллектива в цикле работ, посвященных глубоководным гидротранспортным системам при разработке рудных месторождений Мирового океана.

В первой книге «Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле» изучены стационарные режимы работы глубоководных эрлифтных систем. Освещены результаты экспериментальных и теоретических исследований характеристик напряженно-деформированного состояния трубного става гидроподъема, взаимодействующего с транспортируемой пульпой и окружающей морской средой. Определены рациональные, конструктивные, расходные и энергетические параметры эрлифтов в сопряженной постановке путем комплексного моделирования механических и гидромеханических про-

цессов в транспортном трубопроводе, нагруженном внешним и внутренним потоками.

Во второй книге «Динамика глубоководных гидроподъемов в морском горном деле» даны основы динамики насосных и эрлифтных установок, транспортирующих многофазные смеси, а также разработаны стратегия и основные принципы управления горно-морскими комплексами.

Полученные в упомянутых книгах теоретические результаты в целом согласуются с данными зарубежных и отечественных ученых, специализирующихся в области многофазных гетерогенных течений, однако практические вопросы, связанные с проектированием и эксплуатацией гидроподъемов остались незатронутыми ввиду отсутствия надежных средств моделирования нестационарных и переходных режимов. Поэтому в настоящей монографии сделан упор на разработку методик и программных комплексов для моделирования динамики глубоководных гидроподъемов. Авторы считают, что наличие апробированных расчетных методик и их программно-алгоритмического обеспечения в значительной степени простимулирует привлечение научных сотрудников, специализирующихся в данной области, к решению широкого круга прикладных задач.

В первой главе проведен обзор способов и средств добычи твердых полезных ископаемых со дна Мирового океана с упором на последние разработки авторов в этой области, а также показаны преемственность и эволюция методов расчета гидроподъемов.

Вторая глава посвящена анализу существующих методов моделирования движения однородных потоков в гидросистемах, целью которого является выбор и апробация наиболее подходящего метода для использования его в качестве отправной точки при разработке принципиально нового подхода к созданию средств моделирования динамики многофазных потоков.

В третьей главе предложена обобщенная математическая модель движения многофазных смесей, получены характеристические соотношения для уравнений движения двух- и трехфазных потоков, а также выражения для скорости распространения упругих волн давления. Разработаны методики для расчета нестационарных и переходных режимов в глубоководных насосных и эрлифтных гидроподъемах и соответствующее проблемно-ориентированное программное обеспечение.

На примере эрлифтного варианта глубоководного гидроподъема подробно описан запатентованный авторами в ряде стран способ управления запуском, работой и останом технологического оборудования, а также приведено соответствующее математическое обеспечение, базирующееся на использовании разработанных методик. Результаты выполненных контрольных расчетов по определению длительности и механизма протекания переходных процессов в широком диапазоне изменения исходных данных указывают на необходимость переосмысления установившихся стереотипов проектирования эрлифтных гидроподъемов с учетом специфики новой области их эксплуатации при разработке глубоководных месторождений Мирового океана.

Тяговая сила эрлифтных установок существенно зависит от формы (угла наклона) транспортного трубопровода, которая, в свою очередь, определяется величинами аэрогидродинамических коэффициентов элементов трубного става при перемещении в толще морской воды. Поэтому четвертая глава монографии посвящена вопросам исследования процессов взаимодействия элементов конструкции става с окружающей морской средой. Частично данный материал был опубликован в первой книге авторов. Однако, ввиду жестких требований к объему издания, он был подан в несколько эпизодическом виде, что сразу же отразилось в критических замечаниях и пожеланиях читателей (за что им особая благодарность). В настоящей монографии более полно представлена используемая экспериментальная база, рассмотрены дополнительные элементы трубного става, что позволило более точно определить конфигурацию конструкции, и сделать упор на исследование гидроупругих колебаний этой конструкции и ее динамической устойчивости. Результаты этих исследований на уровне программного обеспечения органично вживлены в разработанные в третьей главе расчетные методики, за что авторы выражают особую благодарность аспиранту кафедры горной механики ГВУЗ «НГУ» Татуревичу А. А. за титанический труд по созданию и отладке соответствующего программного пакета.

# 1 ТРУБОПРОВОДНЫЙ ТРАНСПОРТ В МОРСКОМ ГОРНОМ ДЕЛЕ

## 1.1 Современные технологии и технические средства подъема полезных ископаемых при глубоководной разработке месторождений.

На сегодняшний день в силу истощения наземных запасов минерального сырья одним из приоритетных направлений развития мировой горной промышленности является разработка глубоководных месторождений полезных ископаемых.

Так, в глубоководных участках океанического дна обнаружены залежи полиметаллических руд, железо-марганцевых конкреций (ЖМК), сульфидов, кобальто-марганцевых корок и других цветных металлов. Однако наибольший коммерческий интерес представляет разработка месторождений ЖМК, в которых запасы меди, никеля, кобальта, марганца, цинка и других цветных металлов, по оценкам экспертов, на 1,5–2 порядка больше чем в континентальных месторождениях [120]. При этом, особую важность приобретают работы, направленные на создание высокоэффективных технических средств глубоководной разработки месторождений полезных ископаемых, основу технологического процесса которой составляют транспортные операции по подъему добытого материала на поверхность. Согласно документам Международного органа ООН по морскому дну и Международного трибунала по морскому праву основные геологические исследования перспективных подводных месторождений Мирового океана должны завершиться в период с 2012 по 2015 гг. Следующий этап связан с экспериментальной добычей ЖМК. Поэтому на первый план выходят задачи по созданию высокоэффективных способов и средств освоения глубоководных месторождений полезных ископаемых. Одним из наиболее энергоемких технологических звеньев при разработке подводных месторождений является транспортирование добытой на дне горной массы на поверхность [88].

В настоящее время зарубежными фирмами ведутся опытные работы по добыче полиметаллических руд с глубин 3000 – 5000 м, кроме того, активно осваиваются залежи полезных ископаемых континентального шельфа.

При разработке шельфовых месторождений гравия с глубин до 100 м в Японии использовался эжекторный земснаряд [69]. Основным достоинством земснаряда является возможность одновременного выполнения одним агрегатом грунтозаборных и подъемных операций при помощи специальных приспособлений. Однако недостатки эжекторных земснарядов, заключающиеся в быстром износе приемных насадок и существенном разжижении транспортируемой пульпы, не позволяют считать их перспективным средством добычи минерального сырья.

Известен положительный опыт промышленных испытаний эрлифтных установок при разработке морских россыпных месторождений тяжелых металлов (олова, золота, платины) с глубин до 50 м, выполненных институтом ВНИПИ “Горцветмет” [107, 108].

Американская компания “Коллинз” успешно использовала эрлифтную установку для добычи алмазов у берегов Юго-западной Африки с глубины 120 м.

Анализ результатов практического использования эрлифтов для подъема твердых полезных ископаемых в условиях континентального шельфа и закрытых акваторий показал, что эрлифты характеризуются простотой монтажа и обслуживания, обеспечивают высокую консистенцию транспортируемой гидро-смеси. В то же время к недостаткам эрлифтов следует отнести их невысокий по сравнению с насосами к.п.д., а также заметное снижение производительности при отклонении эрлифтного става от вертикального положения.

Несмотря на отмеченные недостатки, первой установкой для подъема полезных ископаемых с глубины 762 м был эрлифт, разработанный американской компанией “Дипси Венчерс” и испытанный в 1970 г. приблизительно в 300 км от побережья штата Флорида. Эрлифт представлял собой модель промышленной установки, выполненный в масштабе 1:5. Вдоль подъемной трубы находились три смесителя на глубинах 244, 366 и 488 м соответственно. Однако в процессе подъема питание эрлифта пневмоэнергией осуществлялось только через один смеситель. При этом производительность установки по твердому материалу достигала 17 кг/с.

Интенсивные работы в области совершенствования технических средств добычи железо-марганцевых конкреций ведут компании США, Канады, ФРГ, Великобритании, Франции, Бельгии, Японии и Нидерландов.

Заслуживают внимания результаты опытно-промышленных работ с эрлифтной системой подъема, выполненных в США [132]. Применение эрлифтной установки с диаметром подающей трубы 0,245 м позволило осуществить подъем 60 т/ч конкреций с глубины 1 000 м. При этом расход воздуха составлял 350 м<sup>3</sup>/мин.

Крупные международные концерны OMA, OMI, OMCO в период 1977–1979 гг. осуществляли добычу конкреций со дна Тихого океана с помощью специальных судов R/V Deepsea Miner II, Sedco 445, Glomer explorer.

Экспериментальное судно R/V Deepsea Miner II оборудовано эрлифтной системой подъема. Компрессорная станция состояла из двух поршневых компрессоров производительностью по 64,5 м<sup>3</sup>/мин при давлении нагнетания 24,5 МПа каждый. В качестве привода компрессоров использовались два дизеля общей мощностью 1 920 кВт.

Судно было оснащено аппаратурой для измерения напряжений в трубах, а также навигационной системой. Коллектор для сбора донных отложений присоединялся резиновым рукавом к вертикальному эрлифтному ставу, состоящему из стальных труб длиной 10,8 м. При этом внутренний диаметр труб составлял 0,16...0,23 м, а внешний – 0,24...0,3 м. Сжатый воздух по пневмопроводу диаметром 0,055 м подводился к трубному ставу на глубине 1280 м, общая длина которого – 4352 м. При таких параметрах производительность эрлифта по твердому материалу достигала 70 т/час, при скорости движения пульпы в подводящей трубе 5 м/с [70].

Начало 80-х годов характеризуется бурным развитием работ, направленных на усовершенствование именно эрлифтных установок для подъема твердых полезных ископаемых со дна морей и океанов [98, 107, 117, 119].

Международная компания “Оушн Майнинг Проджект” разработала установку для добычи твердых затопленных масс под названием “ВОМС”, работающую за счет перепада давлений между нижним и верхним концами подъемного трубопровода, создаваемым центробежным насосом, который откачивает воду из погруженной капсулы в забортное пространство [12]. При этом добытый со дна океана материал в составе пульпы подается по пульпопроводу в заглубленную капсулу, после чего откачивается специальными насосами на поверхность в надводные резервуары. Согласно расчетным данным, в случае подъема пульпы на 6000 м при заглублении капсулы на 150 м производительность установки достигает 30 кг/с по твердому материалу при диаметре пульпопровода – 0,8 м. В 1977 году модель установки “ВОМС” прошла испытания в океанических условиях.

В этом же году компанией “Оушен Минерэлз” были проведены работы по подъему полиметаллических руд с глубины 4000 м. Компания “Локхид Миссилес” с помощью специального судна испытала насосный вариант глубоководной системы подъема, что дало удовлетворительные результаты [118]. Следует отметить, что существенными недостатками насосного варианта являются сильное дробление твердого материала при прохождении через насосный агрегат, а также наличие в условиях больших глубин сложного механического оборудования.

К наиболее значительным работам по опытной добыче ЖМК следует отнести реализацию в XX веке следующих проектов.

Фирмой Дипси Венчерс на базе корабля-носителя комплекса Дипси Майнер 1, созданного на основе сухогруза, были проведены работы по добыче твердых полезных ископаемых, залегающих на глубине до 1000 м. В этом проекте было предусмотрено применение буксируемого агрегата сбора гидравлического типа действия совместно с эрлифтным вариантом подъема. Транспортный трубопровод состоял из секций, выполненных из стальных труб диаметром  $D = 244,5$  мм с толщиной стенки  $\delta = 14$  мм. Конструкция транспортного трубопровода предусматривала замковой тип соединения секций. Обеспечение эрлифта сжатым воздухом осуществлялось пятью компрессорами, каждый из которых обеспечивал давление  $p_k = 105$  кгс/см<sup>2</sup> при производительности  $Q_k = 68$  м<sup>3</sup>/ч (по другим данным общая производительность компрессоров составляла  $Q_k = 28,3$  м<sup>3</sup>/ч). Применение данного оборудования приводило к достижению производительности эрлифта 10–60 т/ч по минеральному сырью. К проектным перспективам развития было отнесено достижение показателей добычи ЖМК до 1500 т/сутки при максимальной глубине разработки  $H_{max} = 5000$  м [120].

Компанией Дипси Венчерс консорциума ОМІ, при использовании созданного на основе рудовоза корабля-носителя комплекса Дипси Майнер 2, был осуществлен проект опытной добычи твердых полезных ископаемых с глубины

до 5200 м. Добычный комплекс предусматривал применение механического агрегата сбора буксируемого типа и эрлифтного варианта подъема ЖМК. Секции транспортного трубопровода состояли из стальных труб диаметром  $D = 177,8\text{--}298$  мм. Давление компрессоров, применяемых для питания эрлифта сжатым воздухом, соответствовало  $p_k = 260$  кгс/см<sup>2</sup>, а производительность  $Q_k = 8500$  м<sup>3</sup>/сутки. При этом комплекс обеспечил производительность 500 тонн ЖМК за 18 часов работы, а запланированные объемы добычи конкреций на уровне 1500 т/сутки не были достигнуты [120].

Фирмой Седко в составе консорциума ОМІ была осуществлена подводная добыча ЖМК с глубины до 5200 м. Основное оборудование включало созданный на основе бурового судна корабль-носитель Седко-445, буксируемый агрегат сбора гидравлического типа, а также насосную и эрлифтную установки. Транспортный трубопровод общей длиной  $L = 5182$  м состоял из стальных труб диаметром  $D = 244,5$  мм. Используемые в эрлифтной установке компрессора обеспечивали давление  $p_k = 200$  кгс/см<sup>2</sup> при производительности  $Q_k = 2\text{--}3$  т/час, а напор погружных насосов составлял  $H_{н.н} = 250$  м вод.ст. при производительности  $Q_n = 500$  м<sup>3</sup>/час. Производительность данного комплекса составила 1500 тонн ЖМК за 100 часов работы [120].

Фирмой Локхид, входящей в состав консорциума ОМСО, была осуществлена добыча минерального сырья с глубины до 5500 м. Для этих работ в качестве корабля-носителя было использовано специализированное судно Гломар Эксплорер. Сбор полезных ископаемых с океанического дна осуществлялся механическим самоходным агрегатом сбора, а используемая гидравлическая система подъема полезных ископаемых была реализована в эрлифтном и насосном вариантах. Транспортный трубопровод был выполнен из стальных труб диаметром  $D = 300\text{--}390$  мм шести типоразмеров. Диаметр пневмопровода составлял  $d = 127$  мм, а глубина расположения смесителя эрлифта  $H_{см} = 1700$  м. Особое внимание в этом проекте отводилось также поднятию затонувших объектов; так транспортный трубопровод использовался и как штанга для подъема тяжелых грузов. Данные относительно добытых ЖМК – противоречивы: от 0 до нескольких тысяч тонн [120].

Япония проводила экспериментальную разработку подводных месторождений с глубины до 4000 м. Добычный комплекс был создан на базе корабля-носителя Чайода-мару № 2 и включал канатно-ковшовый аппарат сбора СЛВ. Комплекс оборудованный 170-ю ковшами, полипропиленовым тросом диаметром  $d = 140$  мм и длиной  $L = 10800$  м, а также двумя лебедками мощностью по 30 кВт каждая. К перспективам развития данного проекта было отнесено достижение производительности комплекса по минеральному сырью до 500 т/сутки при максимальной глубине разработки  $H_{max} = 5400$  м на основе корабля "Кус-Кис-мару № 2" [120].

Французкой компанией "Шантье де Франс Дюнкерк" осуществлялась опытная добыча полезных ископаемых с глубины до 6000 м. В качестве корабля-носителя комплекса была использована платформа водоизмещением

140000 т. Для добычи и транспортирования твердого материала до надводной части морского добычного комплекса был применен автономный самоходный агрегат типа "Вера" массой 12 т. Испытания агрегата прошли успешно [120].

В бывшем СССР проблемам подводной разработки месторождений полезных ископаемых в условиях Мирового океана уделялось большое внимание. Комплексные разработки в этой сфере проводились Всесоюзным научно-исследовательским и проектным институтом Министерства тяжелого машиностроения ВНИПИ "Океанмаш". Планировалась экспериментальная добыча минерального сырья с глубины до 6000 м на базе корабля-носителя "Валентин Шашин", модернизированного фирмой Раума Репола. Подводная часть комплекса предусматривала наличие самоходного агрегата сбора гидравлического типа, а также эрлифтной и насосной систем гидроподъема. Конструкция эрлифта включала как односмесительный, так и многосмесительный варианты. Диаметр транспортного трубопровода, состоящего из стальных труб, составлял 245–350 мм, а в качестве источников сжатого воздуха планировалось применение пяти компрессоров фирмы Sulzer-Burckhardt типа 4B5–1,55. Давление каждого компрессора составляло  $p_k = 200 \text{ кгс/см}^2$ , а производительность  $Q_k = 3000 \text{ м}^3/\text{час}$ . При этом проектная производительность комплекса по ЖМК соответствовала 28 т/час [120].

Операции, выполняемые глубоководными добычными комплексами (ГДК), можно обобщенно разделить на следующие основные этапы: добыча ЖМК на дне океана, транспортировка добытого сырья на базовое плавсредство, а также предварительное обогащение поднятого на борт материала [120]. На сегодняшний день известны три подхода к проектированию ГДК, различающиеся способом транспортировки ЖМК на судно: гидравлический, многоковшовый землечерпальный и челноковый (автономный). Однако многоковшовая землечерпальная система считается низкопроизводительной, а челноковая автономная – нереализуемой в условиях современного уровня развития техники [120].

Основные схемы гидроподъемов систематизированы и подробно рассмотрены сотрудниками Донецкого Национального технического университета в работе [120]. Их основным элементом является вертикальный транспортный трубопровод (ТТ). Различия в приведенных схемах обусловлены способом передачи энергии, приводящей в движение транспортирующую среду.

В основе нескольких способов заложен принцип уменьшения средней плотности жидкости в верхней части транспортного трубопровода [120]. Это достигается путем введения сжатого воздуха в ТТ на некоторой глубине (эрлифтный способ). Вместо сжатого воздуха могут быть использованы жидкие углеводороды, плотность которых ниже плотности морской воды. К основным преимуществам эрлифтного способа гидротранспортирования следует отнести высокую надежность, которая достигается за счет отсутствия движущихся элементов, находящихся в потоке гидросмеси.

Метод подводного разделения лежит в основе работы отдельной группы гидротранспортных систем [120]. При этом осуществляется откачка воды насосом из глубоководной (в промежуточном сечении трубопровода) кап-



сулы за ее пределы, в результате чего внутри капсулы устанавливается атмосферное давление. За счет гидростатического давления в нижнем сечении трубопровода возникает движение потока смеси в направлении капсулы, в которой, в зависимости от дальнейшего способа подъема пульпы, происходит либо разделение гидросмеси на жидкость и ЖМК, либо повышение концентрации смеси. Такая система включает два типа насосов, один из которых способен перекачивать высококонцентрированные смеси [120].

Существует также схема насосной системы, в которой ТТ представляет собой двухтрубную конструкцию, с расположенным у дна океана загрузочным устройством, при этом насосные агрегаты располагаются выше уровня моря [120]. Перепад давления на загрузочном устройстве зависит от режима гидротранспортирования ЖМК. Данное решение может быть эффективным в условиях тяжелых сред и работать по замкнутой схеме.

В эжекторном варианте гидроподъема кинетическая энергия потока смеси преобразуется в давление [120].

Некоторые работы содержат сравнительный анализ энергетических показателей гидравлических систем подъема. В частности, в работах Г. Грабова (1973 г.) выполнены расчеты максимумов КПД на основе энергетического баланса мощностей, затраченных на подъем ЖМК, для вышеприведенных схем и одинаковых исходных данных по производительности и характеристикам ЖМК. В результате проведенного анализа наиболее эффективными с энергетической точки зрения по мнению Г. Грабова оказались системы с подводным разделением (30–35 %). На втором месте идут системы с погружными электрическими насосными агрегатами, работающими на гидросмеси (26–32 %). При изотермическом КПД компрессора  $\eta = 60$  % эрлифтный способ обеспечивает 16–18 % КПД гидроподъема в целом. При эжекторном варианте значения КПД получаются наиболее низкие, и не превышают 8 % [120].

Однако результаты подобного анализа справедливы исключительно для теоретической оценки производительности гидротранспортной системы, когда не учитывается коэффициент готовности оборудования, что возможно только для условия абсолютно безотказной работы системы в течение определенного времени.

На рис. 1.1. представлен общий вид современной конструкции ГДК, основанной на эрлифтном гидроподъеме для транспортировки ЖМК [120], модернизированной в [51].

Экспериментальная установка глубоководного добычного комплекса предназначена для добычи твердых полезных ископаемых (ТПИ) со дна океана, при глубинах до 6000 м, а также подъема затонувших объектов. Функциональное назначение составных элементов ГДК следующее. На базовом плавсредстве 1 размещается все надводное оборудование, спускоподъемные средства, бортовая система обогащения, приема и временного хранения сырья. Также на судне находится система определения местоположения и подсистема динамической стабилизации движения судна, которая требует использования дополнительных активных средств управления движением. К ним относятся подруливающие

устройства 3 и выдвижные движительно-рулевые колонки 4. Для осуществления сборки трубопровода на судне существует специальная вышка 2. Трубопровод 5 в связке с компрессором 12, смесителем 6 и воздухопроводом 13 образует эрлифтную установку, обеспечивающую подъем ТПИ на судно. На нижнем конце трубопровода находится технологическая платформа 7, которая располагается на удалении нескольких десятков метров от дна и содержит бункер-накопитель, предназначенный для промежуточного хранения запаса ТПИ, и дозирования подачи ТПИ в трубопровод.

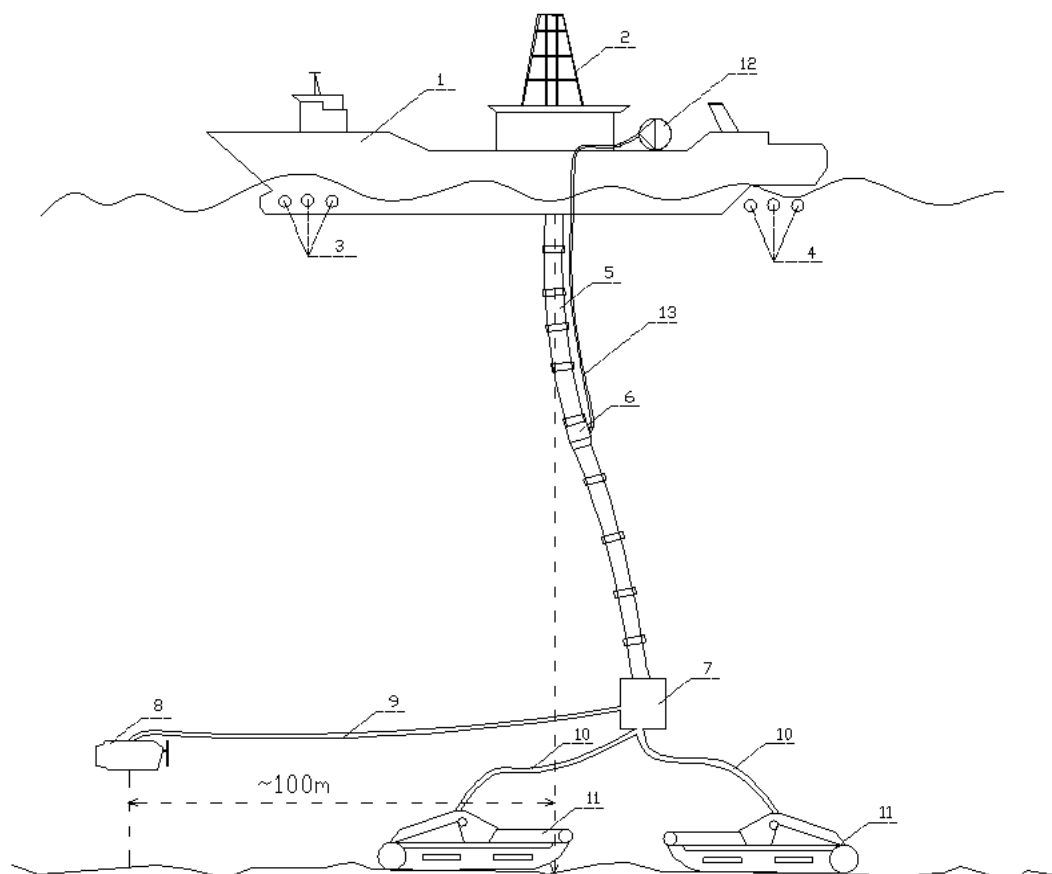


Рисунок 1.1 – Глубоководный добычный комплекс

Агрегат сбора (АС) 11 осуществляет непосредственный сбор ТПИ со дна океана, отмыв ТПИ от донных осадков, дробление твердого и подачу ТПИ на технологическую платформу через гибкую связь 10. Навигационный модуль 8 обеспечивает обзор донной поверхности в районе движения АС. Его основными функциями являются обнаружение препятствий по курсу движения АС, определение направления и скорости придонных течений, гидролокация донной обстановки, получение информации о залегании конкреций.

К основным рабочим режимам ГДК относятся: монтаж-демонтаж глубоководного оборудования, выход судна на исходную позицию (включая мягкую посадку АС на грунт и вывод его на траекторию сбора), добыча ТПИ, подъем сырья на судно и его первичное обогащение, перемещения базового плавсред-

ства с развернутым подводным оборудованием, перегрузка сырья на судно рудовоз, профилактический и/или аварийный подъем технологического оборудования и его спуск без демонтажа трубопровода, штормовой отстой.

Таким образом, функционирование современных уникальных горноморских предприятий в основном связано с многоплановой работой машиностроителей, технологов и специалистов по системам управления.

В данной монографии основное внимание уделено изучению процессов транспортирования добытого минерального сырья сквозь толщу воды. В результате анализа рассмотренных выше способов и средств освоения месторождений минерального сырья в условиях больших глубин, наиболее перспективным направлением для технической реализации в настоящее время является применение морских добычных комплексов, функционирующих на базе гидравлической системы подъема. Общепринятым считается подход, согласно которому для гидроподъемов коэффициент готовности рассчитывается на базе статистических данных, взятых за некоторый период эксплуатации установок. Применительно к ГДК величину коэффициента готовности на стадии проектирования целесообразно рассматривать по аналогии с соответствующими критериями для насосных и эрлифтных систем угольных шахт [120].

Согласно существующим расчетным данным по шахтным комплексам, коэффициент готовности для эрлифтного гидроподъема приблизительно равен 1 и 0,4 для насосного варианта [8]. С учетом таких значений коэффициента готовности производительность насосного гидроподъема должна быть не менее чем в 2,5 раза выше, чем в эрлифтной системе, при одинаковой производительности по твердому. Указанный фактор приводит к увеличению номинальной мощности соответствующих элементов технологической цепи ГДК. Кроме того, возрастают массогабаритные характеристики составляющих комплекса, что приводит к повышению энергозатрат на монтаж и буксировку подводного оборудования установки [120].

Систематические исследования по разработке добычного оборудования (агрегат сбора), средств гидроподъема (насосный и эрлифтный варианты), обогащательного оборудования и систем управления начаты в Государственном высшем учебном заведении Национальном горном университете (ГВУЗ НГУ) совместно с ВНИПИ "Океанмаш" в 1985 г. Результаты изысканий авторов монографии в области эрлифтных систем подъема полезных ископаемых отражены в работах [13, 22, 27, 52, 56, 57, 59, 61, 62, 64, 77, 82, 105]. Основные результаты исследований насосного варианта гидроподъема отображены в работах [22, 24, 60, 75, 79, 137, 139, 142, 145, 158, 159, 170]. На уровне изобретений разработаны насосные [129, 141, 144, 147, 148, 155–157, 165], эрлифтные варианты гидроподъемов [138, 140, 149–151, 153], а также их различные комбинации [136, 137, 139, 142, 145, 158, 159].

Основной недостаток насосных систем состоит в непосредственном взаимодействии твердого материала с лопатками рабочего колеса. В связи с этим в большинстве случаев возникает переизмельчение частиц полезных ископаемых и быстрый износ грунтовых насосов, что приводит к понижению надежно-

сти системы в целом. В то же время эрлифтная система гидроподъема обладает значительной (по сравнению с насосной) энергоемкостью.

Следует отметить разработки в области обогащения твердых полезных ископаемых [151], использования альтернативных источников энергии [141, 152] и в области снижения техногенного влияния промышленных разработок на подводную флору и фауну с целью минимизации экологического ущерба [151].

По мнению авторов монографии, обобщение результатов упомянутых исследований позволяет более обоснованно осуществить выбор рационального варианта гидроподъема в составе ГДК с учетом специфики разработки подводных месторождений Мирового океана. В основу подхода к техническому обоснованию целесообразности выбора конкретного варианта гидроподъема положены следующие основные критерии [73]:

- надежность работы установок (величина коэффициента готовности);
- коэффициент полезного действия установок;
- эффективность алгоритмов управления установками и локальных систем регулирования;
- степень функциональной совместимости со смежными технологическими операциями и адаптации к новым условиям эксплуатации;
- изменение гранулометрического состава твердого материала в процессе транспортирования.

На основе разработанных критериев, а также исходя из современного уровня техники, сформулированы следующие рекомендации [73]:

1) Насосный и эрлифтный варианты гидроподъема в широком диапазоне изменения глубин разработки месторождений 400–5500 м и производительностей установок 1–3 млн. тонн/год по сухому сырью являются конкурентоспособными.

2) При глубинах свыше 5500–5600 м на первый план выходит эрлифтный гидроподъем благодаря высоким показателям надежности в сложных условиях больших глубин. При этом тенденция развития эрлифтного варианта заключается в разработке "замкнутых" схем, направленных на купирование пневматической энергии и использование низкотемпературного потенциала глубинных вод, что приводит к существенному увеличению к.п.д. установок.

3) При глубинах до 200–400 м предпочтение отдается насосному гидроподъему, тенденция развития которого состоит в повышении надежности и долговечности установок путем разработки специальных конструкций, исключая непосредственное взаимодействие твердого материала с лопатками рабочих колес насосных агрегатов.

4) В диапазоне средних глубин в ближайшей перспективе целесообразно применение гибридных установок принципиально нового типа, которые сочетают достоинства насосного и эрлифтного вариантов, эффективно используют аккумулированную океаном энергию и отличаются повышенными технико-экономическими показателями.

## 1.2 Методы расчета гидроподъемов

На сегодняшний день для расчета гидроподъемов применяется достаточно широкий спектр методов, обладающих различной степенью точности и предназначенных, как правило, для решения ограниченного класса задач. В данном подразделе проведен анализ известных методов расчета гидроподъемов, который позволяет выделить наиболее перспективные.

В [125] изложены основы теории совместного движения жидкости и газа в вертикальном трубопроводе и описаны основные гидродинамические свойства эрлифтных гидроподъемов, а также рассматриваются некоторые методы их расчетов.

Работы [2, 5, 92, 116] посвящены теоретическим исследованиям свойств коротких эрлифтов, в частности расчету их основных конструктивных и энергетических параметров. Однако, рассматриваемые методы базируются на использовании большого числа эмпирических данных, что сужает область их применения.

В горной промышленности эрлифты используются для шахтного водоотлива, чистки шахтных технологических емкостей, а также гидроподъема горных масс на гидрошахтах. Существенный вклад в теорию шахтных эрлифтов внесли ученые Донецкого политехнического института [4, 6, 7, 15–18, 92, 93–96, 117, 120]. В энциклопедии эрлифтов [120] изложены основы теории и расчета шахтных эрлифтов, результаты многочисленных экспериментальных исследований установок, работающих в различных условиях эксплуатации, описаны характеристики и параметры действующих эрлифтных установок, а также затронуты вопросы их управления.

Метод расчета, достаточно полно учитывающий специфику работы шахтных эрлифтов, предложен В.Г. Гейером, Н.Г. Логвиновым, В.С. Костандой [15–18] и основывается на использовании безразмерных расходных характеристик. Основными достоинствами такого подхода, базирующегося на использовании в качестве основного критерия подобия относительного геометрического погружения смесителя, является оперативность получения и приемлемая точность расчетных данных.

Однако ограниченность данного метода состоит в том, что используемые эмпирические зависимости справедливы только для диапазона относительного геометрического погружения смесителя от 0,15 до 0,5. Расчет применим только для эрлифтов с короткими подводными трубами, сопротивление которых не оказывает существенного влияния на параметры рабочих режимов установки.

В то же время, расчеты для относительного геометрического погружения смесителя более 0,5, обосновали независимость вида расходной характеристики установки при выбранном положении смесителя от диаметра подъемной трубы. В этом случае в расчете используются удельные величины потребного расхода воздуха и производительности эрлифта [70]. Основным критерий подобия в данном методе выбран в виде приведенного коэффициента относительного по-

гружения смесителя с учетом потерь давления в подводящей и подъемной трубах, которые определяются расчетным путем.

Для случая буровых снарядов с гибкой подъемной трубой Б.А. Беловым предложен метод [3], использующий в качестве обобщенной безразмерной характеристики связь между относительным погружением смесителя эрлифта и числами Фруда, определяемыми отдельно для жидкой и газовой фаз. Метод ориентирован на расчет параметров установок, используемых при бурении скважин на шельфе.

Существенными недостатками работ [3, 15–18, 92, 116, 125] являются доминирование эмпирического подхода, существенно ограничивающего область применения используемых методов, а также игнорирование наличия в подъемной трубе эрлифта характерных структур течения водовоздушной смеси, определяющих кинематику течения, механизм транспортирования и энергоемкость установок.

Первостепенного внимания заслуживают работы А.П. Кононенко [6, 7, 92, 93–96], которые посвящены вопросам расчета шахтных эрлифтов с учетом конкретной структуры течения водовоздушного потока в подъемной трубе эрлифта. В диссертации [96] приведены результаты многочисленных экспериментов, выполненных автором в шахтных условиях, в ходе которых были исследованы разные структуры течения в подъемной трубе эрлифтов, а также определены их границы устойчивости. В работах [77, 93, 95, 117] построена модель рабочего процесса и получены расчетные характеристики эрлифта со снарядной структурой течения водовоздушной смеси. В [7] получены зависимости для расходных параметров эмульсионного эрлифтного потока, а в работах [94] рассматриваются вопросы расчета параметров установок при кольцевой структуре течения смеси. Стоит упомянуть также о работах [92, 97], в которых затронуты различные вопросы расчета и проектирования эрлифтных систем, а также вопросы их классификации, эффективности и моделирования.

Следует отметить, что результаты перечисленных работ [6, 7, 92, 93–96] справедливы только для коротких шахтных эрлифтов и не могут быть использованы при проектировании глубоководных эрлифтных гидроподъемов, оборудованных подводными трубами значительной протяженности (несколько тысяч метров), что, в свою очередь, существенно влияет на процесс транспортирования. Кроме того, изложенные в этих работах методики не учитывают последовательной смены структур течения смеси (наличие одновременно нескольких структур) в подъемной трубе глубоководного эрлифта.

Для случая глубоководных эрлифтных установок, оборудованных длинными подводными трубами с диапазоном относительных геометрических погружений смесителя от 0,75 до 0,99, разработаны методы расчета параметров рабочих режимов, отраженные в работах [1, 38, 39, 108, 109, 128, 131]. В этих работах наличие длинной подводящей трубы учитывается еще одним критерием подобия – относительным динамическим погружением смесителя. Введение этого критерия в некоторой степени дало возможность адаптировать с опреде-

ленной точностью известные методики расчета коротких шахтных установок к расчету параметров глубоководных гидроподъемов.

Экспериментальные исследования установок в морских условиях выполнены Б.И. Адамовым [1] на шельфе Балтийского моря в диапазоне относительных динамических погружений смесителя 0,5...0,95. Опытные результаты позволили получить аналитические соотношения для определения средних по высоте подъемной трубы удельного расхода воздуха, плотности трехфазной гидросмеси и коэффициента Дарси. Максимальное значение КПД установки, соответствует относительному динамическому погружению смесителя 0,675. Выполнен сравнительный анализ конструктивных схем и доказана целесообразность применения односмесительного эрлифта. Выбор диаметра подводящей трубы обеспечивает скорость движения пульпы 2 м/с.

К недостаткам разработанного метода расчета следует отнести исключение из рассмотрения смены структур течения гидросмеси в подъемной трубе и скорости проскальзывания твердых частиц в подводящей трубе. Это приводит к погрешностям в определении плотности пульпы и потерь напора.

Частичному устранению указанных недостатков посвящена работа Н.И. Скорынина [131], где представлена методика расчета глубоководных установок, учитывающая относительную скорость фаз в подводящей трубе. Автором установлено, что игнорирование проскальзывания твердых частиц относительно жидкости приводит к ошибке при определении потерь напора в подводящем трубопроводе на 10...30%. Помимо этого, Н.И. Скорыниным получены аналитические зависимости, дающие возможность минимизировать полные удельные потери напора при движении пульпы. Отличительная особенность работы проявляется в том, что автор предлагает безразмерные критерии для определения технико-экономической целесообразности применения многосмесительных эрлифтов. Недостаток данной методики заключается в том, что она позволяет определить только одну точку на расходной характеристике эрлифта при заданных геометрических параметрах установки и физических характеристиках твердых частиц, которая соответствует экономичному режиму работы установки. Однако в процессе эксплуатации эрлифтов исходные данные могут изменяться.

Результаты, полученные А.В. Игнатовым [38], позволили в достаточно широкой области изменения параметров рабочих режимов увеличить диапазон рассматриваемой расходной характеристики. Исходные данные, взятые для глубин 1000...6000 м, давлений компрессора 5...20 МПа, диаметров твердых частиц 0,005...0,05 м плотностью 2800...4500 кг/м<sup>3</sup>, объемной консистенции пульпы 0,02...0,23 и диаметров подводящего трубопровода 0,15...0,6 м были использованы автором для получения расчетным путем следующих закономерностей: удельные энергозатраты для одно- и двухсмесительной конструкции уменьшаются с увеличением диаметра подводящей трубы и возрастают с увеличением диаметра твердых частиц; существует минимум удельных энергозатрат, соответствующих рекомендуемому значению объемной консистенции пульпы равной 0.6 для любых сочетаний диаметров подводящей трубы и твердых ча-

стиц, а также их плотности. Следует отметить, что автор при расчете параметров течения пульпы в подводящем трубопроводе отождествляет истинную скорость жидкости с ее приведенным значением, что приводит к занижению скорости жидкости, а, следовательно, и потерь напора.

В работе [128] изложена методика расчета параметров морских эрлифтов, используемых для транспортировки россыпей тяжелых металлов и минералов, с диапазоном относительных геометрических погружений смесителя от 0,75 до 0,95. Методика оперирует удельной производительностью эрлифта по воде, а учет потерь давления за счет наличия твердых частиц осуществляется посредством построения зависимостей увеличения скорости всасывания и изменения производительности установки от всасывающей способности приемного устройства. Определено, что скорость всасывания для уплотненных твердых частиц должна превышать скорость витания приблизительно в два раза, а для окатанных частиц – в 2,3...2,8 раза. Расчет эксплуатационных параметров выполняется для режима максимальной производительности установки.

Перечисленные методы [1, 32, 33, 128, 131] не могут претендовать на удовлетворительную точность расчетов, т.к. основаны на использовании безразмерных расходных характеристик, и, следовательно, не учитывают специфику функционирования глубоководных гидроподъемов, выражающуюся в следующем: большая степень расширения воздуха (100...150 раз) при движении от смесителя к воздухоотделителю; нелинейность распределения давления в подъемной трубе; зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от конкретной структуры течения смеси в подъемной трубе и др. Указанные недостатки в полной мере относятся и к работам [33, 40, 108, 109, 128].

Наряду с методами расчета глубоководных эрлифтов, базирующимися на эмпирическом подходе [1, 32, 33, 40, 108, 109, 128, 132], достаточно широкое распространение получили теоретические методы расчета, использующие различной сложности основные уравнения гидродинамики многофазных смесей [10, 11, 30, 31, 53, 89, 90, 124, 166, 171].

В работах профессора Г. Клаусса [89, 90] исследованы закономерности движения твердых частиц в составе пульпы для определения критической скорости потока гидросмеси в зависимости от концентрации твердой фазы. Данные экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что при числах Рейнольдса больше 1000 и концентрации твердого в пульпе до 0,05 коэффициент Дарси для потока гидросмеси может быть принят равным его значению для однородной жидкости. Однако это допущение не справедливо при больших концентрациях твердого. Согласно данному методу, расчеты выполняются в два этапа. Первоначально, трехфазный поток в подъемной трубе заменяется двухфазным (жидкость – твердые частицы), пренебрегая наличием сжатого воздуха. На втором этапе учитывается присутствие в смеси воздуха, используются зависимости для определения его удельного расхода, полученные на основе закона сохранения энергии.

К недостаткам эксперимента можно отнести то, что на лабораторной установке с диаметром трубопровода 0,1 м использовались стеклянные шарики



диаметром 0,01 м и поэтому в случае реальных частиц полезных ископаемых значения критических скоростей и коэффициентов Дарси требуют уточнения.

В работах профессора Г. Грабова [30, 31] проанализированы три наиболее характерных метода расчета глубоководных эрлифтов – расчет по осредненным параметрам, метод Х. Безе и метод Г. Клаусса. Первый метод посвящен анализу значений скоростей потока в подводящем и подъемном трубопроводах, установлению распределения давления по высоте подъемной трубы и потребного расхода воздуха.

В дальнейшем, Г. Грабов использует зависимости для определения КПД и потребного расхода воздуха в виде функций от объемной консистенции твердых частиц для различных диаметров трубопровода.

Метод Х. Безе рассматривает гомогенную модель как для случая двухфазной, так и для трехфазной смеси. Особенность анализа заключается в том, что для учета относительной скорости фаз в подводящей трубе используется КПД «скольжения», учитывающий диссипацию энергии вследствие проскальзывания твердых частиц относительно жидкости.

Сравнительный анализ результатов, полученных разными методами, позволил автору сделать два вывода: расчет, основанный на использовании осредненных параметров потока, дает удовлетворительные результаты для эрлифтов с длиной транспортного трубопровода не более 500 м. При этом, оптимальная консистенция твердой фазы составляет 0,05; экономичная работа установок согласно методам Г. Клаусса и Х. Безе в случае подъема полезных ископаемых с глубин до 5000 м возможна в диапазоне объемной консистенции пульпы 0,01...0,02. Однако достоверность полученных расчетных зависимостей вызывает сомнение, поскольку необоснованно принят равным нулю коэффициент сопротивления всего транспортного трубопровода.

Упомянутая гомогенная модель также выбрана Уэки Сиро [166] в качестве основной, однако его методика отличается расчетной схемой, использующей метод итераций. Сам итерационный процесс строится по следующей схеме. Для известных физических характеристик твердого материала и фиксированных конструктивных параметров эрлифта задаются значения массовой расходной концентрации и массового расхода твердого. На этой основе вычисляются объемные расходы твердого и пульпы, плотность и скорость движения пульпы. Затем определяется рабочее давление в смесителе с учетом полных потерь давления в подводящей трубе. После этого в качестве первого приближения выбирается величина потерь в подъемной трубе. Определяются средние по высоте подъемной трубы давление, плотность и скорость смеси, объемный расход воздуха и, в результате, находятся полные потери давления в подъемной трубе, которые сопоставляются с ранее заданной величиной. Затем расчет строится по стандартной схеме метода итераций до тех пор, пока  $n$ -е и  $n+1$ -е приближения не будут совпадать с некоторой наперед заданной точностью.

В работе [53] разработан метод расчета рациональных параметров глубоководных эрлифтных установок с учетом влияния питающей пневмосистемы, что явилось дальнейшим развитием теории эрлифтных гидроподъемов. Основ-

ное внимание уделено особенностям работы пневмосистемы и исследовано влияние параметров этих процессов на рабочие режимы эрлифтной установки. Разработана математическая модель процессов питающей пневматической системы с учетом отличия поведения сжатого под большим давлением воздуха от законов идеального газа. В результате разработана методика расчета параметров пневмосети и получена ее характеристика, дающая возможность сопрягать расходные параметры течения в эрлифте с напорной характеристикой компрессора.

На карьере «Рейнского бурогольного акционерного общества» в г. Кельне получены экспериментальные данные применения эрлифтов при бурении скважин глубиной 441 м. Исследования, выполненные профессором М. Вебером [10, 11], базируются на использовании уравнений баланса энергий потока сжатого воздуха, подаваемого в подъемную трубу, и затраченной на подъем пульпы. Расчетный метод М. Вебера представлен в двух модификациях. Первая на основе гомогенной модели, представляющей параметры течения пульпы в виде однородной смеси, дает возможность с учетом ряда допущений и упрощений выполнить расчет на уровне алгебраических соотношений. Второй вариант предполагает использование дифференциальных уравнений движения смеси.

Результаты расчета подтверждены экспериментальными данными, полученными на эрлифтом бурильном снаряде высотой от 50 до 441 м с диаметром подъемного трубопровода 0,3 м и глубиной расположения смесителя от 42 до 258 м.

Метод М. Вебера предполагает анализ большого числа вариантов исходных данных, эффективен для оценочных расчетов, однако в случае расчета глубоководных эрлифтов требует дальнейшей модернизации.

Приведенные в работах [10, 11, 30, 31, 53, 89, 90, 166] методики расчета глубоководных эрлифтов также не могут обеспечить высокую точность результатов, так как базируются на упрощенной гомогенной модели течения смеси.

Особый интерес представляют работы, использующие при расчете параметров течения раздельную модель.

Раздельная модель, используемая при расчете параметров потока в подъемной трубе эрлифта, разработана в методе Хазитеодороу [171], где рассматривается трехфазный поток как наложение двух двухфазных потоков: воздух-жидкость и жидкость-твердое. Делается допущение, что твердые частицы поднимаются только в результате гидротранспортирования. Дифференциальные уравнения, описывающие движение каждой фазы в подъемной трубе, решались численными методами с помощью компьютера. Для интегрирования полученной системы уравнений в качестве начальных условий использовались скорости и объемные концентрации фаз, полученные из расчета подводящей трубы. Затем вычислялись давления, скорости и объемные концентрации фаз по высоте подъемной трубы с точкой отсчета от смесителя, где и определялась начальная плотность сжатого воздуха. Метод последовательных приближений, положенный в основу предлагаемой расчетной схемы, позволяет подобрать давление и

расход сжатого воздуха в смесителе эрлифта такими, чтобы в конечном итоге в процессе решения уравнений движения по высоте подъемной трубы выйти в верхнем сечении на атмосферное давление.

К недостаткам метода Хазитеодороу можно отнести предположение о том, что транспортирование твердых частиц осуществляется только водой, а не водовоздушной смесью. Кроме того, коэффициент гидравлического сопротивления принимается постоянной величиной по длине трубопровода, и не зависит от основных параметров потока, и в первую очередь от конкретной структуры течения смеси.

Метод Полярского [101], являясь по существу модификацией метода Хазитеодороу, предлагает учитывать силы сопротивления движению трехфазной смеси в подъемной трубе эрлифта. В основе его лежит понятие газожидкостной смеси как некоторого континуума, обладающего определенной плотностью и характерной скоростью. Параметры транспортируемой смеси дают возможность определить число Рейнольдса, а затем и коэффициент лобового сопротивления твердого материала. Далее система дифференциальных уравнений, отражающая баланс сил, действующих на движущийся объем смеси в подъемной трубе и сил, приложенных к единичной твердой частице в этой смеси, дополняется законами непрерывности для каждой из фаз и уравнением изотермы. После ряда преобразований система уравнений трансформируется в вид, удобный для численного интегрирования.

Следует отметить, что результаты вычислений согласно [101, 171] обладают большей точностью, чем аналогичные данные, полученные на основе осредненных параметров и гомогенных моделей. К недостаткам этих методов можно отнести отсутствие экспериментального подтверждения расчетных данных, а также неучет влияния переходных процессов на конструктивные расходные и энергетические параметры установок. Кроме того, процесс гидроподъема рассматривается в отрыве от функционирования донного блока и других смежных систем, что может привести, при решении задач управления комплексами, к лишним затратам интеллектуального труда на исследование параметров не реализуемых на практике рабочих режимов.

Индийскими (С.Р. Deepak, М.А. Shajahan, М.А. Atmanand) и немецкими (Е. Schulte, R Hanschuh, J. Pantel) авторами выполнены испытания подводной системы добычи железо-марганцевых конкреций в Индийском океане на глубине 410 м. Характерным моментом является использование гибкого трубопровода с одним поршневым насосом, установленным на агрегате сбора. Исходя из результатов испытаний, предложены мероприятия по усовершенствованию для будущей системы глубоководной морской добычи.

Наряду с методами расчета параметров эрлифтного течения (внутренняя гидродинамика) известны работы по изучению напряженно-деформированного состояния трубного става гидроподъемов [88, 103] и гибкого трубопровода для перекачки добытых полезных ископаемых от агрегата сбора в бункер-накопитель [91].

В диссертационной работе [103] разработаны модели и алгоритмы численного исследования нелинейного упругого деформирования пространственно искривленных гибких элементов морских конструкций с изгибной и крутильной жесткостью. Исследованы характеристики внешнего силового воздействия на гибкие глубоководные элементы конструкций. Разработаны методы определения геометрии гибкого элемента в ненапряженном состоянии при произвольной плоской или пространственной начальной конфигурации осевой линии. Созданы вычислительные алгоритмы, позволяющие решать принципиально новые типы задач механики гибких глубоководных систем, унифицировать типы исследуемых конструкций, эффективно переходить от одной расчетной схемы к другой в зависимости от физико-геометрических параметров объекта и условий нагрузки. Получены характеристики напряженно-деформированного состояния подводного трубопровода при его пространственном деформировании в процессе укладки и подъема с целью ремонта или замены. Исследовано пространственное деформирование гибких армированных шлангов с учетом геометрии арматуры при нагрузках от протекания жидкости и от внешнего течения.

В работе [88] подробно рассматриваются вопросы проектирования трубных эрлифтных систем с помощью комплексного моделирования механических и гидромеханических процессов, протекающих в транспортном трубопроводе. Трубный став гидрподъема здесь рассматривается в виде ступенчатой конструкции с переменным внутренним и внешним диаметрами. Основной идеей работы является комплексное исследование задач напряженно-деформированного состояния става, обтекания его внешним потоком жидкости. Разработана математическая модель, описывающая динамические процессы в упруго подвешенном сложно нагруженном эрлифтном трубопроводе и учитывающая влияние колебательных процессов на динамическую прочность системы при различных силовых и кинематических параметрах возбуждения. С помощью данной модели установлены закономерности формирования динамических внутренних нагрузок в эрлифтном трубопроводе, которые отражают силовое взаимодействие вибрационных и гидродинамических полей. На основе этих закономерностей определены рациональные по энергоемкости параметры трубной системы, необходимые для обеспечения ее эффективного функционирования и работоспособности в сложных глубоководных условиях. В ходе экспериментальных исследований определены аэродинамические характеристики базовых компоновок пакетов трубного става. Кроме того, выявлены области возникновения вихревого возбуждения и галопирования, что позволило установить величины гидродинамических сил и момента, действующих на элементы трубопровода, его пространственную форму при движении в толще воды, необходимую тяговую мощность базового плавсредства и диапазон изменения возможных скоростей судна-носителя, который исключает потерю гидроупругой устойчивости трубного става. Исследованы условия потери динамической устойчивости трубного става (вследствие стационарного потока пульпы), а также возможность возникновения параметрического резонанса за счет пульсаций скорости течения пульпы.

Работа [91] посвящена методам решения задач вынужденных параметрических колебаний гибких глубоководных трубопроводов. Основное внимание в работе уделено численным методам решения задач вынужденных параметрических колебаний подводных пространственных гибких гидротранспортных трубопроводов. Колебания вызваны случайными или детерминистическими изменениями плотности поднимаемой пульпы. Решаются поставленные задачи с учетом сосредоточенных сил и масс, обусловленных наличием поплавков, и действия внешнего потока воды. Для решения задач расчета случайных колебаний применяется метод статистических испытаний.

К недостаткам работ [88, 91, 103] можно отнести рассмотрение процессов в транспортном трубопроводе и гибкой связи в отрыве, как друг от друга, так и от параметров добычного оборудования.

Известны также работы [35, 104, 173, 174], посвященные проектированию и разработке агрегатов сбора.

В работе [104] предлагается конструкция агрегата сбора с гибким рабочим органом. При этом агрегат должен удерживаться на конце транспортного трубопровода на некоторой высоте над дном океана, а его гибкий рабочий орган скользит по дну, в том числе и по препятствиям, собирая полиметаллические конкреции и передавая их на агрегат для дальнейшей транспортировки на судно. Корпус агрегата при сборе полиметаллических конкреций может перемещаться над морским дном, его цепи с ковшами движутся относительно корпуса с помощью отдельного регулируемого привода и, свисая, скользят по дну. Ковши специальной конструкции (решетчатые с заданным заглублением в ил) зачерпывают конкреции вместе со слоем ила, при этом ил протекает через решетчатые стенки и дно, а конкреции транспортируются в бункер.

Диссертационная работа [173] также посвящена разработке агрегата сбора, в ней разработаны методика расчета сопротивлений, действующих на барабанный исполнительный орган машины и методика расчета статических и динамических характеристик гидравлического привода подачи исполнительного органа. Помимо методик предложена схема гидравлического привода ходовой части самоходной тележки. В качестве привода исполнительного органа агрегата сбора выбрана прямоочная многоступенчатая гидротурбина, аналогичная применяемым в турбобурах. Сам исполнительный орган – барабанного типа, с расположенными на его поверхности резцами. Предложенная математическая модель, описывающая процессы, протекающие в проточной части гидротурбины, позволяет исследовать влияние числа рабочих колес, основных углов решеток лопастей статора и ротора и коэффициентов потерь энергии в них на механическую характеристику и эффективность турбины.

В работе [174] предложен в качестве рабочего органа агрегата сбора вибрационный подборщик в виде вибрационного наклонного лотка, который частично заглублен в поверхность морского дна. При движении лотка по донной поверхности и направленных его колебаниях в сторону разгрузки за счет вибрационных и адгезионных сил конкреции и твердые куски извлекаются из донного ила и вибротранспортируются по наклонному лотку к системе подъема на

базовое судно. Отличительной чертой вибрационного подборщика по сравнению с другими типами аналогичных устройств является простота конструкции и обслуживания, высокая ремонтпригодность, отсутствие традиционных цепных, винтовых, ременных и ленточных трансмиссий, работа которых сопровождается интенсивным износом, вытяжкой и низкой надежностью.

В работе [35] предложена модель гидравлического рабочего органа, использующего для добычи принцип гидравлического элеватора. Модель гидравлического рабочего органа представляет собой соединение двух элементов (горизонтальный и вертикальный), придающих ему форму «сапога». Горизонтальный элемент имеет два отверстия – нижнее и верхнее. Они снабжены подвижными заслонками, предназначенными для регулировки зазора этих отверстий. Верхнее отверстие создано для водозабора, а через нижнее – происходит всасывание пульпы. В месте стыковки горизонтального и вертикального участков находится отбойная решетка для выделения ЖМК из пульпы. Добытые конкреции накапливаются в поддоне, который расположен в нижней части вертикального элемента. Для создания гидравлического потока к выходному патрубку гидравлического рабочего органа присоединен водяной насос. Такое устройство должно резко увеличивать извлечение из недр ЖМК.

Среди недостатков работ [35, 104, 173, 174] следует отметить то, что в них не затрагиваются вопросы управления добычными процессами, без которых невозможно обеспечить эффективное функционирование агрегатов сбора в сложных условиях больших глубин.

Известна единичная работа [126] по управлению робототехническими комплексами применительно к глубоководной добыче твердых полезных ископаемых. В работе декларируется, что разработанная «автоматизированная система дистанционного управления установкой добычной обеспечила как в автоматизированном, так и в автоматическом режимах процесс сбора и подъем на борт судна железо-марганцевых конкреций, ориентацию, движение агрегата сбора и преодоление им препятствий, периодические проверки правильности функционирования подсистем и диагностирования технического состояния оборудования». На наш взгляд, автор выдает желаемое за действительное, так как описанная им натурная действующая добычная установка на сегодняшний день не существует в природе. Однако основное содержание статьи посвящено разработке требований к устойчивости элементов автоматизированной системы относительно внешних воздействий, приведены параметры погружных электродвигателей и предложена технология разделки и сращивания кабелей. Данный материал действительно представляет интерес для разработчиков систем электроснабжения и электропривода для условий глубоководной добычи.

Из приведенного выше обзора следует, что в работах, посвященных вопросам определения напряженно-деформированного состояния транспортного и гибкого трубопроводов, разработки агрегатов сбора и систем управления, исследования проводились в отрыве от изменения расходных и энергетических параметров глубоководных гидроподъемов, что снижает ценность полученных результатов.

Таким образом, на данном этапе исследований на первый план выходят вопросы, связанные с изучением динамических процессов в пневмогидравлических трактах глубоководных гидроподъемов.

Результаты работы авторов монографии в этом направлении получили высокую оценку специалистов на мировых горных конгрессах [122, 123], а публикации в авторитетных международных специализированных изданиях [48, 83, 84] вызвали живой интерес профессионалов в данной области. Это побудило авторский коллектив систематизировать наши наработки в виде настоящей монографии и представить и представить их на суд широкой читательской аудитории.

## 2 ОБЗОР МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ОДНОРОДНОЙ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Разработка методов расчета динамики многофазных потоков ввиду принципиальных особенностей и значительной трудоемкости подразумевает многоэтапность в плане их усовершенствования и достраивания, поэтому в качестве отправного пункта обратимся к обзору классических методов моделирования динамических процессов при транспортировании однородной жидкости.

Магистраль гидросистем в большинстве случаев состоит из цилиндрических труб постоянного поперечного сечения. Система уравнений нестационарного движения жидкости вдоль таких труб имеет вид [164]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g \cdot \sin \alpha - \frac{2C_f}{d} |V|V, \quad (2.2)$$

где  $V$  – скорость течения (средняя по поперечному сечению);

$g$  – ускорение земного тяготения;

$p$  – давление;

$\rho$  – плотность движущейся жидкости;

$c$  – скорость Жуковского (скорость распространения малых возмущений в жидкости с учётом податливости стенок трубопровода);

$d$  – диаметр трубопровода;

$C_f$  – коэффициент потерь на трение;

$\alpha$  – угол наклона трубопровода к горизонтальной плоскости;

$x$  – координата, отсчитываемая вдоль оси трубопровода.

Скорость Жуковского  $c$  равна

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}},$$

где  $K$  – модуль объёмного сжатия.

При выводе выражения для скорости Жуковского обычно обращаются к закону Гука

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{p_c - p_{co}}{K_{ж}}\right),$$

где  $\rho_0$  – плотность при статическом давлении  $p_{co}$ ;

$p_c$  – статическое давление;

$K_{ж}$  – модуль объёмного сжатия жидкости.

Стенки трубы предполагаются упругими и площадь поперечного сечения трубы зависит от давления также по закону Гука, т. е.

$$F(x, t) = F_0(x) \cdot \left(1 + e \frac{p_c - p_{co}}{E}\right),$$



где  $F_0(x)$  – площадь проходного сечения трубы при давлении  $p_{co}$ ;  
 $e$  – безразмерный коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения трубы и толщины стенок;  
 $E$  – модуль Юнга материала трубопровода.  
 Последние два выражения справедливы лишь при

$$p_c - p_{co} \ll K_{ж} \text{ и } e(p_c - p_{co}) \ll E,$$

поэтому в указанном диапазоне их можно представить в виде

$$\rho = \rho_0 \exp \frac{p_c - p_{co}}{K_{ж}}, \quad F = F_0 \exp \frac{e(p_c - p_{co})}{E},$$

то есть

$$\rho F = \rho_0 F_0 \exp \frac{p_c - p_{co}}{K},$$

где  $K = \frac{K_{ж}}{1 + e \frac{K_{ж}}{E}}$  – приведенный модуль объёмного сжатия, учитывающий

упругость как самой жидкости, так и стенок трубы.

Таким образом

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \frac{1}{\sqrt{c_0^2 + e \frac{\rho}{E}}}, \quad (2.3)$$

где  $c_0 = \sqrt{\frac{K_{ж}}{\rho}}$  – скорость звука в жидкости в неограниченном пространстве.

Для тонкостенной цилиндрической трубы, пользуясь так называемой “котельной формулой”, получим

$$e = \frac{d}{\delta},$$

где  $\delta$  – толщина стенки.

Для толстостенной трубы

$$e = 2 \left( \nu + \frac{d + 2\delta + 2 \frac{\delta^2}{d}}{2\delta + 2 \frac{\delta^2}{d}} \right),$$

где  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Для тонкостенных труб некруглого сечения значение  $e$  рассчитывается по формуле Г. И. Двухшерстова

$$e = \frac{2a_0(1-V^2)}{\delta} K'_\omega (1 + K_\omega \frac{a_0^2}{\delta^2}),$$

где  $K'_\omega$  и  $K_\omega$  – безразмерные коэффициенты, зависящие от формы поперечного сечения трубы (см. табл. 2.1);

$a_0$  – некоторый характерный размер.

Таблица 2.1 – Значение коэффициентов  $K'_\omega$  и  $K_\omega$  для труб различного сечения

Форма поперечного сечения трубы	$a_0$	$K'_\omega$	$K_\omega$
Окружность	$\frac{d}{2}$	1	0
Прямоугольник	$a$	$\frac{1+\beta}{2}$	$\frac{10(1+\beta)^2(1+\beta^3) - 6(1+\beta^5) - 30\beta^2(1+\beta)}{15\beta(1+\beta)}$
Правильный треугольник	$a$	$\frac{1}{\sqrt{3}}$	0,4
Правильный 2n-угольник	$a$	$\cos \frac{\pi}{2n}$	$tg^2 \frac{\pi}{2n} \sin^2 \frac{\pi}{2n}$

(Для прямоугольника:  $a$  – половина большей стороны; для треугольника – половина стороны; для 2n-угольника – радиус описанной окружности;  $\beta$  – отношение меньшей стороны к большей.)

Для сравнительной оценки величины приведенного модуля сжатия в трубах различного поперечного сечения в табл. 2.2 приведены значения  $K'_\omega$ ,  $K_\omega$  и  $\frac{K}{K_{ж}}$  для случая, когда  $\frac{a_0}{\delta} = 10$ ,  $\frac{K_{ж}}{E} = 0,01$  и  $\nu^2 = 0,1$ , что соответствует течению воды в стальной трубе.

Отметим, что в одномерном приближении формулы (2.1), (2.2) годятся не только для прямолинейных участков труб но и для криволинейных. Если трубопроводная система состоит из соединённых последовательно и/или параллельно участков трубопроводов с различными геометрическими и механическими характеристиками (т. е. с различными  $d$ ,  $\delta$ ,  $E$ ,  $F$  и, возможно,  $c_0$ ), то указанная система уравнений справедлива для каждого из этих участков. Участки могут соединяться между собой посредством различных элементов арматуры, которые можно рассматривать как элементы с местными сопротивлениями.

Таблица 2.2 – Сравнительная оценка величины модуля сжатия в трубах различного поперечного сечения

Форма поперечного сечения трубы	$K'_\omega$	$K_\omega$	$e$	$\frac{K}{K_{ж}}$
Круг	1	0	18	0,847
Квадрат	1	0,267	498	0,167
Прямоугольник ( $\beta=1/2$ )	0,75	0,7	958	0,095
Правильный треугольник	0,577	0,4	426	0,190
Правильный шестиугольник	0,866	0,022	49,9	0,667

Эти локальные элементы служат граничными условиями для системы уравнений (2.1), (2.2) на каждом из указанных участков с распределёнными параметрами.

Уравнения, описывающие поведение элементов арматуры, как локальных элементов могут быть достаточно сложными, поэтому в общем случае решению подлежит система двух нелинейных дифференциальных уравнений для каждого из простых участков трубопровода со сложными граничными условиями на концах, которые моделируют поведение сосредоточенных соединительных элементов арматуры.

## 2.1 Приближённые подходы к исследованию нестационарных режимов в гидросистемах

Получение аналитических решений системы (2.1) и (2.2) возможно только ценой их упрощения за счёт избавления от нелинейных членов. Обычным упрощением является предположение о том, что нелинейным членом  $V \frac{\partial p}{\partial x}$  в уравнении неразрывности (2.1) и членами  $V \frac{\partial V}{\partial x}$  и  $\frac{2C_f |V|V}{d}$  в уравнении количества движения можно пренебречь. Это не всегда так, но во многих случаях такое предположение оправдано.

Пренебрежение членом  $\frac{2C_f |V|V}{d}$  означает полное пренебрежение трением, что можно допустить лишь в том случае, когда потери напора на трение составляют малую долю от статического напора.

Предположение об отсутствии трения является очень важным: без него невозможно получить аналитическое решение.

Упрощённые таким образом уравнения (уравнения Жуковского-Аллиеви) имеют вид (для горизонтального трубопровода  $z = \text{const}$ ):

$$\frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{1}{\rho c^2} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad \frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2.4)$$

откуда следует, что и  $p$  и  $V$  удовлетворяют волновому уравнению:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}, \quad \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \quad (2.5)$$

Решение этих уравнений в форме Даламбера имеет вид

$$p_H - p_0 = F\left(t + \frac{x}{c}\right) + f\left(t - \frac{x}{c}\right), \quad (2.6)$$

$$V - V_0 = -\frac{1}{\rho c} \left[ F\left(t + \frac{x}{c}\right) - f\left(t - \frac{x}{c}\right) \right], \quad (2.7)$$

где  $F$  и  $f$  – произвольные функции от своих аргументов. Решения (2.6) и (2.7) можно рассматривать как нестационарные добавки к давлению и скорости по отношению к некоторым стационарным их значениям  $p_0$  и  $V_0$ .

Отметим, что если для системы уравнений (2.4) написать характеристические соотношения, то получим:

первое семейство

$$\frac{dx}{dt} = c; \quad \frac{dp}{dt} + \rho c \frac{dV}{dt} = 0; \quad (2.8)$$

второе семейство

$$\frac{dx}{dt} = -c; \quad -\frac{dp}{dt} + \rho c \frac{dV}{dt} = 0. \quad (2.9)$$

Из этих уравнений следует, что в указанном приближении волны распространяются вниз и вверх по потоку со скоростью  $c$ ; на прямых волнах (характеристиках 1-го семейства) сохраняется величина

$$p + \rho c V = \text{const}, \quad (2.10)$$

а на обратных волнах (характеристиках 2-го семейства) – величина

$$p - \rho cV = const. \quad (2.11)$$

Система уравнений (2.8), (2.9) (или (2.10), (2.11)) эквивалентна решению в форме Даламбера, однако последняя форма оказывается иногда более наглядной физически.

Указанная упрощённая система обычно используется для анализа коротких систем или для наиболее грубой приближённой оценки явлений, связанных с гидроударом.

Полученная приближённая система (2.4), как видно, полностью игнорирует наличие сил трения и поэтому она совершенно непригодна для анализа процессов с затуханием волн, а также выхода на стационарный режим и ухода с такого режима при возникновении в каком-либо месте сети нестационарного явления.

Несколько другая форма упрощения системы уравнений (2.1), (2.2) состоит в её линеаризации в окрестности некоторого стационарного состояния. Пусть стационарное состояние характеризуется давлением  $p_0(x)$  и скоростью  $V = V_0$  (в однородном трубопроводе при стационарных условиях давление  $p_0(x)$  падает по линейному закону). Представим параметры в нестационарном режиме в виде

$$p(x,t) = p_0(x) + \delta p(x,t), \quad V(x,t) = V_0 + \delta V(x,t), \quad (2.12)$$

где  $\delta p$  и  $\delta V$  – нестационарные добавки.

Обычно при исследовании нестационарных явлений полагают, что конвективными составляющими можно пренебречь; при этом система (2.1), (2.2) записывается в виде:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -g \sin \alpha - \frac{2C_f |V|V}{d}. \quad (2.14)$$

Подставим в систему (2.13), (2.14) представление (2.12) и учтём, что стационарное течение удовлетворяет системе

$$\frac{\partial V_0}{\partial x} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_0}{\partial x} = -g \sin \alpha - \frac{2c_f |V_0|V_0}{d}.$$

В результате для нестационарных добавок  $\delta p$  и  $\delta V$  в линейном приближении получим следующую систему:

$$\frac{\partial(\delta p)}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial(\delta V)}{\partial x} = 0, \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(\delta V)}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial(\delta p)}{\partial x} = -\frac{4c_f V_0}{d} \delta V. \quad (2.16)$$

(При получении последнего уравнения член, пропорциональный  $\delta V^2$ , опущен, как малый по предположению).

Вводя обозначение

$$k = \frac{4c_f V_0}{d} \quad (2.17)$$

и возвращаясь к обозначению  $p$  вместо временного  $\delta p$  и  $V$  вместо  $\delta V$ , получим следующую систему для нестационарных возмущений

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -kV \quad (2.18)$$

которая отличается от системы (2.4) только наличием в ней члена  $-kV$ , учитывающего нестационарное трение в линейном приближении по отношению к нестационарной добавке. Подчеркнём ещё раз, что в системе (2.18) величины  $p$  и  $V$  означают нестационарные добавки по отношению к своим установившимся значениям.

Для системы (2.18) характеристические соотношения имеют вид:  
первое семейство

$$\frac{dx}{dt} = c; \quad \frac{dp}{dt} + \rho c \frac{dV}{dt} + \rho c k V = 0; \quad (2.19)$$

второе семейство

$$\frac{dx}{dt} = -c; \quad -\frac{dp}{dt} + \rho c \frac{dV}{dt} + \rho c k V = 0. \quad (2.20)$$

В рассматриваемом приближении волны также распространяются вверх и вниз по потоку со скоростью  $c$ , однако величина  $p + \rho c V$  на первом семействе и величина  $p - \rho c V$  на втором семействе уже не сохраняется, а изменяется в соответствии с равенствами (2.19) и (2.20) или

$$dp + \rho c dV = -\rho c k V dt, \quad -dp + \rho c dV = -\rho c k V dt. \quad (2.21)$$

Линейная система уравнений (2.18) обычно используется для аналитического изучения явления гидроудара в системе с распределёнными и сосредото-

ченными параметрами, а также для определения так называемых передаточных матриц. Однако и численный метод характеристик, основанный на использовании упрощённых уравнений (2.18) в характеристической форме (2.21) широко применяется для изучения гидроудара [168, 172]. Отметим, что при использовании численного метода характеристик нет особых выгод в использовании линейризованных уравнений (2.18). Использование исходной нелинейной системы уравнений не намного сложнее, чем использование линейной.

## 2.2 Аналитические методы исследования параметров нестационарных потоков

Запишем линейризованную систему уравнений движения жидкости по трубопроводу (2.13), (2.14) в виде [172]

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \rho \frac{\partial V}{\partial t} + 2c\rho V, \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= \rho c^2 \frac{\partial V}{\partial x}. \end{aligned} \tag{2.22}$$

Система уравнений (2.22) относится к типу телеграфных уравнений, которые в настоящее время являются хорошо изученными. Методам их интегрирования посвящена обширная литература. Они рассматриваются в акустике, электротехнике, гидродинамике, а также в курсах математической физики.

Среди аналитических методов их интегрирования укажем следующие:

- а) метод разделения переменных (метод Фурье);
- б) операционный метод (метод преобразования Лапласа);
- в) метод контурного интегрирования (метод интегралов Фурье);
- г) метод Римана.

Метод разделения переменных, являющийся обобщением классического метода Фурье, является несколько громоздким; он позволяет сравнительно просто получать решение только в тех случаях, когда система фундаментальных функций, из которых строится решение, ортогональна, что, в свою очередь зависит от типа граничных условий. Если же система функций неортогональна, то решение существенно усложнится.

Операционный метод позволяет довольно быстрым путём получать решение задачи только в тех случаях, когда получаемые “изображения” находятся среди стандартных табличных данных. Если же “изображение”, получаемое в процессе решения, не находится в числе табличных, переход от “изображений” к “оригиналам” при помощи вычисления соответствующих квадратур может оказаться довольно сложным и утомительным.

Близким к операционному методу является метод контурного интегрирования, который представляет собой обобщение метода Фурье, поскольку решение ищется в виде интеграла Фурье.

В случае линейных граничных условий с коэффициентами, зависящими от времени, удобным оказывается применение метода Римана, позволяющего свести задачу к решению интегральных уравнений Вольтерра.

### 2.2.1 Операционный метод решения задач нестационарной гидродинамики

Одним из наиболее распространённых аналитических методов изучения гидроудара и переходных процессов в гидросистемах является операционный метод, который основан на применении преобразования Лапласа к линеаризованной системе уравнений нестационарного движения жидкости в трубопроводе.

Запишем систему линеаризованных уравнений нестационарного движения в форме

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\rho}{F} \left( \frac{\partial q}{\partial t} + kq \right), \quad (2.23)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{c^2 \rho}{F} \frac{\partial q}{\partial x}, \quad (2.24)$$

где  $p$  означает разность между фактическим нестационарным значением давления и его номинальным стационарным значением  $p_0(x)$ ; аналогично  $q$  означает превышение расхода над стационарным значением;

$F$  – исходная проходная площадь поперечного сечения трубы.

При использовании системы уравнений (2.23) – (2.24) предполагается, что все входящие в неё параметры  $\rho$ ,  $F$ ,  $k$ ,  $c^2$  постоянны на определённом участке трубопровода, то есть, строго говоря, эта система применима к участкам цилиндрических труб. Однако на различных цилиндрических участках эти параметры могут быть различными. Условия стыковки таких участков будут рассмотрены позже.

Возьмём некоторый цилиндрический участок трубопровода, для которого имеет место система уравнений (2.23), (2.24).

Применим к этой системе преобразование Лапласа по переменной  $t$  (к комплексной переменной  $s$ ). Изображения функций  $p(x,t)$  и  $q(x,t)$  (оригиналов) по Лапласу будем обозначать теми же буквами, но с указанием зависимости от переменных  $x$  и  $s$ , а именно  $P(x,s)$  и  $Q(x,s)$ .

После применения преобразования Лапласа получаем систему уравнений

$$-\frac{dP(x,s)}{dx} = Z_1(s)Q(x,s), \quad (2.25)$$

$$-\frac{dQ(x,s)}{dx} = Y_1(s)P(x,s), \quad (2.26)$$



где переменная  $s$  играет роль параметра.

Величина

$$Z_1(s) = \frac{\rho}{F}(s + k) \quad (2.27)$$

означает комплексное сопротивление единицы длины трубопровода (так называемый гидравлический последовательный импеданс); величина

$$Y_1(s) = \frac{F}{\rho c^2} s \quad (2.28)$$

представляет собой проводимость единицы длины трубопровода (или параллельный адмиттанс).

Как указанные названия, так и их смысл происходят из аналогии этих уравнений с уравнениями электрических цепей, в частности из закона Ома (расход является аналогом силы тока, а давление – электрического напряжения).

После дифференцирования уравнений (2.25) и (2.26) получаем:

$$\frac{d^2 P(x, s)}{dx^2} = \gamma^2(s) P(x, s), \quad (2.29)$$

$$\frac{d^2 Q(x, s)}{dx^2} = \gamma^2(s) Q(x, s). \quad (2.30)$$

В эти уравнения входит величина

$$\gamma(s) = \sqrt{Z_1(s)Y_1(s)}, \quad (2.31)$$

которая называется постоянной распространения волн.

Величина  $\gamma(s)$  – вообще говоря, комплексна, так что

$$\gamma(s) = \alpha + i\beta,$$

где  $\alpha$  – представляет собой коэффициент затухания волн, а  $\beta$  – коэффициент фазы. Эти названия вытекают из того, что, например, решение уравнения (2.29) имеет вид

$$P(x, s) = A_1 e^{\gamma x} + B_1 e^{-\gamma x} = A_1 e^{\alpha x + i\beta x} + B_1 e^{-(\alpha x + i\beta x)}, \quad (2.32)$$

откуда видно, что коэффициент  $\alpha$  характеризует затухание волн распространяющихся соответственно вверх и вниз, а коэффициент  $\beta$  определяет фазу этих волн.

Решение уравнения (2.30) имеет вид, аналогичный (2.32), однако для дальнейшего общего решения системы (2.29), (2.30) представим в виде

$$P(x, s) = C_1(s)ch\gamma(s)x + C_2(s)sh\gamma(s)x, \quad (2.33)$$

$$Q(x, s) = -\frac{1}{Z_B(s)}(C_1(s)sh\gamma(s)x + C_2(s)ch\gamma(s)x). \quad (2.34)$$

Здесь введено обозначение

$$Z_B(s) = \sqrt{\frac{Z_1(s)}{Y_1(s)}}. \quad (2.35)$$

Величина  $Z_B(s)$  означает волновое сопротивление трубопровода (или характеристический импеданс).

Произвольные постоянные  $C_1$  и  $C_2$  в выражениях (2.33), (2.34) в общем случае являются функциями от параметра  $s$ .

Из (2.33), (2.34) следует, что

$$C_1(s) = P(0, s), \quad (2.36)$$

$$C_2(s) = -Z_B(s)Q(0, s),$$

и выражения (2.33), (2.34) можно записать в виде

$$P(x, s) = P(0, s)ch\gamma(s)x - Q(0, s)Z_B(s)sh\gamma(s)x, \quad (2.37)$$

$$Q(x, s) = -P(0, s)\frac{1}{Z_B(s)}sh\gamma(s)x + Q(0, s)ch\gamma(s)x. \quad (2.38)$$

Из последних выражений видно, что они дают значения функций  $P(x, s)$  и  $Q(x, s)$  в любом сечении  $x$ , если известны значения  $P(0, s)$  и  $Q(0, s)$  в начале участка  $x = 0$ .

В частности, если рассматриваемый участок имеет длину  $l$ , то значения функций  $P(l, s)$  и  $Q(l, s)$  в конце участка  $x = l$  выражаются через значения этих же величин в начале участка  $P(0, s)$  и  $Q(0, s)$  соотношениями

$$P(l, s) = P(0, s)ch\gamma l - Q(0, s)Z_B(s)sh\gamma l, \quad (2.39)$$

$$Q(l, s) = -P(0, s) \frac{1}{Z_B(s)} sh\gamma l + Q(0, s) ch\gamma l. \quad (2.40)$$

Эти выражения можно разрешить относительно  $P(0, s)$  и  $Q(0, s)$ , а именно

$$P(0, s) = P(l, s) ch\gamma l + Q(l, s) Z_B(s) sh\gamma l, \quad (2.41)$$

$$Q(0, s) = P(l, s) \frac{sh\gamma l}{Z_B} + Q(l, s) ch\gamma l. \quad (2.42)$$

Полученные соотношения удобно записывать в векторно–матричном виде. Введём двумерные “векторы” искомых функций в начале и в конце участка:

$$\vec{w}(0, s) = \begin{pmatrix} P(0, s) \\ Q(0, s) \end{pmatrix}, \quad \vec{w}(l, s) = \begin{pmatrix} P(l, s) \\ Q(l, s) \end{pmatrix}.$$

Тогда выражения (2.39), (2.40) и также (2.41), (2.42) можно записать в матричном виде

$$\begin{pmatrix} P(l, s) \\ Q(l, s) \end{pmatrix} = A \begin{pmatrix} P(0, s) \\ Q(0, s) \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} P(0, s) \\ Q(0, s) \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} P(l, s) \\ Q(l, s) \end{pmatrix}, \quad (2.43)$$

где

$$A = \begin{pmatrix} ch\gamma l & -Z_B sh\gamma l \\ -\frac{sh\gamma l}{Z_B(s)} & ch\gamma l \end{pmatrix} \quad (2.44)$$

– матрица передачи возмущений от начала участка трубопровода в его конец, а

$$B = \begin{pmatrix} ch\gamma l & Z_B sh\gamma l \\ \frac{sh\gamma l}{Z_B} & ch\gamma l \end{pmatrix} \quad (2.45)$$

– матрица, обратная к  $A$ , т. е.  $B = A^{-1}$  (матрица передачи возмущений от конца участка трубопровода к его началу).

Полученные передаточные матрицы позволяют привести любую сложную систему соединённых цилиндрических участков к связи между параметрами в начале самого первого участка и параметрами в конце последнего участка, т. е. получить передаточную матрицу от самого начала системы в её конец и наоборот.

Идея состоит в следующем. Рассмотрим для примера два различных цилиндрических участка, соединённых между собой последовательно (рис. 2.1).

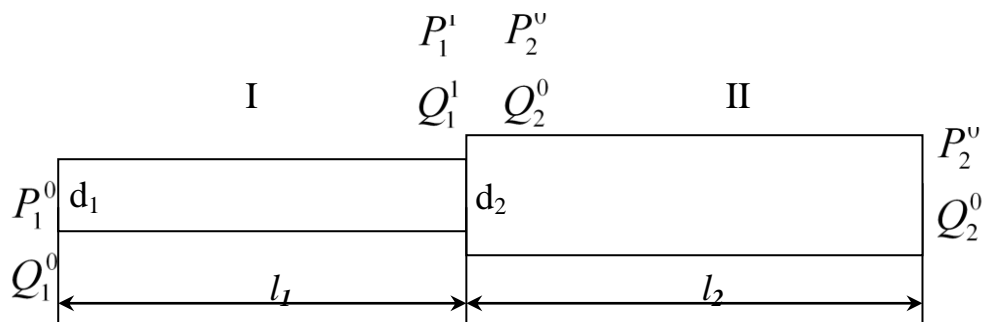


Рисунок 2.1 – К расчёту передаточной матрицы для последовательного сопротивления трубопроводов

Параметры, относящиеся к участку I, будем обозначать нижним индексом “1”, к участку II – нижним индексом “2” и т. д. Параметры, относящиеся к началу каждого участка, будем обозначать верхним индексом “0”, а к концу – верхним индексом “1”. Таким образом,

$$\begin{pmatrix} P_1^0 \\ Q_1^0 \end{pmatrix}$$

означает параметры в начале первого участка, а

$$\begin{pmatrix} P_2^1 \\ Q_2^1 \end{pmatrix}$$

– в конце второго участка.

Согласно формулам (2.43) – (2.45) для первого участка имеем

$$\begin{pmatrix} P_1^0 \\ Q_1^0 \end{pmatrix} = B_1 \begin{pmatrix} P_1^1 \\ Q_1^1 \end{pmatrix}, \quad (2.46)$$

а для второго

$$\begin{pmatrix} P_2^0 \\ Q_2^0 \end{pmatrix} = B_2 \begin{pmatrix} P_2^1 \\ Q_2^1 \end{pmatrix}. \quad (2.47)$$

Если в сечении стыковки нет местных потерь давления, то, учитывая ещё уравнение неразрывности, получим, что

$$P_1^1 = P_2^0, \quad Q_2^1 = Q_2^0,$$

то есть

$$\begin{pmatrix} P_1^1 \\ Q_1^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_2^0 \\ Q_2^0 \end{pmatrix},$$

так что из (2.46) и (2.47) получаем

$$\begin{pmatrix} P_1^0 \\ Q_1^0 \end{pmatrix} = B_1 \begin{pmatrix} P_1^1 \\ Q_1^1 \end{pmatrix} = B_1 B_2 \begin{pmatrix} P_2^1 \\ Q_2^1 \end{pmatrix} = B_{21} \begin{pmatrix} P_2^1 \\ Q_2^1 \end{pmatrix}, \quad (2.48)$$

где

$$B_{21} = B_1 B_2$$

– матрица передачи возмущений от конца второго участка до начала первого. Эта же процедура справедлива при любом количестве участков.

Таким образом, определение передаточной матрицы от последнего конца последовательной системы трубопроводов (выхода) к начальному сечению (входу) сводится к последовательному умножению матриц  $B_j$ . Если всего последовательных участков “ $n$ ” то будем иметь

$$\begin{pmatrix} P_1^0 \\ Q_1^0 \end{pmatrix} = B_{n-1} \begin{pmatrix} P_n^1 \\ Q_n^1 \end{pmatrix}, \quad B_{n-1} = B_1 B_2 \cdots B_n. \quad (2.49)$$

В указанную схему хорошо вписываются и различные устройства арматуры, если их рассматривать как локальные объекты. В частности любое, местное сопротивление, которое удовлетворяет закону сопротивления Вейсбаха

$$\Delta p = p_H - p_K = \zeta \frac{\rho V^2}{2} = \zeta \frac{\rho q^2}{2F^2} \quad (2.50)$$

(в предположении, что этот закон справедлив и при нестационарном движении, т. е. что элемент безынерционный), после линеаризации даёт

$$\delta p_H - \delta p_K = \zeta \frac{\rho q_0}{F_0^2} \delta q, \quad (2.51)$$

где  $\delta p$  и  $\delta q$  – нестационарные возмущения давления и расхода;

$q_0$  – стационарное (исходное) значение расхода;

$\zeta$  – коэффициент местных потерь (который считается постоянным и рассчитанным по среднему расходу  $q_0$ );

индексы “н” и “к” относятся к сечениям непосредственно перед и за рассматриваемым локальным элементом.

Опуская значок возмущения  $\delta$ , запишем уравнение (2.51) в виде

$$p_K(t) - p_H(t) = -\xi q(t), \quad (2.52)$$

где

$$\xi = \zeta \frac{\rho q_0}{F_0^2} > 0.$$

После применения к выражению (2.52) преобразования Лапласа придём точно к такому же по форме выражению для изображений:

$$P_K(s) - P_H(s) = -\xi Q(s) \quad (2.53)$$

Элемент с местным сопротивлением удобно рассматривать как некоторый самостоятельный протяженный участок со своим входом и выходом, но с нулевой длиной.

У такого элемента на входе имеем параметры

$$P^0 = P_H \text{ и } Q^0,$$

а на выходе –

$$P^1 = P_K \text{ и } Q^1,$$

причём, согласно закону сохранения массы,

$$Q^1 = Q^0 = Q.$$

Таким образом, в матричном виде условие (2.52) запишется в виде

$$\begin{pmatrix} P^1 \\ Q^1 \end{pmatrix} = A_M \begin{pmatrix} P^0 \\ Q^0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} P^0 \\ Q^0 \end{pmatrix} = B_M \begin{pmatrix} P^1 \\ Q^1 \end{pmatrix},$$

где

$$A_M = \begin{pmatrix} 1 & -\xi \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad B_M = \begin{pmatrix} 1 & \xi \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

– прямая и обратная матрица передачи возмущений местным сопротивлениям.

Можно показать, что и другие виды локальных сопротивлений (клапаны, дроссели, задвижки, редукторы), в виде, линеаризованном по отношению к нестационарным возмущениям давления и расхода, могут быть представлены как

$$\begin{pmatrix} P^1 \\ Q^1 \end{pmatrix} = A_M \begin{pmatrix} P^0 \\ Q^0 \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} P^0 \\ Q^0 \end{pmatrix} = B_M \begin{pmatrix} P^1 \\ Q^1 \end{pmatrix},$$

где  $\begin{pmatrix} P^0 \\ Q^0 \end{pmatrix}$  и  $\begin{pmatrix} P^1 \\ Q^1 \end{pmatrix}$  возмущения на входе и на выходе, а прямая  $A_M$  и обратная  $B_M = A_M^{-1}$  матрицы имеют вид

$$A_M = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix}, \quad B_M = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}$$

где  $a_{ij}$  и  $b_{ij}$  – некоторые известные коэффициенты, зависящие от конструкции локального элемента и режима стационарного движения.

### 2.2.2 Импедансный метод

Как хорошо известно [160, 63, 4], система линеаризованных уравнений гидроудара в трубе аналогична системе уравнений колебаний тока в электрической линии с распределёнными параметрами.

Поэтому аналогично закону Ома введём понятие импеданса (комплексного сопротивления) сечения  $x$  [18], которое в терминах изображений по Лапласу запишем в виде

$$Z(x, s) = \frac{P(x, s)}{Q(x, s)}. \quad (2.54)$$

При этом входной импеданс означает

$$Z(0, s) = \frac{P(0, s)}{Q(0, s)}, \quad (2.55)$$

а концевой импеданс (импеданс нагрузки) –

$$Z(l, s) = \frac{P(l, s)}{Q(l, s)}. \quad (2.56)$$

Импедансы являются, вообще говоря, комплексными величинами, поскольку при нестационарных движениях возмущения давления и расхода по фазе не совпадают.

Для отдельного участка трубопровода выражения (2.37) и (2.38) через входной импеданс представляются в виде

$$\frac{P(x,s)}{P(0,s)} = ch\gamma(s)x - \frac{Z_B(s)}{Z(0,s)} sh\gamma(s)x, \quad (2.57)$$

$$\frac{Q(x,s)}{P(0,s)} = \frac{ch\gamma(s)x}{Z(0,s)} - \frac{sh\gamma(s)x}{Z_B(s)}. \quad (2.58)$$

При  $x = l$  эти выражения дают

$$\frac{P(l,s)}{P(0,s)} = ch\gamma(s)l - \frac{Z_B(s)}{Z(0,s)} sh\gamma(s)l, \quad (2.59)$$

$$\frac{Q(l,s)}{P(0,s)} = \frac{ch\gamma(s)l}{Z(0,s)} - \frac{sh\gamma(s)l}{Z_B(s)}. \quad (2.60)$$

Согласно (2.56) конечной импеданс  $Z(l,s)$  будет равен

$$Z(l,s) = \frac{P(l,s)}{Q(l,s)} = Z_B(s) \frac{Z(0,s)ch\gamma(s)l - Z_B(s)sh\gamma(s)l}{Z_B(s)ch\gamma(s)l - Z(0,s)sh\gamma(s)l}. \quad (2.61)$$

Из последнего выражения видно, что конечной импеданс  $Z(l,s)$  и входной импеданс  $Z(0,s)$  связаны между собой однозначной зависимостью, которую можно разрешить относительно  $Z(0,s)$ . Именно, имеем:

$$Z(0,s) = Z_B(s) \frac{Z(l,s)ch\gamma(s)l + Z_B(s)sh\gamma(s)l}{Z_B(s)ch\gamma(s)l + Z(l,s)sh\gamma(s)l}. \quad (2.62)$$

Формулы (2.61) и (2.62) в принципе эквивалентны матричным выражениям (2.43), поскольку они обеспечивают связь между параметрами  $P$  и  $Q$  во входном и выходном сечениях. Однако, обычно пользуются понятием импеданса, поскольку во многих случаях бывает сравнительно легко вычислить импеданс нагрузки и, пользуясь формулой (2.62) вычислить импеданс на входе.

Выражение (2.62) обычно записывают через гиперболический тангенс в виде



$$Z(0, s) = Z_B(s) \frac{Z(l, s) + Z_B(s) \operatorname{th} \gamma(s) l}{Z_B(s) + Z(l, s) \operatorname{th} \gamma(s) l}. \quad (2.63)$$

Вводя ещё такое понятие, как комплексный гиперболический угол нагрузки  $a_l$  из соотношения

$$\operatorname{th} a_l = \frac{Z(l, S)}{Z_B(S)},$$

выражение (2.63) запишем в виде

$$Z(0, s) = Z_B(s) \frac{\operatorname{th} a_l + \operatorname{th} \gamma(s) l}{1 + \operatorname{th} a_l \operatorname{th} \gamma(s) l} = Z_B(s) \operatorname{th} [a_l + \gamma(s) l]. \quad (2.64)$$

Таким образом, вычисление входного импеданса через концевой сводится к оперированию с гиперболическим тангенсом. Заметим, что аргумент функции  $\operatorname{th}$  является комплексной величиной, поскольку в общем случае и  $\gamma(s)$  и  $a_l$  – комплексны.

Используя понятие угла нагрузки, выражения (2.59) и (2.60) можно записать в виде

$$\frac{P(x, s)}{P(0, s)} = \frac{\operatorname{sh}[a_l + \gamma(s)(l - x)]}{\operatorname{sh}[a_l + \gamma(s)l]}, \quad (2.65)$$

$$\frac{Q(x, s)}{P(0, s)} = \frac{1}{Z_B(s)} \frac{\operatorname{ch}[a_l + \gamma(s)(l - x)]}{\operatorname{sh}[a_l + \gamma(s)l]}. \quad (2.66)$$

Для импеданса сечения  $Z(x, s)$  имеем выражение

$$Z(x, s) = \frac{P(x, s)}{Q(x, s)} = Z_B(s) \operatorname{th} [a_l + \gamma(s)(l - x)]. \quad (2.67)$$

Если во всех вышеприведённых формулах положить  $s = i\omega$ , то, например, из формул (2.44), (2.45) получим амплитудно-частотные матрицы-характеристики, а из (2.65), (2.66) – амплитудные значения давления и расхода в любом сечении сети  $x$ , выраженные через амплитуду давления в начальном сечении.

Нетрудно видеть, что можно получить значения амплитуд давления и расхода и при других типах задания граничных условий на концах сети. Для этого нужно иметь конкретный состав сети и знать закон, которым описывается каждый элемент сети.

Отметим, что если решение задачи найдено в изображениях, то определены функции  $P(x,s)$  и  $Q(x,s)$ , и переход к оригиналам  $p(x,t)$  и  $q(x,t)$  в принципе осуществляется по формулам обращения:

$$\begin{cases} p(x,t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{st} P(x,s) ds, & (2.68) \\ q(x,t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{st} Q(x,s) ds, & (2.69) \end{cases}$$

где интегрирование на комплексной плоскости  $s = \sigma + i\omega$  производится вдоль прямой, параллельной линии оси  $\omega$ , причём  $\sigma$  выбирается таким, чтобы все особые точки функций  $P(x,s)$  и  $Q(x,s)$  лежали слева от этой прямой.

При этом приходится прежде всего производить рутинную работу по определению корней знаменателей выражений для  $P(x,s)$  и  $Q(x,s)$ . Вычисление интегралов (2.68) и (2.69) также имеет ряд особенностей, связанных с интегрированием по бесконечному контуру.

Если в трубопроводной сети начать расчёт с той точки, где импеданс известен, то, двигаясь от одного элемента к другому, можно рассчитать все импедансы, перемещаясь вверх по течению.

Рассмотрим последовательное соединение трубопроводов (рис. 2.2).

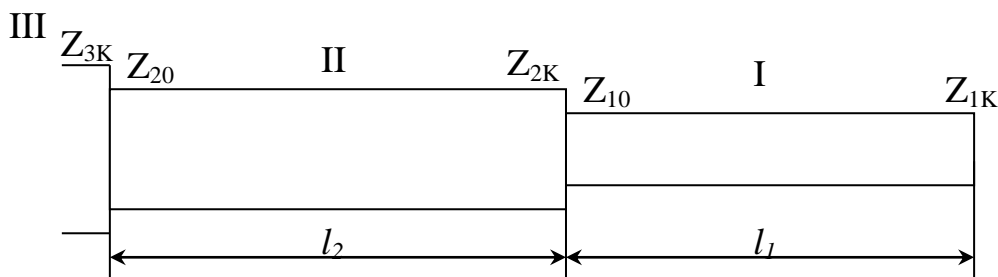


Рисунок 2.2 – Схема к определению сопротивления последовательного соединения трубопроводов

Пусть концевой импеданс участка I известен. Обозначим его:  $Z_1(l,s) = Z_{1K}$ . Тогда входной импеданс  $Z_1(0,s) = Z_{10}$  этого участка определится по формуле (2.62), а именно:

$$Z_{10} = Z_{B1} \frac{Z_{1K} \operatorname{ch} \gamma_1 l_1 + Z_{B1} \operatorname{sh} \gamma_1 l_1}{Z_{B1} \operatorname{ch} \gamma_1 l_1 + Z_{1K} \operatorname{sh} \gamma_1 l_1}. \quad (2.70)$$

Если соединение участков I и II происходит без потерь давления, то тогда в месте соединения выполняются условия

$$P_{2K} = P_{10}, \quad Q_{2K} = Q_{10},$$

где  $P_{2K}$ ,  $Q_{2K}$  – параметры в конце второго участка. Отсюда следует, что конечной (выходной) импеданс второго участка равен начальному (входному) импедансу первого участка.

$$Z_{2K} = \frac{P_{2K}}{Q_{2K}} = \frac{P_{10}}{Q_{10}} = Z_{10}. \quad (2.71)$$

Если же соединение участков I и II организовано через элемент с местными потерями, то на таком элементе будем иметь

$$P_{2K} - P_{10} = \xi_{12} Q_{2K} = \xi_{12} Q_{1K}, \quad (2.72)$$

где  $\xi_{12}$  – коэффициент потерь соединения, т. е.

$$Z_{2K} - Z_{10} = \xi_{12},$$

откуда  $Z_{2K}$  легко пересчитывается через  $Z_{10}$ .

Зная конечной импеданс участка II  $Z_{2K}$ , по формулам типа (2.62) определяем входной импеданс этого участка  $Z_{20}$  и так далее вверх по потоку. Если имеется система разветвления одной подающей трубы на несколько параллельных, то расчёт импедансов проводится следующим образом. Пусть известны конечные импедансы  $Z_{1K}$ ,  $Z_{2K}$ ,  $Z_{3K}$  и т. д. всех разветвлений. Тогда входные импедансы разветвлений  $Z_{10}$ ,  $Z_{20}$ , ... определяются по формулам типа (2.62). Выразим теперь конечной импеданс  $Z_{4K}$  трубопровода IV через входные импедансы ветвей.

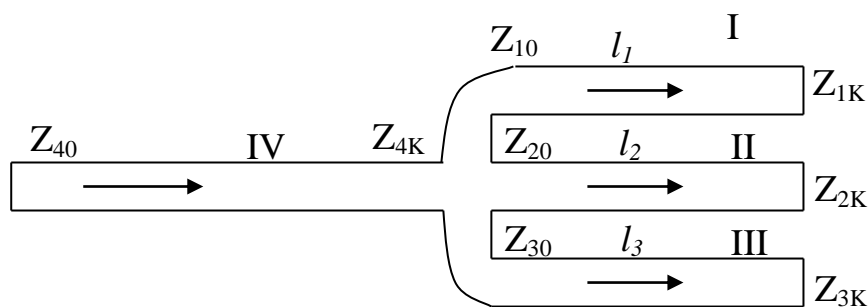


Рисунок 2.3 – Схема к расчёту импеданса разветвляющейся сети

Если в месте разветвления потерями можно пренебречь, то имеют место равенства, следующие из законов Кирхгоффа:

$$P_{4K} = P_{10} = P_{20} = P_{30},$$

$$Q_{4K} = Q_{10} + Q_{20} + Q_{30},$$

откуда следует, что

$$\frac{1}{Z_{4K}} = \frac{1}{Z_{10}} + \frac{1}{Z_{20}} + \frac{1}{Z_{30}}, \quad (2.73)$$

то есть при разветвлении складываются обратные величины импедансов параллельных ветвей.

Определив из (2.73) значение  $Z_{4K}$ , величину  $Z_{40}$  определяем аналогично предыдущему по формуле (2.70).

Аналогичным образом определяется сопротивление  $Z_{4K}$ , если известны законы сопротивления для каждой из разветвляющихся ветвей.

Укажем теперь, что если конец трубопровода закрыт или не заполнен, то на этом конце  $Q \equiv 0$  и конечной импеданс такого участка трубопровода

$$Z_K = \infty. \quad (2.74)$$

Если же трубопровод соединён с резервуаром, в котором поддерживается строго постоянное давление, на таком конце  $P = 0$  и

$$Z_K = 0. \quad (2.75)$$

Указанные два значения импедансов являются предельными.

Таким образом, определение импедансов любой сложной гидросистемы не представляет никаких принципиальных трудностей.

### **2.3 Аналогия между движением жидкости в трубе и распространением электрического тока по кабелю**

Одним из методов решения дифференциальных уравнений в частных производных является метод электрического моделирования, базирующийся на том, что многие физические явления подчиняются одним и тем же математическим законам. С точки зрения исполнителей, решающих неотложные практические задачи, как, например, расчет шахтной системы кондиционирования, этот метод имеет ряд стратегических и экономических преимуществ. Рассмотрим их на примере задачи о шахтной циркуляционной системе хладоснабжения (рис. 2.4).

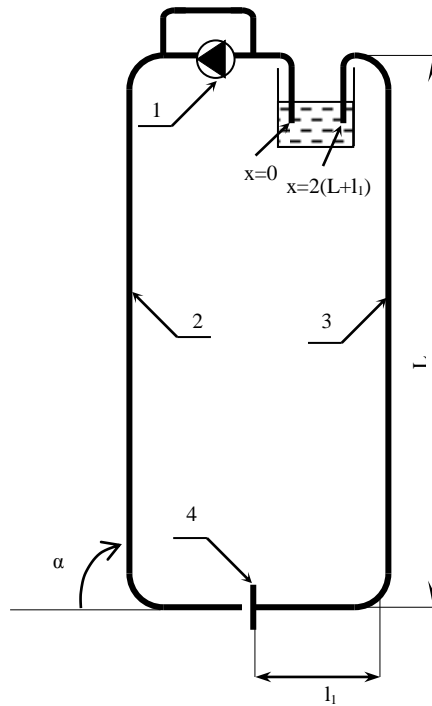


Рисунок 2.4 – Укрупненная схема шахтной циркуляционной системы хладоснабжения

Основные параметры гидравлической системы таковы:  $L = 1000$  м – длина вертикального участка трубопровода,  $l_1 = 100$  м – половина длины горизонтального участка трубопровода,  $\alpha = 0 - 90^\circ$  – угол наклона трубопровода к горизонту,  $D_{mp} = 0,4$  м – диаметр трубопровода,  $\delta_{mp} = 0,02$  м – толщина стенки трубы,  $V = 2$  м/с – скорость движения воды в системе в стационарном режиме,  $Q = 0,2512$  м<sup>3</sup>/с – секундный расход в системе [21].

В нижней точке системы установлена задвижка, перекрытие которой приводит к гидроудару. Поскольку рассматривается трубопровод весьма большой протяженности, важно оценить влияние градиента гидростатического давления на параметры переходного процесса в жидкости, возникающего при перекрытии трубопровода в нижней точке системы. Для принятия адекватных мер по предотвращению аварий и поломок важно также быстро и точно оценить величину броска давления в трубопроводе после перекрытия задвижки. Очевидно, что проблема актуальна не только для шахтных систем, но и для проектирования высотных домов, телебашен и т. д.

Полномасштабная шахтная циркуляционная система хладоснабжения [100] стоит несколько десятков тысяч долларов. Гидравлическая модель такой системы высотой 100 м стоит не менее 3000 долларов и в абсолютном большинстве случаев является невыгодной, т.к. составляет значительную часть стоимости реальной системы.

Материальная электрическая модель установки, выполненная с учетом всех требований к эксперименту в работе [100], стоит 500–600 долларов. При этом она в 2–3 раза информативнее гидравлической, т.к. позволяет легко варьировать, по крайней мере, пять параметров: скорость жидкости, угол наклона трубопровода, время срабатывания запорного устройства, потери на трение и

волновое сопротивление трубопровода, а на гидравлической модели без ее перестройки можно варьировать только скорость жидкости и время срабатывания запорного устройства.

Реализация любого численно-аналитического метода расчета (математическое моделирование) с использованием ЭВМ занимает 2–3 месяца и стоит, как правило, не меньше, чем материальная модель, т.к. включает в себя оплату труда исполнителя и затраты машинного времени.

С 90-х годов XX века начали создаваться программы для разработки электронных схем и имитации электронных устройств. Поскольку они позволяют собирать виртуальные действующие электрические цепи, открывается принципиальная возможность осуществить электрическое моделирование с помощью виртуальных электрических моделей, т.е. быстро собрать полноценную электрическую модель любой приводимой гидравлической системы (такой, как система кондиционирования воздуха глубокой шахты), используя только компьютер.

Идеология виртуального электрического моделирования наиболее приемлемо реализована в программе Electronics Workbench (EWB), являющейся на сегодняшний день наиболее подходящим и эффективным инструментом для решения задач виртуального электрического моделирования гидравлических процессов.

Метод электрической аналогии основан на подобии уравнений (2.22) и (2.77), описывающих гидравлические и электрические переходные процессы соответственно. Запишем дифференциальные уравнения движения жидкости по трубам и электрического тока по проводам [4].

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial h}{\partial x} &= \frac{1}{gS} \frac{\partial q}{\partial t} + \xi_{noz} |q|q, \\ -\frac{\partial h}{\partial t} &= \frac{c^2}{gS} \frac{\partial q}{\partial x}, \end{aligned} \right\} \quad (2.76)$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial U}{\partial x} &= L_{noz} \frac{\partial i}{\partial t} + R_{noz} i, \\ -\frac{\partial U}{\partial t} &= \frac{1}{C_{noz}} \frac{\partial i}{\partial x}, \end{aligned} \right\} \quad (2.77)$$

где

$h$ , м – пьезометрический напор в данной точке гидравлической системы;

$S = 0,1256 \text{ м}^2$  – площадь живого сечения трубопровода;

$\xi_{noz}$ ,  $\text{с}^2/\text{м}^6$  – удельное сопротивление трубопровода;

$U$ , В – напряжение в данной точке модели;

$i$ , А – сила тока модели;

$L_{noz}$ , Тл/м – погонная индуктивность модели;

$C_{noz}$ , Ф/м – погонная емкость модели;

$R_{noz}$ , Ом/м – погонное сопротивление модели.

Индекс «пог» означает погонную величину. Далее индексами «н» и «м» обозначим величины в натурной системе и ее электрической модели соответственно.

Как видно, уравнения (2.76) и (2.77) подобны за исключением того, что потери на трение в гидравлической цепи пропорциональны квадрату расхода, а в электрической – первой степени тока. Чтобы подобие было полным, уравнения (2.76) необходимо линеаризовать, при этом указанные уравнения будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial h}{\partial x_n} &= \frac{1}{gS} \frac{\partial q}{\partial t_n} + 2\xi_{noz} |q_0| q, \\ -\frac{\partial h}{\partial t_n} &= \frac{c^2}{gS} \frac{\partial q}{\partial x_n}, \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

где  $q_0$  – расход жидкости в установившемся процессе, предшествующем гидроудару.

Для построения электрического аналога исследуемой системы необходимо вывести условия, при выполнении которых реальная система и ее электрическая модель будут идентичны.

Введем константы подобия для величин, входящих в уравнения (2.76) и (2.77) и тут же выразим параметры модели через эти константы и параметры природы:

$$\frac{x_n}{x_m} = \frac{l_n}{l_m} = K_l, \text{ безразмерная} \Rightarrow x_m = \frac{x_n}{K_l}, \quad (2.79)$$

$$\frac{t_n}{t_m} = K_t, \text{ безразмерная} \Rightarrow t_m = \frac{t_n}{K_t}, \quad (2.80)$$

$$\frac{h}{U} = K_h, \left(\frac{\text{М}}{\text{В}}\right) \Rightarrow U_m = \frac{h}{K_h}, \quad (2.81)$$

$$\frac{q}{i} = K_Q, \left(\frac{\text{М}^3}{\text{сА}}\right) \Rightarrow i = \frac{q}{K_Q}, \quad (2.82)$$

$$\frac{1}{gSL_{noz}} = K_{1/gS}, \left(\frac{\text{сА}}{\text{М}^2\text{В}}\right) \Rightarrow L_{noz} = \frac{1}{gSK_{1/gS}}, \quad (2.83)$$

$$\frac{gS}{c^2 C_{noz}} = K_{gS/a^2}, \left( \frac{M^2 B}{cA} \right) \Rightarrow C_{noz} = \frac{gS}{c^2 K_{gS/a^2}}, \quad (2.84)$$

$$\frac{2\xi_{noz} |q_0|}{R_{noz}} = K_{R_{noz}^{зудр}}, \left( \frac{cA}{M^2 B} \right) \Rightarrow R_{noz} = \frac{2\xi_{noz} |q_0|}{K_{R_{noz}^{зудр}}}. \quad (2.85)$$

Если подставить эти выражения для параметров модели в уравнения (2.77), то они сведутся к виду

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial h}{\partial x_m} &= \frac{K_t K_h}{K_l K_Q K_{1/gS}} \frac{1}{gS} \frac{\partial q}{\partial t_m} + \frac{K_h}{K_l K_{\xi_{noz}} K_Q^2} \xi_{noz} |q| q, \\ -\frac{\partial h}{\partial t_m} &= \frac{K_l K_h K}{K_t K_Q} \frac{gS / c^2}{gS} \frac{c^2}{\partial x_m} \frac{\partial q}{\partial x_m}. \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

Уравнения (2.86) совпадают с уравнениями (2.78) при условиях

$$\Lambda_1 = \frac{K_t K_h}{K_l K_Q K_{1/gS}} = 1, \quad (2.87)$$

$$\Lambda_2 = \frac{K_t K_Q}{K_l K_h K_{gS/a^2}} = 1, \quad (2.88)$$

$$\Lambda_3^{лин} = \frac{K_h}{K_l K_{R_{noz}^{зудр}} K_Q} = 1. \quad (2.89)$$

Эти комплексы констант подобия называются индикаторами подобия.

Для трубопровода, находящегося под углом  $\alpha$  к горизонту, необходимо учесть гидростатический напор. При этом уравнения (2.78) сводятся к виду

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial h}{\partial x_h} + \sin \alpha &= \frac{1}{gS} \frac{\partial q}{\partial t_h} + 2\xi_{noz} |q_0| q, \\ -\frac{\partial h}{\partial t_h} &= \frac{c^2}{gS} \frac{\partial q}{\partial x_h}, \end{aligned} \right\} \quad (2.90)$$



а для соответствующей электрической линии – к виду

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial U}{\partial x_m} + e_{noz} &= L_{noz} \frac{\partial i}{\partial t_m} + R_{noz} i, \\ -\frac{\partial U}{\partial t_m} &= \frac{1}{c_{noz}} \frac{\partial i}{x_m}, \end{aligned} \right\} \quad (2.91)$$

где  $e_{noz}$  – погонное напряжение модели.

Уравнения (2.90) и (2.91) идентичны, но к константам подобия добавится еще одна:

$$\frac{\sin \alpha}{e_{noz}} = K_{\sin \alpha}, \quad \left(\frac{\text{М}}{\text{В}}\right) \rightarrow e_{noz} = \frac{\sin \alpha}{K_{\sin \alpha}}. \quad (2.92)$$

Для уравнений (2.90) и (2.91) необходимо ввести еще один индикатор подобия:

$$\Lambda_4 = \frac{K_h}{K_l K_{\sin \alpha}} = 1. \quad (2.93)$$

Таким образом, для подобия природы и модели необходимо выполнить четыре соотношения (2.87), (2.88), (2.89) и (2.93) между восемью константами подобия. Следовательно, четыре константы подобия могут быть выбраны произвольно, а еще четыре должны быть определены из указанных уравнений. Для дискретной модели линейный размер не имеет значения, поэтому константу  $K_l$  можем исключить из рассмотрения. Для электрической модели выбираем следующие параметры:

$$\begin{aligned} i0 &= 0,2 \text{ А}, \\ Ci &= 540 \cdot 10^{-12} \text{ Ф}, \\ Li &= 80 \cdot 10^{-6} \text{ Гн}, \end{aligned} \quad (2.94)$$

где  $i0$  – ток модели,  $Ci$  и  $Li$  – емкости и индуктивности погонных элементов модели соответственно (рис. 2.7). Далее для определенности будем использовать в расчетах емкость и индуктивность первого погонного элемента модели  $C1$  и  $L1$ .

Выбор параметров  $i0$ ,  $Ci$  и  $Li$  определяет константы  $K_Q$ ,  $K_{gS/a^2}$ ,  $K_{l/gS}$ , а остальные получаются из уравнений (2.87), (2.88), (2.89) и (2.93) с учетом выражений (2.79)–(2.85) и (2.92) и имеют вид:

$$K_h = \frac{q_0 c}{i_0 g S} \sqrt{\frac{C1}{L1}} = 3,446 \text{ м/В}, \quad (2.95)$$

$$K_t = \frac{\Delta l_n}{c} \sqrt{\frac{1}{L1 C1}} = 1,85 \cdot 10^5, \quad (2.96)$$

$$K_{R_{\text{супр}}} = \frac{1}{K_l} \sqrt{\frac{K_{1/gS}}{K_{gS/a^2}}}, \Rightarrow R1 = \frac{2\xi_{\text{ноз}} |q_0| \Delta l_n g S}{c} \sqrt{\frac{L1}{C1}} = 2,225 \text{ Ом}, \quad (2.97)$$

$$K_{\sin \alpha} = \frac{K_Q}{K_l} \sqrt{\frac{K_{1/gS}}{K_{gS/a^2}}} \Rightarrow E1 = \frac{\Delta l_n g S i_{m0}}{c q_0} \sqrt{\frac{L1}{C1}} \sin \alpha = 14,5 \text{ В}, \quad (2.98)$$

где  $\Delta l_n$  – шаг дискретизации натурального трубопровода.

Константы (2.95) и (2.96) используются для вычисления параметров природы (напора и времени) по измеренным параметрам модели, а константы (2.97) и (2.98) используются для вычисления номиналов резисторов  $R_i$  и источников напряжения в ветвях модели, имитирующих гидростатический напор.

Соответственные величины для гидравлических и электрических процессов сведены в таблицу 2.3.

Электрическая модель может быть выполнена по-разному: из реальных электрических элементов или с использованием виртуальных симуляторов. В настоящей работе использован второй способ.

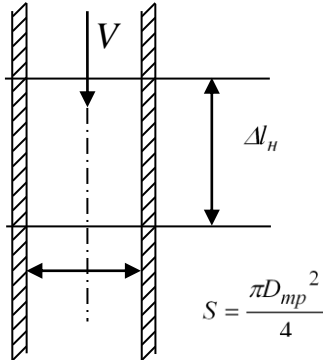
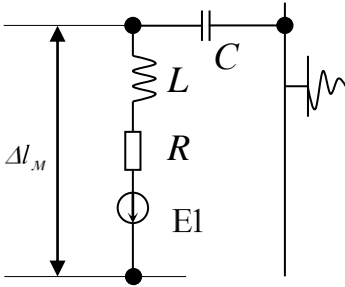
Для разработки виртуальной электрической модели системы использовалась схема созданной ранее материальной электрической модели (рис. 2.7) [100]. Исследовались идентичные системы за исключением того, что материальная модель была составлена для установки, имеющей на выходе горизонтальный участок длиной 500 м для охлаждения возвращенной из шахты воды. Материальная модель имела ряд ограничений:

- Электронный ключ, имитирующий гидрораспределитель срабатывал за 10 мкс, фаза же удара в модели была равна  $T = 2n\sqrt{L1C1} \approx 9,14$  мкс [169] для одного из вариантов модели и  $T \approx 3,06$  мкс – для другого, что позволяло моделировать только не прямой удар. Здесь  $n$  – количество шагов дискретизации системы.

- Источники напряжения, моделирующие гидростатическое давление, обладали сравнительно большим внутренним сопротивлением (1–3 Ом). Используемые гальванические батареи не могли обеспечивать стабильность заданного напряжения при протекании через них прямого (согласного с их полярностью) и обратного постоянного тока, а также переменного тока (высокочастотных колебаний), возникающего при внезапном размыкании цепи. Причем в прямой и обратной ветвях эти параметры менялись по-разному.

Таблица 2.3 – Соответственные величины и элементы в гидравлических и электрических процессах

№ п/п	Гидравлическая система	Электрическая линия
1	2	3
1	$x_n$ (м) – координата вдоль трубопровода	$x_m$ (м) – координата вдоль линии
2	$t_n$ (с) – время для гидравлического процесса	$t_m$ (с) – время для электрического процесса
3	$h$ , м – гидравлический напор	$U$ (В) – электрическое напряжение
4	$q$ , м <sup>3</sup> /с – расход жидкости	$i$ (А) – электрический ток
5	$l/(gS)$ (с <sup>2</sup> /м <sup>3</sup> )	$L_{noz}$ (Гн/м) – погонная индуктивность
6	$gS/c^2$ (м)	$C_{noz}$ (Ф/м) – погонная емкость
7	$R_{noz}^{гидр} = \xi_{noz}  q $ (с/м <sup>3</sup> ) – погонное гидравлическое сопротивление	$R_{noz}$ (Ом/м) – погонное электрическое сопротивление
8	$\xi_{noz}$ (с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup> ) – удельное сопротивление трубопровода	$\alpha_{noz}$ ( $\frac{В}{м \cdot А^2}$ ) – коэффициент пропорциональности между погонным электрическим сопротивлением и током
9	$c$ (м/с) – скорость звука в жидкости	$a_m = 1 / \sqrt{L_{noz} C_{noz}}$ (м/с) – скорость распространения волны в электрической линии
10	$\omega_n = \frac{\partial h}{\partial Q} = \frac{c}{gS}$ (с/м <sup>2</sup> ) – волновое гидравлическое сопротивление	$\omega_m = \sqrt{\frac{L_{noz}}{C_{noz}}}$ (Ом) – волновое электрическое сопротивление
11	$\frac{V}{g} = \frac{q}{gS}$ (с) – количество движения жидкости на единицу веса жидкости	$L_{noz} i$ ( $\frac{В \cdot с}{м}$ ) магнитное потокосцепление на единицу длины линии

1	2	3
12	$\frac{E_{noz}^k}{\rho g} = \frac{1}{2} \frac{SV^2}{g} = \frac{1}{2} \frac{q^2}{gS} \text{ (м}^3\text{)} - \text{кинетическая энергия жидкости в единице длины трубопровода, отнесенная к удельному весу жидкости}$	$E_{noz}^{магн} = \frac{1}{2} L_{noz} i^2 \text{ (Дж/м)} - \text{магнитная энергия тока на единицу длины электрической линии}$
13	<p>Потенциальная энергия единицы длины деформированного трубопровода и потенциальная энергия деформированной жидкости в единице длины трубопровода – прямо пропорциональны квадрату деформации и обратно пропорциональны податливости трубопровода с жидкостью</p>	$E_{noz}^{эл} = \frac{1}{2} c_{noz} U^2 = \frac{q_{noz}^2}{c_{noz}} \text{ (Дж/м)} - \text{электрическая энергия единицы длины линии, несущей погонный заряд } q_{noz} \text{ (к/м)}$
14	$\frac{N_{noz}^{mp}}{\rho g} = \xi_{noz} q^3 = R_{noz}^{удр} q^2 \text{ (м}^3\text{/с)} - \text{рассеяние энергии на единицу длины трубопровода в единицу времени, отнесенное к удельному весу жидкости}$	$N_{noz} = R_{noz} i^2 \text{ (Вт/м)} - \text{рассеяние энергии на единицу длины электрической линии в единицу времени}$
15	$\Delta l_n \text{ (м)} - \text{шаг разбиения натурального трубопровода на элементарные участки}$	$\Delta l_m \text{ (м)} - \text{шаг разбиения линии с распределенными параметрами на элементарные участки}$
16	Центробежный насос	Источник напряжения
17	Задвижка	Электронный ключ
18	<p>Элементарный участок натурального трубопровода</p> 	<p>Погонный элемент модели с сосредоточенными параметрами</p> 

На материальной модели номиналы батарей были такими, что позволяли имитировать угол наклона трубопровода к горизонту  $\alpha$  не больше  $26^\circ$ , т. е. ис-

следовать чисто вертикальный трубопровод не удалось.

Тем не менее, полученные результаты (рис. 2.5) позволяют сделать ряд практических выводов:

1) при учете гидростатического напора давление в положительной ударной волне в напорном трубопроводе уменьшается. Это уменьшение тем существеннее, чем больше глубина;

2) давление в отрицательной ударной волне в горизонтальном и наклонном напорных трубопроводах сравнимы по величине;

3) амплитуда отрицательной волны давления в обратном трубопроводе уменьшается с ростом глубины. При ударе, близком к прямому, это уменьшение существенно при глубине более 250 м. При непрямом ударе амплитуда колебаний уменьшается гораздо менее значительно, чем при ударе, близком к прямому, на всем протяжении трубопровода;

4) амплитуда положительной волны давления в обратном трубопроводе при изменении  $\alpha$  уменьшается под влиянием гидростатического давления. При  $\tau_3 / T = 1,07$  это уменьшение существенно начиная с глубины 300–400 м, при  $\tau_3 / T = 3,27$  разница в амплитудах колебаний давления для тех же углов наклона имеет место на всем протяжении трубопровода.

Проанализируем результаты измерений. Относительное изменение броска давления при наличии градиента гидростатического давления представлено в таблице 2.4.

Виртуальная электрическая модель исследуемой гидравлической системы строилась с использованием программы Electronics Workbench 5.12 (EWB 5.12). Эта программа позволяет моделировать электрические цепи различной сложности и содержит в себе виртуальные аналоги таких элементов, как резистор, конденсатор, катушка индуктивности, различные источники напряжения, измерительные приборы и т. д.

EWB 5.12 имеет свои ограничения:

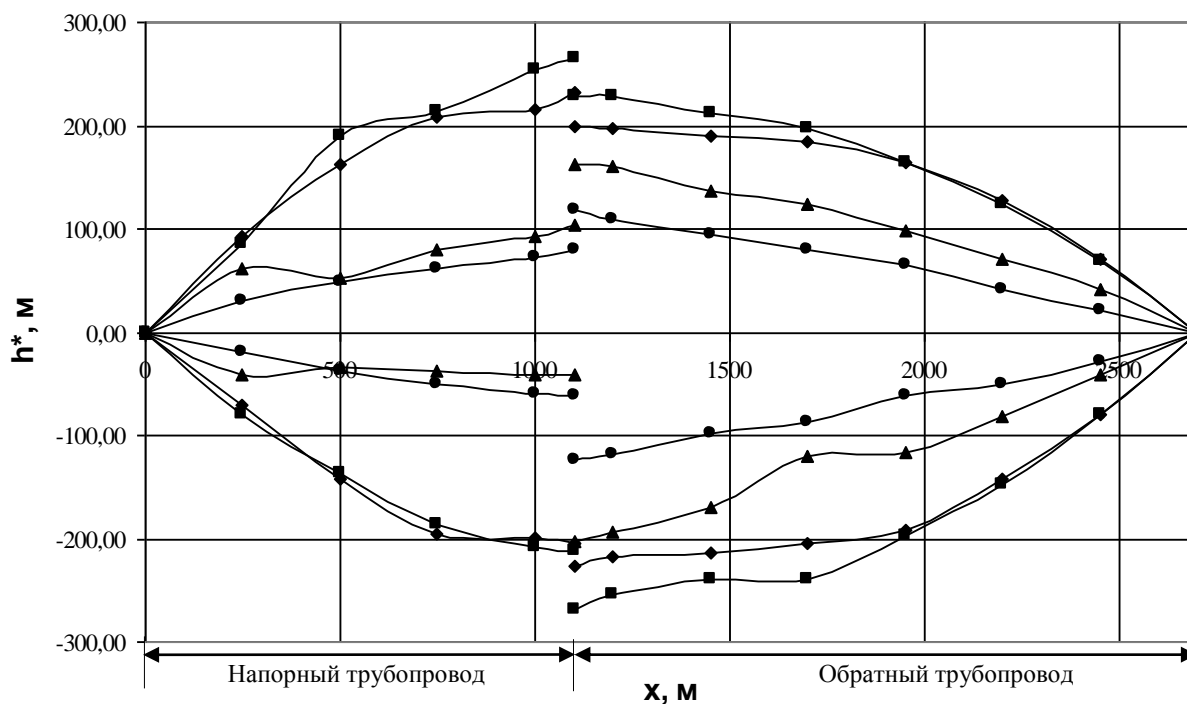
– количество используемых в одной схеме элементов не может быть больше шестидесяти, что заставляет укрупнить шаг модели и использовать всего двенадцать погонных элементов;

– EWB 5.12 позволяет работать только с ключами, время срабатывания которых в 30–40 раз меньше фазы удара для выбранных параметров модели, что в случае виртуального моделирования, позволило говорить только об идеальном прямом ударе.

К преимуществам программы EWB 5.12 следует отнести следующее:

1) виртуальная модель, в отличие от материальной, содержала идеальные батареи, т. е. при протекании через них постоянного и переменного тока в обоих направлениях батареи сохраняли свое напряжение. Внутреннее сопротивление батарей равнялось нулю.

2) программа позволяет легко моделировать систему под любым углом наклона к горизонту;



$\blacktriangle \alpha = 0^\circ (\tau_3 / T = 1,07)$ ,  $\blacksquare \alpha = 0^\circ (\tau_3 / T = 3,27)$ ,  $\bullet \alpha = 26^\circ (\tau_3 / T = 3,27)$ ,  
 $\blacklozenge \alpha = 18^\circ (\tau_3 / T = 1,07)$ .

Рисунок 2.5 – Изменение броска давления вдоль трубопроводов при разных углах их наклона к горизонту и времени перекрытия жидкости  $\tau_3$ . Материальная модель. Непрямой удар

Результаты измерений на виртуальной модели приведены на рис. 2.6.

Измерения проведены для углов наклона трубопровода 0, 20, 44 и 90°. Все они совпали, поэтому на рисунке кривые слились.

Проанализируем полученные результаты. Параметры прямого гидроудара не зависят от градиента гидростатического давления. Осциллограммы для схем с батареями и без батарей идентичны. Этот результат на первый взгляд не совпадает с результатами моделирования на материальной модели. Однако надо более тщательно проанализировать, можно ли сравнивать эти результаты, для чего обратимся к табл. 2.4. На виртуальной модели мы имеем идеальный прямой удар, при этом прямая и обратная ветви трубопровода никак не влияют друг на друга. На материальной модели удар был непрямым: время срабатывания запорного устройства в 3,27 раза больше фазы удара в первом случае и в 1,07 раза больше – во втором, т.е. не получен даже предельный случай прямого удара. Таким образом, параметры и картина удара могут определяться не только влиянием градиента давления, но и взаимным влиянием ветвей трубопровода. Причем, как следует из табл. 2.4, относительное изменение величины броска давления в точке перекрытия трубопровода тем больше, чем дольше время срабатывания запорного органа. С уменьшением времени перекрытия потока жидкости (с приближением к прямому удару) влияние градиента давления на амплитуду

гидроудара уменьшается.

Таблица 2.4 – Относительное изменение броска давления при наличии градиента гидростатического давления

Напорный трубопровод						
Условия эксперимента	Положительная полуволна			Отрицательная полуволна		
	$h_{A1}^{*+}  _{\alpha=0}$ (м)	$h_{A1}^{*+}  _{\alpha=\alpha_1}$ (м)	$\frac{h^*  _{\alpha=\alpha_1} - h^*  _{\alpha=0}}{h^*  _{\alpha=0}}$	$h_{A1}^{*-}  _{\alpha=0}$ (м)	$h_{A1}^{*-}  _{\alpha=\alpha_1}$ (м)	$\frac{h^*  _{\alpha=\alpha_1} - h^*  _{\alpha=0}}{h^*  _{\alpha=0}}$
$\frac{\tau_z}{T} = 3,27$ $\alpha_1 = 26^\circ$	104	79	-0,24	-42	-62	0,48
$\frac{\tau_z}{T} = 1,07$ $\alpha_1 = 19^\circ$	265	233	-0,12	-212	-205	-0,03
Обратный трубопровод						
Условия эксперимента	Положительная полуволна			Отрицательная полуволна		
	$h_{A2}^{*+}  _{\alpha=0}$ (м)	$h_{A2}^{*+}  _{\alpha=\alpha_1}$ (м)	$\frac{h^*  _{\alpha=\alpha_1} - h^*  _{\alpha=0}}{h^*  _{\alpha=0}}$	$h_{A2}^{*-}  _{\alpha=\alpha_1}$ (м)	$h_{A2}^{*-}  _{\alpha=\alpha_1}$ (м)	$\frac{h^*  _{\alpha=\alpha_1} - h^*  _{\alpha=0}}{h^*  _{\alpha=0}}$
$\frac{\tau_z}{T} = 3,27$ $\alpha_1 = 26^\circ$	164	118	-0,28	-202	-123	-0,39
$\frac{\tau_z}{T} = 1,07$ $\alpha_1 = 19^\circ$	228	200	-0,12	-268	-226	-0,16

Сформулируем требования к программе, позволяющей создавать виртуальные электрические модели:

1) возможность составления электрических схем с большим числом элементов. Для моделирования одномерной задачи, описываемой уравнением гиперболического типа, требуется около 200 элементов. Для моделирования двумерных задач, описываемых уравнениями эллиптического типа, необходимо иметь схемы из 1000–1200 элементов (EWB 5.12 позволяет иметь в одной схеме максимум 60 элементов).

2) разработка новых элементов, воспроизводящих явления, для которых в настоящее время нет электрических аналогов. В применении к рассмотренной гидравлической системе [4] это:

а. резисторы малоомные (0,5-5 Ом), величина сопротивления которых пропорциональна протекающему через них току; наличие таких резисто-

ров позволит не прибегать к линеаризации уравнений гидравлики и иметь на модели одинаковые константы подобия для установившегося и переходного процессов;

б. конденсаторы, допускающие в прямой полуволне зарядку до любого положительного напряжения, а в обратной – до ограниченного (небольшого по модулю) отрицательного напряжения, что обеспечит возможность моделирования кавитации;

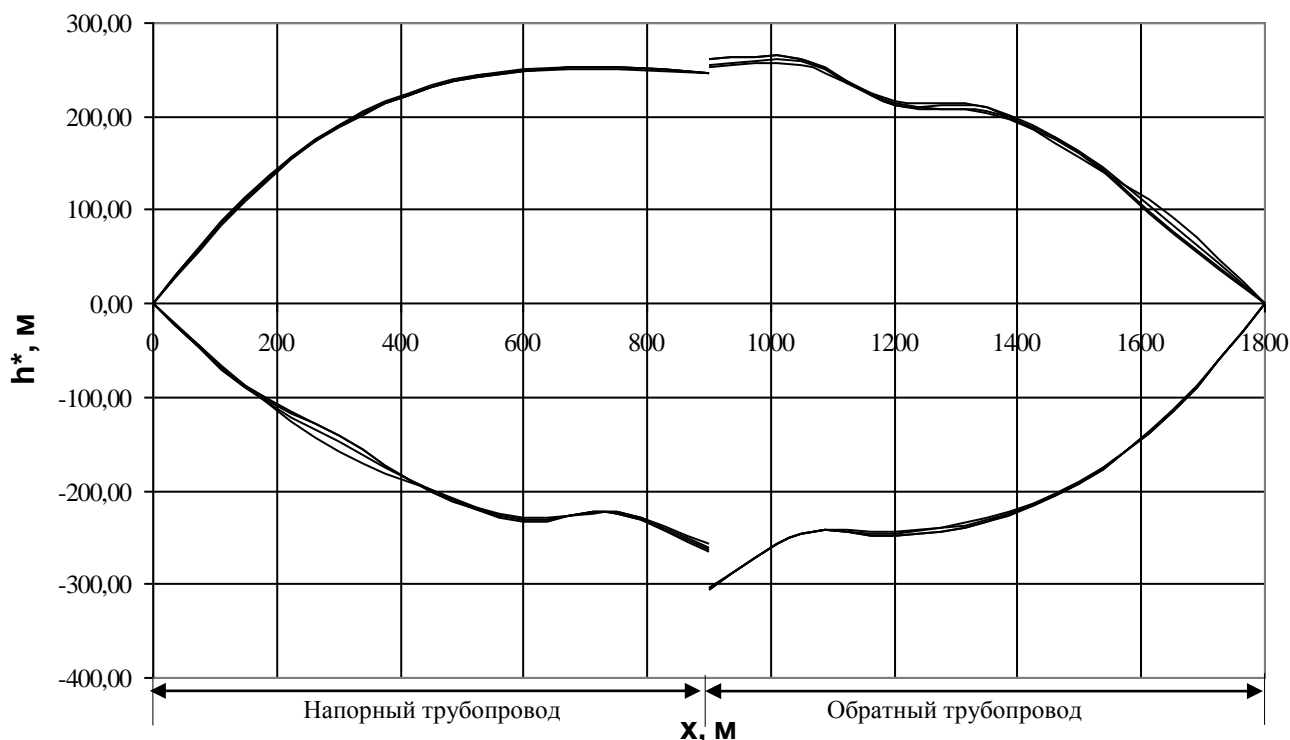


Рисунок 2.6 – Изменение броска давления вдоль трубопроводов при разных углах их наклона к горизонту. Виртуальная модель. Прямой удар

с. электронный ключ, обеспечивающий время размыкания цепи от 0,1 до 20 мкс, что позволит имитировать работу реальных запорных устройств, применяемых в гидравлических системах.

Обоснуем целесообразность разработки такого программного продукта. Чтобы правильно оценить ситуацию, надо принять во внимание не только мировые достижения вычислительной техники, но и образ мышления тех людей, которые работают в различных областях знаний – эксплуатационников, изобретателей и научных работников на стадии апробирования идей и др. Эти люди хорошо знают свою область физики или техники, но меньше – математику. Апробирование идеи можно быстро, наглядно и дешево сделать на электрической модели, исключая логические ошибки, связанные с глубоким абстрагированием. Многие идеи сразу отсеиваются. Наиболее перспективные можно разрабатывать всесторонне.

Рассмотрим пример отыскания технического решения с помощью электрической модели. Метод виртуального электрического моделирования позво-



ляет получить важные результаты и выводы при решении конкретных практических задач, повышает их качество и оперативность. Покажем это на примере задачи о гидроударе в шахтном трубопроводе, схема которого представлена выше (рис. 2.4).

Таблица 2.5 – Сравнение материальной и виртуальной моделей

№ п/п	Сравниваемый параметр	Материальная модель	Виртуальная модель
1	Достоверность результатов.	Достоверность результатов сопоставима с достоверностью результатов гидравлического эксперимента.	Достоверность результатов сопоставима с достоверностью результатов материальной модели при условии исключения ошибок на стадии разработки самого симулятора.
2	Требования к квалификации исполнителя.	Хорошее знание гидравлики и соответствия между электрическими и гидравлическими элементами.	Хорошее знание гидравлики, электрического моделирования и особенностей программы-симулятора.
3	Время подготовки одного варианта исследуемой системы.	1–2 месяца для изготовления базового образца; 1–2 дня на подготовку варианта с новыми параметрами.	1–2 дня на набор модели; 30–40 минут на подготовку варианта с новыми параметрами.
4	Стоимость исследования одного варианта системы.	Стоимость базового образца 300–500 у.е. Стоимость варианта с новыми параметрами – около 30 у.е.	Стоимость эксплуатации компьютера, программы и работы оператора в течение нескольких дней.
5	Стоимость создания электрического элемента с новыми заданными свойствами.	Создание электрического элемента, соответствующего тому или иному гидравлическому параметру является самостоятельной научной работой, стоимость которой определяется конкретной задачей.	Стоимость разработки соответствующей программы.
6	Возможность использования вновь созданного элемента.	Вновь созданный электрический элемент может найти применение в различных областях техники и быта.	Вновь созданный элемент является только программным продуктом и может быть сохранен для дальнейшего использования

Приведем пример отыскания технического решения с помощью электрической модели гидравлической системы.

При гидроударе выделяется значительная энергия, которая, бесполезно рассеивается в трубопроводе. Можно ли уменьшить бросок давления и полезно использовать кинетическую энергию жидкости при перекрытии трубопровода? Попробуем это сделать, опираясь на понятие переноса энергии бегущей волной давления.

Решая задачу о гидравлическом ударе, т. е. систему уравнений (2.76) при определенных граничных условиях, можно не прибегать к понятию волнового сопротивления.

Однако понятие волнового сопротивления может оказаться весьма полезным, если поставить цель – использовать энергию ударной волны в нагрузке. В момент перекрытия трубопровода изучаемую гидравлическую систему можно рассматривать как четвертьволновую линию, разомкнутую на конце, и одновременно как генератор затухающих синусоидальных колебаний. Действительно, длина продольной волны давления

$$\lambda = c \frac{1}{f} = c \cdot 2T, \quad (2.99)$$

где  $f$  – частота колебаний. По определению,

$$T = \frac{2l}{c}, \quad (2.100)$$

где  $l$  – расстояние от точки возмущения до магистрали. Следовательно,

$$\lambda = 4l \text{ или } l = \lambda / 4 \quad (2.101)$$

Попробуем подключить к этой линии нагрузку, которая восприняла бы энергию колеблющейся жидкости (рис. 2.7).

Из электротехники известно, что для того чтобы энергия, передаваемая от генератора к нагрузке, была максимальной, нагрузка должна быть согласована с генератором, т. е. активное сопротивление нагрузки, внутреннее сопротивление генератора и волновое сопротивление передающей линии должны быть равны. Эта идея была опробована в работе [99].

На материальной модели полезная нагрузка подключалась двумя способами. Первый способ (см. рис. 2.7, подключение А) заключался в том, что нагрузку подключали параллельно источнику напряжения.

Такой способ подключения оказался неэффективным, осциллограммы переходных процессов в системе с нагрузкой и без нее были абсолютно идентичны.

Второй способ заключался в том, что нагрузка была подключена парал-

тельно ключу (см. рис. 2.7, подключение Б). Это привело к существенным изменениям осциллограммы переходного процесса (рис. 2.8), что в терминах гидравлики означает: в сечении перед задвижкой (напорный трубопровод) амплитуда колебаний давления первой гармоники уменьшилась на 44% в первый полупериод и на 81% – во второй полупериод. В обратной ветви (за задвижкой) это уменьшение составило 40% и 77% соответственно.

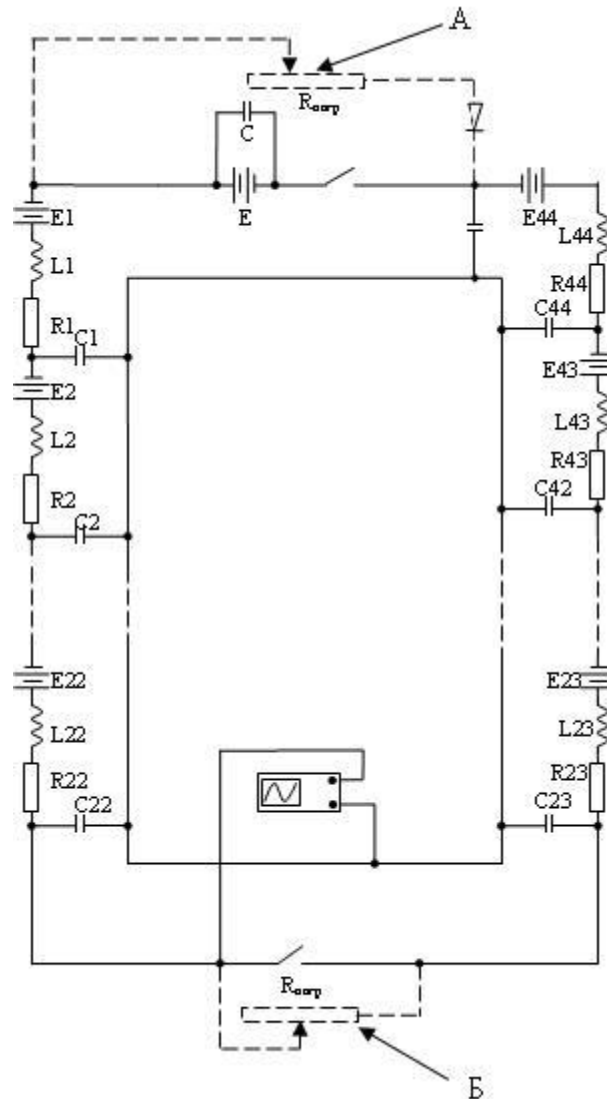


Рисунок 2.7 – Варианты подключения к системе нагрузки, воспринимающей энергию удара

С подключением согласованной нагрузки время основного переходного процесса в материальной модели уменьшилось в 6,8 раза.

Опыт был повторен на виртуальной модели. Хотя (ввиду программных ограничений) она была выполнена с более грубой дискретизацией, чем материальная модель, результаты получились аналогичными: подключение согласованной нагрузки существенно уменьшает амплитуду ударной волны и время переходного процесса (рис. 2.8).

Причем с уменьшением  $R_{нар}$  бросок напряжения при ударе монотонно

уменьшается, но бесконечно уменьшать эту нагрузку нецелесообразно, поскольку она шунтирует основную линию в установившемся процессе. Целесообразно выбирать эту нагрузку по минимальному времени переходного процесса.

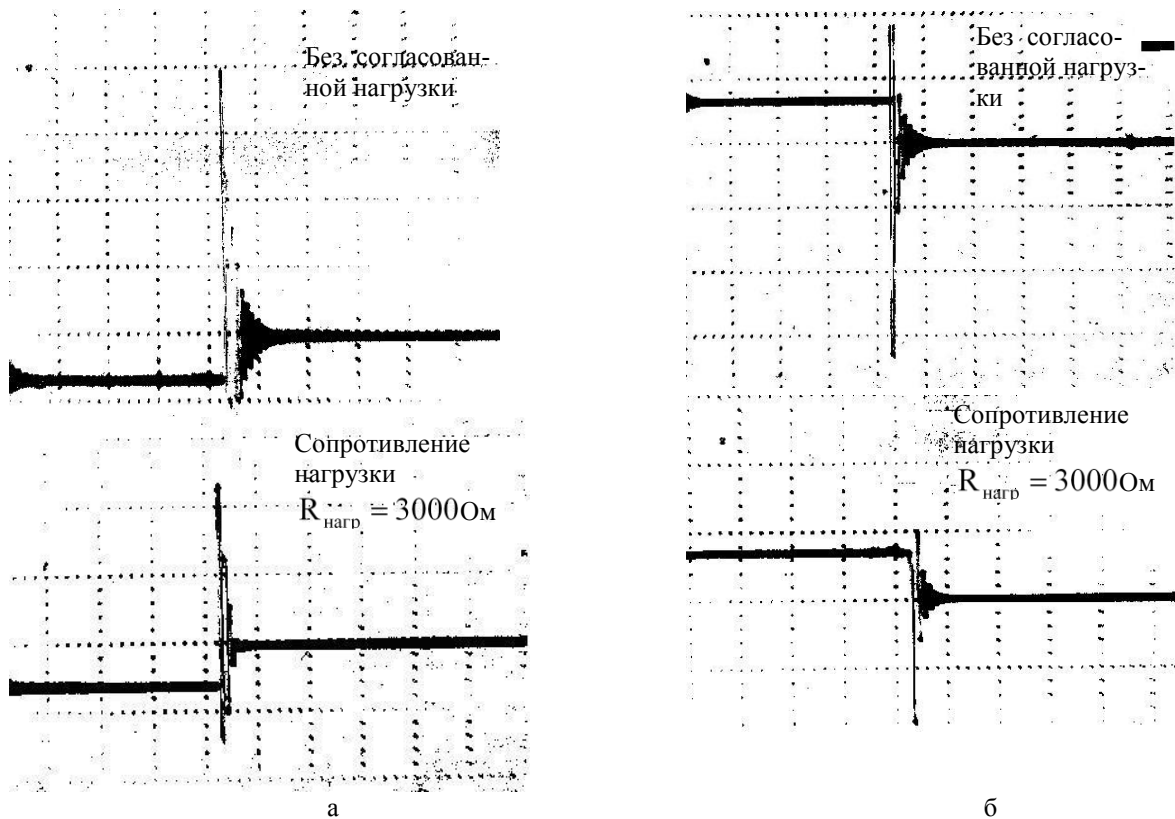


Рисунок 2.8 – Изменение осциллограммы напряжения в сечении перед ключом (а) и после ключа (б) при подключении согласованной нагрузки. Материальная модель

Может возникнуть вопрос: не является ли описанный эффект следствием непрямого удара, т. к. при размыкании цепи ток уменьшается не до нуля, а до величины  $\frac{E}{R_{нагр}}$ . Оценим это предположение. Ток в модели всегда устанавли-

вался равным  $i_0 = 0,2$  А. При сопротивлении модели  $R_{модели} = 100$  Ом и сопротивлении нагрузки  $R_{нагр} = 2000$  Ом напряжение источника питания должно быть

$$E = i \frac{R_{модели} R_{нагр}}{R_{модели} + R_{нагр}} = 19 \text{ В.}$$

При размыкании цепи ток падает до величины  $i = 0,0095$  А, тогда бросок напряжения  $\Delta U$  должен был бы быть не 77 В (как следует из расчета по аналогу формулы Жуковского для электрической модели), а

$$\Delta U = (i_0 - i) \sqrt{\frac{L1}{C1}} = (0,2 - 0,0095) \sqrt{\frac{80 \cdot 10^{-6}}{540 \cdot 10^{-12}}} = 73 \text{ В, что существенно больше, чем 40 В, наблю-}$$

давшихся в опыте с материальной моделью ( $L1$  и  $C1$  – индуктивность и емкость первого погонного элемента модели). Удовлетворительное объяснение этого факта может быть таким: при подключении  $R_{нагр}$  в модели получается бегущая волна, переносящая энергию, запасенную в электрической цепи в нагрузку. Аналогично в трубопроводе образуется бегущая волна, которая может преобразовывать энергию остановленной жидкости в полезную работу. Без  $R_{нагр}$  при размыкании цепи в модели (как и в натурной гидравлической системе) образуются стоячие волны, энергия которых расходуется на трение.

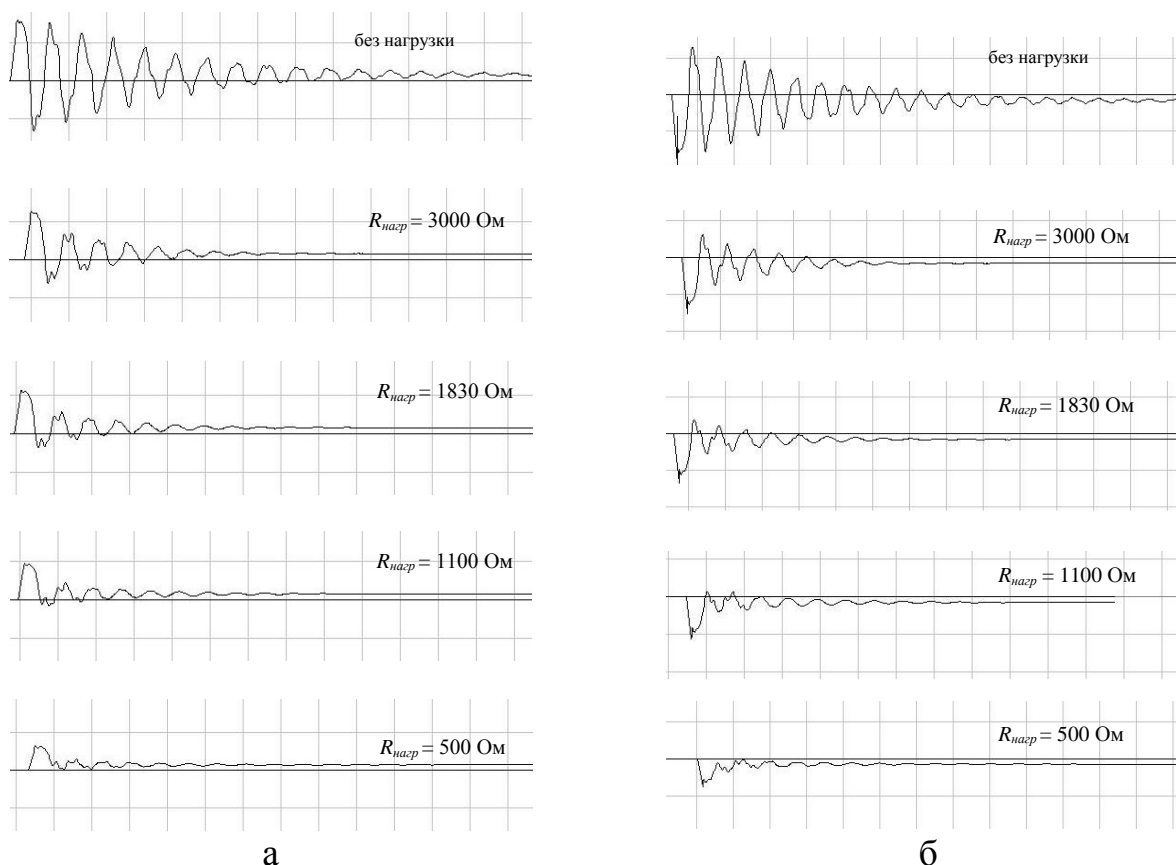


Рисунок 2.9 – Изменение осциллограмм напряжения в сечении перед ключом (а) и после ключа (б) при подключении согласованной нагрузки. Виртуальная модель

Практической реализацией использования энергии гидроудара, как следствие, является, например, широко известный в горном деле гидротаран и другие устройства.

Таким образом, электрическое моделирование, математическое моделирование и эксперимент (в частности гидравлический), по мнению авторов, следует рассматривать не как альтернативные, а как взаимодополняющие методы исследования.

## 2.4 Метод характеристик для расчёта нестационарных течений в гидросистемах

Метод характеристик является численным методом, который наиболее полно может учесть наличие трения в трубопроводах и нелинейных эффектов для произвольных систем трубопроводов с любым числом и функциональным назначением элементов автоматики и турбомашин.

Приведём краткое изложение физических оснований метода характеристик.

Рассмотрим сначала протяжённый участок гидросхемы (между двумя элементами арматуры), и будем предполагать, что на этом участке сохраняются постоянными  $d$ ,  $c$ ,  $F$ ,  $C_f$  (угол наклона трубопровода  $\alpha$  в принципе может быть переменным, но он должен быть известным в зависимости от  $x$ ). Ось  $x$  направим вдоль оси трубы. Введём в уравнения (2.1) и (2.2) вместо скорости  $V$  объёмный расход

$$q = VF,$$

где  $F$  – площадь проходного поперечного сечения трубопровода.

Система (2.1), (2.2) теперь запишется в виде

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{q}{F} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho c^2}{F} \frac{\partial q}{\partial x} = 0, \quad (2.102)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{q}{F} \frac{\partial q}{\partial x} + \frac{F}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -F \cdot g \cdot \sin \alpha - \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F}. \quad (2.103)$$

Система уравнений (2.102), (2.103) является гиперболической системой в частных производных для двух искомых функций  $p(x,t)$  и  $q(x,t)$ . По физическому смыслу локальные сопротивления являются местами разрыва давления, но расход на таких элементах непрерывен. Точно так же, если в гидросистеме находится турбина или насос, то отвлекаясь от геометрических размеров, такие объекты можно считать локальными элементами с разрывом давления (между входом и выходом).

Как известно, понятие характеристик возникает при рассмотрении задачи Коши для системы уравнений. Рассмотрим в плоскости переменных  $(x,t)$  некоторую кривую

$$x = f(t), \quad (2.104)$$

и будем считать, что на ней заданы значения искомых функций  $p(x,t)$  и  $q(x,t)$ , т. е. задано

$$\begin{aligned} p &= p(t, f(t)), \\ q &= q(t, f(t)). \end{aligned} \quad (2.105)$$

Задача Коши заключается в определении функций  $p$  и  $q$  в окрестности начальной кривой (2.104) по заданным начальным значениям этих функций (2.105) на кривой (2.104) при помощи системы дифференциальных уравнений (2.102), (2.103).

Для того чтобы решить задачу Коши в окрестности начальной кривой (2.104), необходимо иметь возможность найти из системы уравнений (2.102), (2.103) и начальных условий (2.105) все частные производные искомым функций  $\frac{\partial p}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial p}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial q}{\partial t}$  и  $\frac{\partial q}{\partial x}$  в точках на начальной кривой (2.105). (Если удаётся найти все первые производные, то тогда, нетрудно показать, можно найти все производные более высокого порядка и решить задачу Коши в окрестности начальной кривой при помощи разложения в ряд Тейлора).

Если кривая (2.104) такова, что в её окрестности удастся решить локальную задачу Коши (т. е. удастся при помощи системы дифференциальных уравнений (2.102), (2.103) и начальных условий (2.105) вычислить все производные  $\frac{\partial p}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial p}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial q}{\partial t}$  и  $\frac{\partial q}{\partial x}$  на кривой (2.104)), то такая кривая является обыкновенной.

Если же кривая (2.104) такова, что в её окрестности задача Коши является неопределённой (т. е. не удаётся найти все указанные производные), то такая кривая называется характеристикой. В окрестности характеристической кривой задача Коши является неопределённой из-за недостатка начальных данных, заданных только на этой кривой. Задача в окрестности характеристики становится определённой только в случае задания дополнительных данных, кроме данных, заданных на ней. Из сказанного следует, что характеристики являются местом “склейки” различных решений (т. е. в данном случае различных гидродинамических течений), то есть, если с одной стороны от характеристики течение задано, то с другой стороны оно, в принципе, может быть любым.

Найдём дифференциальные уравнения для определения характеристических кривых (2.104) и те условия, которые должны выполняться на этих кривых.

Пусть начальные данные (2.105) заданы; тогда

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} f', \quad \frac{dq}{dt} = \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial x} f'. \quad (2.106)$$

Подчеркнём, что если  $p$  и  $q$  на кривой  $x=f(t)$  заданы в виде (2.105), то известны только  $\frac{dp}{dt}$  и  $\frac{dq}{dt}$ , а частные производные  $\frac{\partial p}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial p}{\partial x}$  и т. д. по отдельности не известны.

Выразим производные  $\frac{\partial p}{\partial t}$  и  $\frac{\partial q}{\partial t}$  из (2.106):

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{dp}{dt} - \frac{\partial p}{\partial x} f', \quad \frac{\partial q}{\partial t} = \frac{dq}{dt} - \frac{\partial q}{\partial x} f' \quad (2.107)$$

и подставим эти выражения в систему (2.102), (2.103). Получим

$$\left( \frac{q}{F} - f' \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho c^2}{F} \frac{\partial q}{\partial x} = A_1, \quad (2.108)$$

$$\frac{F}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{q}{F} - f' \right) \frac{\partial q}{\partial x} = A_2, \quad (2.109)$$

где обозначено

$$A_1 = -\frac{dp}{dt}; \quad A_2 = -\frac{dq}{dt} - Fg \cdot \sin \alpha - \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F}. \quad (2.110)$$

Выражения (2.108) и (2.109) в каждой точке начальной кривой (2.104) можно рассматривать как алгебраическую систему для определения производных  $\frac{\partial p}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial q}{\partial x}$ . Если определитель этой системы

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{q}{F} - f' & \frac{\rho c^2}{F} \\ \frac{F}{\rho} & \frac{q}{F} - f' \end{vmatrix} \quad (2.111)$$

не равен нулю, то тогда из (2.108) и (2.109) находятся производные  $\frac{\partial p}{\partial x}$  и  $\frac{\partial q}{\partial x}$ , а

из (2.107) – производные  $\frac{\partial p}{\partial t}$  и  $\frac{\partial q}{\partial t}$ , – и задача Коши в окрестности начальной кривой (2.104) разрешима (случай, когда кривая (2.104) – обыкновенная). Если же кривая (2.104) такова, что определитель (2.111) равен нулю  $\Delta=0$ , то производные  $\frac{\partial p}{\partial x}$  и  $\frac{\partial q}{\partial x}$  из системы (2.108) и (2.109) не могут быть вычислены. При

этом, чтобы задача была совместной (т. е. чтобы течение в окрестности кривой физически могло существовать), нужно чтобы одновременно обращался в нуль ещё и определитель, полученный при помощи замены в определителе  $\Delta$  любого



столбца столбцом из правых частей. В этом случае кривая (2.104) является характеристикой.

Таким образом, для того чтобы кривая (2.104) была характеристикой, должны выполняться следующие два условия

$$\begin{vmatrix} \frac{q}{F} - f' & \frac{\rho c^2}{F} \\ \frac{F}{\rho} & \frac{q}{F} - f' \end{vmatrix} = 0, \quad (2.112)$$

$$\begin{vmatrix} A_1 & \frac{\rho c^2}{F} \\ A_2 & \frac{q}{F} - f' \end{vmatrix} = 0. \quad (2.113)$$

Раскрывая определитель (2.112), получим

$$\left( \frac{q}{F} - f' \right)^2 - c^2 = 0, \text{ или } f'_{1,2} = \frac{q}{F} \pm c = V \pm c. \quad (2.114)$$

Это выражение показывает, что на плоскости  $(x, t)$  существует два характеристических направления

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_1 = f'_1 = v + c, \quad (2.115)$$

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_2 = f'_2 = V - c. \quad (2.116)$$

Выражения (2.115) и (2.116) можно рассматривать как дифференциальные уравнения характеристических кривых на плоскости  $(x, t)$ . Кривые, на которых выполняется условие (2.115), будем называть характеристиками 1-го семейства; соответственно характеристиками второго семейства называются кривые, на которых выполняется соотношение (2.116).

Физический смысл формул (2.115) и (2.116) заключается в том, что в гидрораспространении существует два фронта распространения волн возмущений: один перемещается вдоль оси  $x$  со скоростью  $V + c$ , а другой – со скоростью  $V - c$ . Если труба не очень податлива, то обычно  $V < c$ , и это означает, что существуют волны возмущения, которые бегут вдоль положительного направления оси  $x$  (вниз по потоку) со скоростью  $V + c$ , и есть волны, которые бегут вдоль отрицательной оси  $x$  (вверх по потоку, навстречу потоку) со скоростью  $V - c$ . Если  $c$

$\gg V$ , то при расчётах можно пренебречь величиной  $V$  по сравнению с  $c$ ; в этом случае можно считать что волны распространяются по потоку и против потока со скоростью Жуковского  $c$ .

Из (2.113) имеем соотношение

$$\left(\frac{q}{F} - f'\right)A_1 - \frac{\rho c^2}{F}A_2 = 0,$$

которое должно выполняться на характеристических линиях. Подставив сюда

$f'_1 = \frac{q}{F} + c$ , получим

$$\frac{dp}{dt} + \frac{\rho c}{F} \frac{dq}{dt} + \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right) = 0,$$

или

$$dp + \frac{\rho c}{F} dq + \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right) dt = 0. \quad (2.117)$$

Это условие выполняется на характеристических кривых первого семейства (2.115). На характеристических кривых второго семейства (2.116) выполняется условие

$$-dp + \frac{\rho c}{F} dq + \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right) dt = 0. \quad (2.118)$$

Таким образом, в каждом участке трубопровода имеется две системы волн возмущения:

а) волны, которые переносят возмущение вниз по потоку со скоростью  $V + c$ ; на фронте каждой такой волны между параметрами  $p$  и  $q$  существует взаимосвязь (2.117);

б) волны, которые переносят возмущение против потока со скоростью  $V - c$ ; на фронте каждой такой волны выполняется связь между параметрами  $p$  и  $q$ , которая задаётся уравнением (2.118).

Выражения (2.117) и (2.118) называются характеристическими условиями или условиями совместности.

Уравнения характеристик (2.115), (2.116) и условия совместности (2.117), (2.118) полностью заменяют исходную систему дифференциальных уравнений **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, (2.2), и выгодно отличаются от неё тем, что представляют собой систему в полных дифференциалах.

Последний факт лежит в основе численной процедуры, используемой для решения характеристической системы уравнений.

## 2.5 Численный метод характеристик

Как было показано в п. 2.4, в гидросистеме существует два семейства характеристик, на которых выполняются определённые условия, а именно:

первое семейство:

$$dx = \left( \frac{q}{F} + c \right) dt, \quad (2.119)$$

$$dp + \frac{\rho c}{F} dq + \Phi dt = 0; \quad (2.120)$$

второе семейство:

$$dx = \left( \frac{q}{F} - c \right) dt, \quad (2.121)$$

$$-dp + \frac{\rho c}{F} dq + \Phi dt = 0, \quad (2.122)$$

где введено обозначение

$$\Phi = \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right).$$

В основу численного метода решения нестационарных уравнений положена конечно–разностная аппроксимация характеристической системы уравнений (2.120), (2.122).

Общая процедура численного метода характеристик построена на использовании решения нескольких элементарных задач.

Для удобства рассуждений будем пользоваться фазовой плоскостью  $(x, t)$  (рис. 2.10).

Первая элементарная задача. Пусть гидродинамические параметры известны в момент времени  $t_1$  в двух близких точках А и В. Найдём параметры в точке D пересечения характеристик разных семейств AD и BD, выходящих из точек А и В.

Изобразим точки А, В, и D на фазовой плоскости.

Проведём из точки А элемент характеристики первого семейства, для чего дифференциальное уравнение (2.119) заменим в первом приближении конечно разностным соотношением:

$$x - x_A = \left( \frac{q}{F} + c \right)_A (t - t_A). \quad (2.123)$$

На самом деле прямая (2.123) является уравнением касательной в точке А к характеристике первого семейства, проходящей через эту точку.

Точно так же проведём через точку В прямую, касательную к характеристике второго семейства, проходящей через точку В, заменив уравнение (2.121) конечно-разностным:

$$x - x_B = \left( \frac{q}{F} - c \right)_B (t - t_B). \quad (2.124)$$

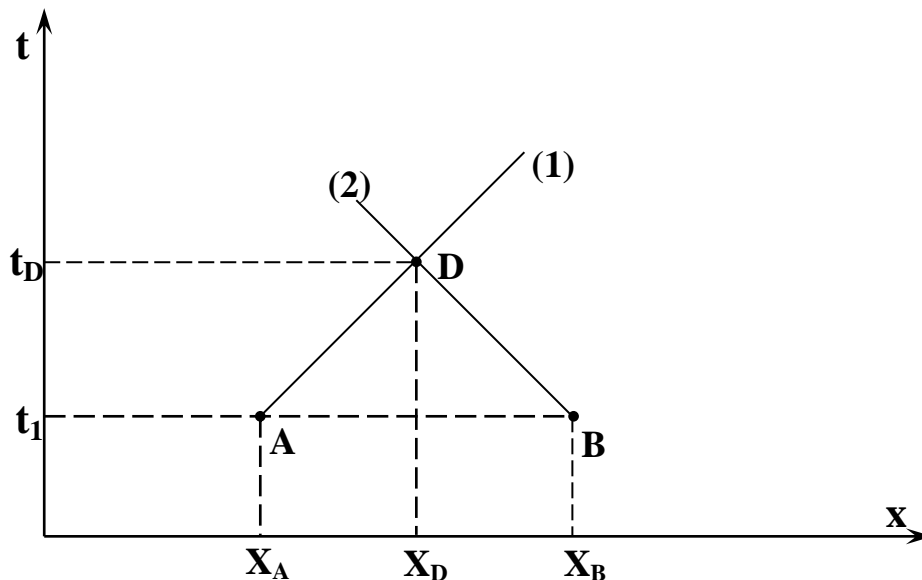


Рисунок 2.10 – Схема к решению первой элементарной задачи метода характеристик

Совместное решение этих двух уравнений определяет координаты  $x_D$ ,  $t_D$  точки пересечения D элементов характеристик AD и BD на плоскости  $(x, t)$ , или, говоря физическим языком, момент встречи  $t_D$  и место встречи  $x_D$  фронтов прямой и обратной волны, вышедших в момент времени  $t_1 = t_A = t_B$  соответственно из точек А и В.

Заметим, что определитель системы (2.123), (2.124) равен

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} 1 & -\left(\frac{q}{F} + c\right)_A \\ 1 & -\left(\frac{q}{F} - c\right)_B \end{vmatrix} = \left(\frac{q}{F} + c\right)_A - \left(\frac{q}{F} - c\right)_B = \left(\frac{q}{F}\right)_A - \left(\frac{q}{F}\right)_B + c_A + c_B$$

и при достаточно близких точках А и В не может обращаться в нуль, поскольку при  $B \rightarrow A$  имеем  $\Delta \rightarrow 2c_A$ .

Заменим теперь характеристические условия (2.120) вдоль характеристики первого семейства АД конечно-разностным соотношением

$$p_D - p_A + \left(\frac{\rho c}{F}\right)_A (q_D - q_A) + \Phi_A(t_D - t_1) = 0, \quad (2.125)$$

а условие (2.122) вдоль элемента характеристики второго семейства ВD – соотношением:

$$-(p_D - p_B) + \left(\frac{\rho c}{F}\right)_B (q_D - q_B) + \Phi_B(t_D - t_1) = 0. \quad (2.126)$$

Поскольку  $t_D$  определено уже из решения системы (2.123), (2.124), то уравнения (2.125), (2.126) представляют собой систему для определения величин  $p_D$  и  $q_D$ . Заметим что определитель этой системы

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} 1 & \left(\frac{\rho c}{F}\right)_A \\ -1 & \left(\frac{\rho c}{F}\right)_B \end{vmatrix} = \left(\frac{\rho c}{F}\right)_A + \left(\frac{\rho c}{F}\right)_B = 2\frac{\rho c}{F}$$

не обращается в нуль (на рассматриваемом участке трубопровода мы считаем  $c$  и  $F$  постоянными).

Таким образом, первая элементарная задача всегда разрешима и позволяет найти параметры течения в момент времени  $t_D > t_I$  в точке  $x_D$ , в которой встречаются фронты двух волн, вышедших из точек А и В навстречу друг с другом.

Вторая элементарная задача. Известны параметры течения в точке К в момент времени  $t_1$  слева от сосредоточенного элемента арматуры, расположенного при  $x = l$ . Требуется, зная динамический закон этого элемента, найти параметры течения на этом элементе в момент  $t_N$  прихода к нему прямой волны из точки К (см. рис 2.11).

Как и ранее, пользуясь уравнением (2.119), запишем уравнение касательной к характеристике 1-го семейства в точке К:

$$x - x_K = \left( \frac{q}{F} + c \right)_K (t - t_K), \quad (2.127)$$

и пользуясь тем, что местоположение сосредоточенного элемента фиксировано, т. е.  $x_N = x_M = l$ , из (2.127) найдём  $t_N$ :

$$t_N = \frac{l - x_K}{\left( \frac{q}{F} + c \right)_K} + t_K$$

– время прихода фронта прямой волны от точки К к данному элементу.

Вдоль участка KN характеристики 1-го семейства имеет место соотношение (2.120), которое в конечно-разностном виде аналогично (2.125) имеет вид:

$$p_N - p_K + \left( \frac{\rho c}{F} \right)_K (q_N - q_M) + \Phi_A(t_N - t_1) = 0. \quad (2.128)$$

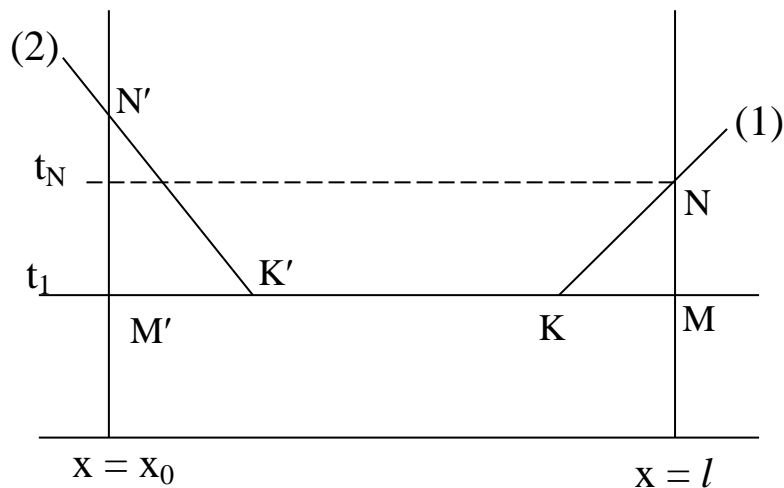


Рисунок 2.11 – Схема к решению второй элементарной задачи метода характеристик

Это уравнение содержит две неизвестных величины  $p_N$  и  $q_N$  и для их определения нужно знать динамический закон рассматриваемого элемента арматуры (т. е. его динамическую характеристику, однако мы термин “характеристика элемента” употреблять почти не будем во избежание путаницы с используемым здесь понятием “характеристик дифференциальных уравнений”).

Во многих ситуациях динамический закон сосредоточенного элемента может быть представлен в виде

$$p'' - p' = f(q), \quad (2.129)$$

где  $p''$  – давление на выходе, а  $p'$  – давление на входе в данный элемент. Например, такой вид имеет формула Вайсбаха-Дарси для потери давления на произвольном местном сопротивлении. В таком же виде можно представить «расходно–напорную характеристику» турбины или насоса, включенного в гидросеть, если число оборотов фиксировано; если же число оборотов турбины или насоса  $n$  изменяется с течением времени  $n = n(t)$ , то вместо (2.129) можно записать

$$p'' - p' = f(n(t), q) = f(t, q). \quad (2.130)$$

В несколько ином виде записывается динамический закон для таких элементов как редуктор давления или регулировочный кран, у которых проходное сечение меняется под действием перепада давления, упругих сил пружин и сил трения.

Предположим, что элемент, рассматриваемый во второй элементарной задаче, принадлежит к типу, для которых динамический закон имеет вид (2.129). Кроме того, предположим, что давление на выходе за элементом известно  $P'' = P_0''$ .

В указанном случае имеем

$$p = p_0'' - f(q), \quad (2.131)$$

где через  $p$  обозначено давление со стороны подходящего трубопровода. Поскольку временной интервал  $(t_N - t_1)$  рассматривается как малый, то закон (2.131) можно линеаризовать:

$$p_N = p_M + \left( \frac{\partial p}{\partial q} \right)_M (q_N - q_M) = p_0'' - f(q_M) - f'(q_M)(q_N - q_M). \quad (2.132)$$

Решая это уравнение совместно с (2.128), находим значения  $p_N$  и  $q_N$  в момент времени  $t_N$ .

Аналогичным образом решается вторая элементарная задача и для случая, когда локальный элемент с динамическим законом типа (2.129) находится в точке  $x = 0$  выше по потоку от точки  $K'$ ; в этом случае следует рассмотреть элемент характеристики второго семейства  $K'N'$  и конечно–разностную аппроксимацию условия (2.122) на  $K'N'$ .

Третья элементарная задача. В пределах линий (не на концах) расположен локальный элемент с динамическим законом вида (2.130):

$$p'' - p'' = f(t, q). \quad (2.133)$$

Требуется найти параметры на этом элементе в последующий момент

времени, если в предыдущий момент времени  $t_1$  эти параметры слева и справа на участках линии известны.

Такому закону, как уже говорилось, удовлетворяет турбина или насос в процессе раскрутки, стационарного режима и выключения, а также некоторые элементы автоматики.

Пусть рассматриваемый элемент расположен в точке  $x = x_0$  (трубопроводы до и за этим элементом могут иметь различные геометрические и механические характеристики), (рис. 2.12).

Выберем в момент времени  $t_1$  две точки А и В, одну перед рассматриваемым элементом, вторую – за ним. Проведём через точку А прямую, касательную к характеристике первого семейства в точке А.

$$x - x_A = \left( \frac{q}{F} + c \right)_A (t - t_1), \quad (2.134)$$

а через точку В – прямую, касательную к характеристике 2-го семейства в точке В:

$$x - x_B = \left( \frac{q}{F} - c \right)_B (t - t_1), \quad (t_A = t_B = t_1) \quad (2.135)$$

и подберём точки А и В так, чтобы прямые (2.134) и (2.135) пересекались в точке N с координатой  $x_N = x_0$  (фактически если, например, точка А фиксирована, то приходится методом последовательных приближений подбирать координату  $x_B$  до тех пор, пока решение системы  $(x_N, t_N)$  (2.134) и (2.135) не будет удовлетворять условию  $x_N = x_0$ ).

Теперь запишем в конечно-разностном виде характеристические условия (2.120) и (2.122) вдоль  $AN'$  и  $BN''$ , соответственно (через  $N'$  и  $N''$  обозначены точки, принадлежащие входу и выходу данного элемента в момент времени  $t_N$ ). Имеем

$$\begin{aligned} p_N' - p_A + \left( \frac{\rho c}{F} \right)_A (q_N - q_A) + \Phi_A(t_N - t_1) &= 0, \\ -(p_N'' - p_B) + \left( \frac{\rho c}{F} \right)_B (q_N - q_B) + \Phi_A(t_N - t_1) &= 0. \end{aligned} \quad (2.136)$$

Здесь  $p_{N'} = p_N'$  и  $p_{N''} = p_N''$  – давления на входе и на выходе для данного элемента в момент времени  $t_N$ .

При написании системы (2.136) мы учли, что расход через сосредоточенный элемент на входе и выходе одинаков:  $q_N = q_N' = q_N''$ .



Система (2.136) содержит три неизвестных величины  $q_N$ ,  $p_N'$  и  $p_N''$ , которые связаны между собой ещё и уравнением (2.133).

Поскольку параметры элемента в момент времени  $t_1$  известны, то уравнение (2.133) целесообразно линеаризовать в окрестности точки  $M(t_1, q_M)$ . Именно

$$p_N'' - p_N' = f(t_1, q_M) + \frac{\partial f}{\partial t}(t_1, q_M)(t_N - t_1) + \frac{\partial f}{\partial q}(t_1, q_M)(q_N - q_M), \quad (2.137)$$

Причём

$$f(t_1, q_M) = p_M'' - p_M'.$$

Решая совместно систему (2.136), (2.137), находим величины  $p_N''$ ,  $p_N'$ ,  $q_N$  в новый момент времени  $t_N$ .

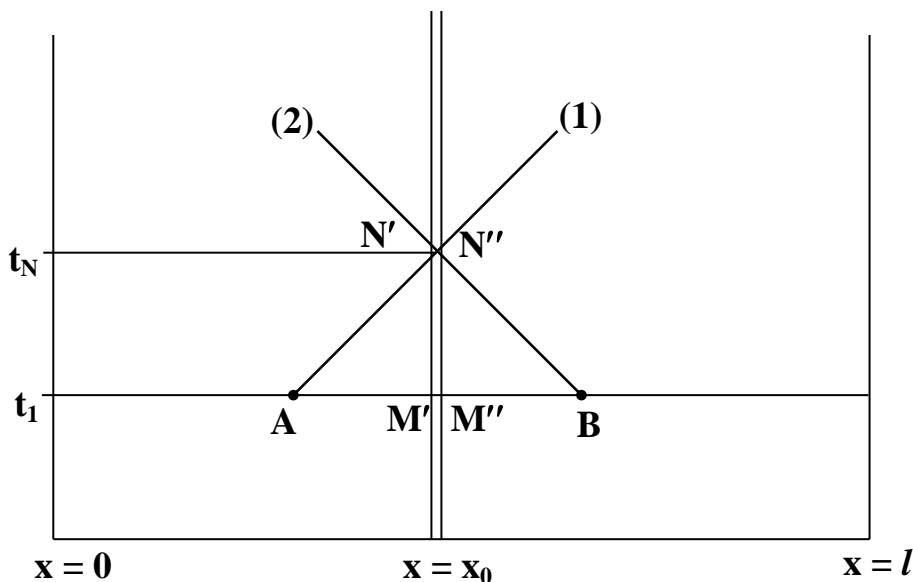


Рисунок 2.12 – Схема к решению третьей элементарной задачи метода характеристик

Последняя система уравнений определяет, как влияет сеть вниз по потоку и вверх по потоку на работу такого элемента гидросети, как скажем, турбина или насос. Мгновенные “параметры” турбины или насоса определяются “согласованием” собственной “напорно-расходной характеристики” с динамическими процессами во всасывающем и нагнетающем патрубках.

Как видно из изложенного, метод характеристик для заданной гидросистемы с определёнными геометрическими параметрами и локальными элементами с известными динамическими законами допускает простую алгоритмизацию и позволяет путём непосредственного вычислительного эксперимента моделировать всевозможные переходные и нестационарные режимы, возникаю-

щие в сети при любом режиме работы элементов автоматики и агрегатов сети.

Среди недостатков метода характеристик надо отметить трудность прогнозирования режимов возникновения резонансов в гидросистеме.

## **2.6 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамических процессов в однородной жидкости**

Трубный став является несущей конструкцией для всего подводного оборудования и, ввиду больших протяженностей и массогабаритов, характеризуется опасными на разрыв продольными статическим напряжениями. При движении судна-носителя конструкция трубного става со свободным ходовым концом принимает изогнутую деформированную неравновесную форму и испытывает динамические нагрузки, обусловленные волновой качкой, а также различными видами аэрогидроупругой неустойчивости со стороны окружающей морской среды (эоловы колебания, галопирование, флаттер). Также возможны потери дивергентной устойчивости става и возникновение параметрического резонанса вследствие взаимодействия со стационарным и пульсирующим потоком транспортируемой жидкости. Перечисленные факторы неизбежно приводят к возникновению дополнительных динамических напряжений, что может привести к нарушению целостности системы. В этой связи задача определения параметров гидроудара с целью минимизации его негативных последствий приобретает особую актуальность.

Углубленный анализ существующих методов моделирования нестационарных процессов в сложных гидравлических системах [19, 43, 168, 172], выполненный авторами настоящей монографии в работе [47] и детально изложенный в предыдущих подразделах показал, что для построения методики расчета параметров переходного процесса наиболее подходящим является численный метод характеристик.

Численные расчеты, реализованы в виде программы для ЭВМ, которая является весьма гибким инструментом для решения задач нестационарного течения и при этом в рамках рассматриваемой математической модели практически не накладывают ограничений на сложность как самих уравнений, так и краевых условий для них [44].

Метод характеристик для заданной гидросистемы с определёнными геометрическими параметрами и локальными элементами с известными динамическими законами допускает простую алгоритмизацию и позволяет путём непосредственного вычислительного эксперимента моделировать всевозможные переходные нестационарные режимы, возникающие в сети при любом режиме работы элементов автоматики и агрегатов [47]. Ни один из упомянутых выше методов моделирования нестационарных процессов в гидросистемах [43, 168, 172] не позволяет так же легко оперировать множеством сложных начальных и граничных условий, как метод характеристик. Такая особенность вкупе с достаточно простой численной реализацией дает широкие возможности для моделирования нестационарных процессов в глубоководных добычных установках, так как наиболее полно позволяет учесть наличие трения в трубопроводах и не-

линейных эффектов для произвольных систем трубопроводов с любым числом и функциональным назначением элементов автоматики и турбомашин [47].

Дифференциальные уравнения для определения характеристических кривых записываются следующим образом [172]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dx}{dt}\right)_1 &= f'_1 = V + c; \\ \left(\frac{dx}{dt}\right)_2 &= f'_2 = V - c. \end{aligned} \quad (2.138)$$

Индексом «1» обозначены характеристики так называемого первого семейства, а индексом «2» – второго.

Соотношения, которые должны выполняться на характеристических линиях, выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} p + \frac{\rho c}{F} dq + \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right) dt &= 0; \\ -dp + \frac{\rho c}{F} dq + \rho c \left( g \cdot \sin \alpha + \frac{2C_f |q|q}{d \cdot F^2} \right) dt &= 0 \end{aligned} \quad (2.139)$$

Решение системы уравнений (2.139) эквивалентно интегрированию следующих обыкновенных дифференциальных уравнений вдоль соответствующих семейств характеристик (в терминах напора  $h$  и скорости  $V$ ):

$$\frac{g}{c} \frac{dh}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{2C_f}{2} \frac{V|V|}{d} = 0 \quad (2.140)$$

вдоль семейства характеристик

$$dx = (V + c)dt \quad (2.141)$$

и уравнения

$$-\frac{g}{c} \frac{dh}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{2C_f}{2} \frac{V|V|}{d} = 0 \quad (2.142)$$

вдоль семейства характеристик

$$dx = (V - c)dt. \quad (2.143)$$

Для численного интегрирования системы (2.140)–(2.143) используется

прямоугольная сетка в пространстве  $(x, t)$ , густота разбиения которой определяется шагом интегрирования по времени (рис. 2.13).

В результате представления дифференциальных уравнений (2.140)–(2.143) в конечных разностях, получим две системы алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} x_P - x_R = (V'_x + c)\Delta t, \\ \frac{g}{c}(h_P - h_R) + V_P - V_R + \frac{2C_f V_R |V_R| \Delta t}{d} = 0; \end{cases} \quad (2.144)$$

$$\begin{cases} x_P - x_S = (V''_x - c)\Delta t, \\ -\frac{g}{c}(h_P - h_S) + V_P - V_S + \frac{2C_f V_S |V_S| \Delta t}{d} = 0, \end{cases} \quad (2.145)$$

совместное решение которых определяет  $x_R$ ,  $x_S$ ,  $h_P$  и  $V_P$ , т.е. определяет параметры потока в точке  $P$ .

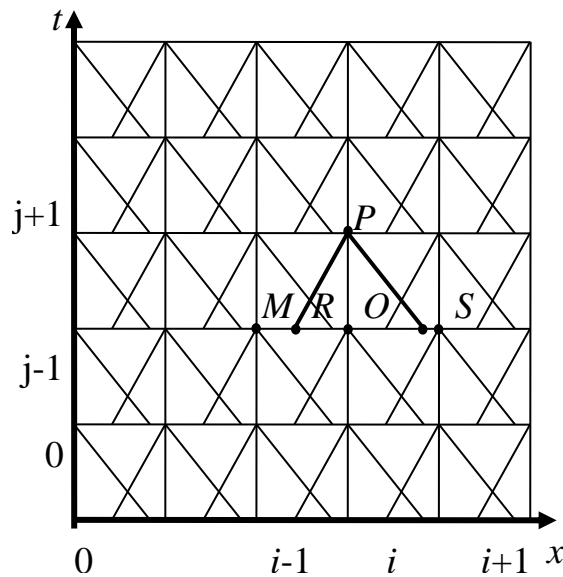


Рисунок 2.13 – Схема расчетной сетки

Значения  $V'_x$  и  $V''$  первоначально принимаются равными значению скорости в точке  $O$ , но поскольку положения точек  $R$  и  $S$  зависят от этих величин, то наклоны характеристик пересчитываются по скорректированным значениям  $V'_x = (V_R + V_P)/2$  и  $V'' = (V_S + V_P)/2$  до тех пор, пока два последовательно полученных значения  $V'_x$  и  $V''$  будут отличаться друг от друга достаточно мало.

Для решения систем уравнений (2.144)–(2.145) также необходимо задаться соответствующими начальными и граничными условиями.

Логическим завершением данной главы является разработка методики

определения параметров гидроудара, спровоцированного перекрытием задвижки в выходном сечении горизонтального трубопровода, с целью выработки максимально удобного интерфейса программного обеспечения на базовой простейшей модели движения однородной жидкости. Схема методики представлена в виде укрупненного алгоритма на рис. 2.14.

Согласно приведенному алгоритму методика реализуется следующим образом:

1) В качестве исходных данных задаются соответствующие расходные и геометрические параметры трубопровода, коэффициенты сопротивления по длине трубопровода и местные сопротивления, а также закон и время срабатывания запорно-регулирующих элементов.

2) Трубопровод условно разбивается на  $N$  частей. Строится характеристическая плоскость (рис. 2.13). Задаются нулевые строки массивов значений скорости среды  $V_i^0 = \{V_0^0, \dots, V_N^0\}$  и напора  $h_i^0 = \{h_0^0, \dots, h_N^0\}$ .

3) Задаются граничные условия на концах трубопровода  $V_0^j = \{V_0^0, \dots, V_0^M\}$ ,  $h_N^j = \{h_N^0, \dots, h_N^M\}$ .

4) Запускается цикл для расчета значений  $V_i^j$  и  $h_i^j$ .

5) По заранее заданному закону рассчитывается скорость среды около задвижки (или другого сосредоточенного элемента гидросети)  $V_0^j = f(\tau_3)_j$ .

6) Полученные значения скорости сохраняются в соответствующих ячейках заранее зарезервированного массива значений скорости.

7) Напору в верхней точке участка трубопровода присваивается начальное значение  $h_N^j = h_{\text{пов}}$ .

8) Величинам  $V_x^j$ ,  $V_x^m$  скоростей в промежуточных точках расчетной сетки присваивается начальное значение  $V_i^j$ .

9) Определяются координаты  $x_S$  и  $x_R$  соответствующих точек характеристической плоскости из системы уравнений для характеристик

$$\begin{cases} x_P - x_S = (V_x^m - c)\Delta t, \\ x_P - x_R = (V_x^j + c)\Delta t. \end{cases}$$

10) При помощи интерполяции определяются значения  $h_R$ ,  $h_S$ ,  $V_R$ ,  $V_S$  в соответствующих точках через рассчитанные на предыдущем временном слое значения  $h_{i-1}^j$ ,  $h_i^j$ ,  $h_{i+1}^j$ ,  $V_{i-1}^j$ ,  $V_i^j$ ,  $V_{i+1}^j$ .

11) Полученные в п. 10 промежуточные значения напора и скорости в точках  $R$  и  $S$  характеристической плоскости временно заносятся в ячейки зарезервированных массивов с индексами  $(i, j)$ .

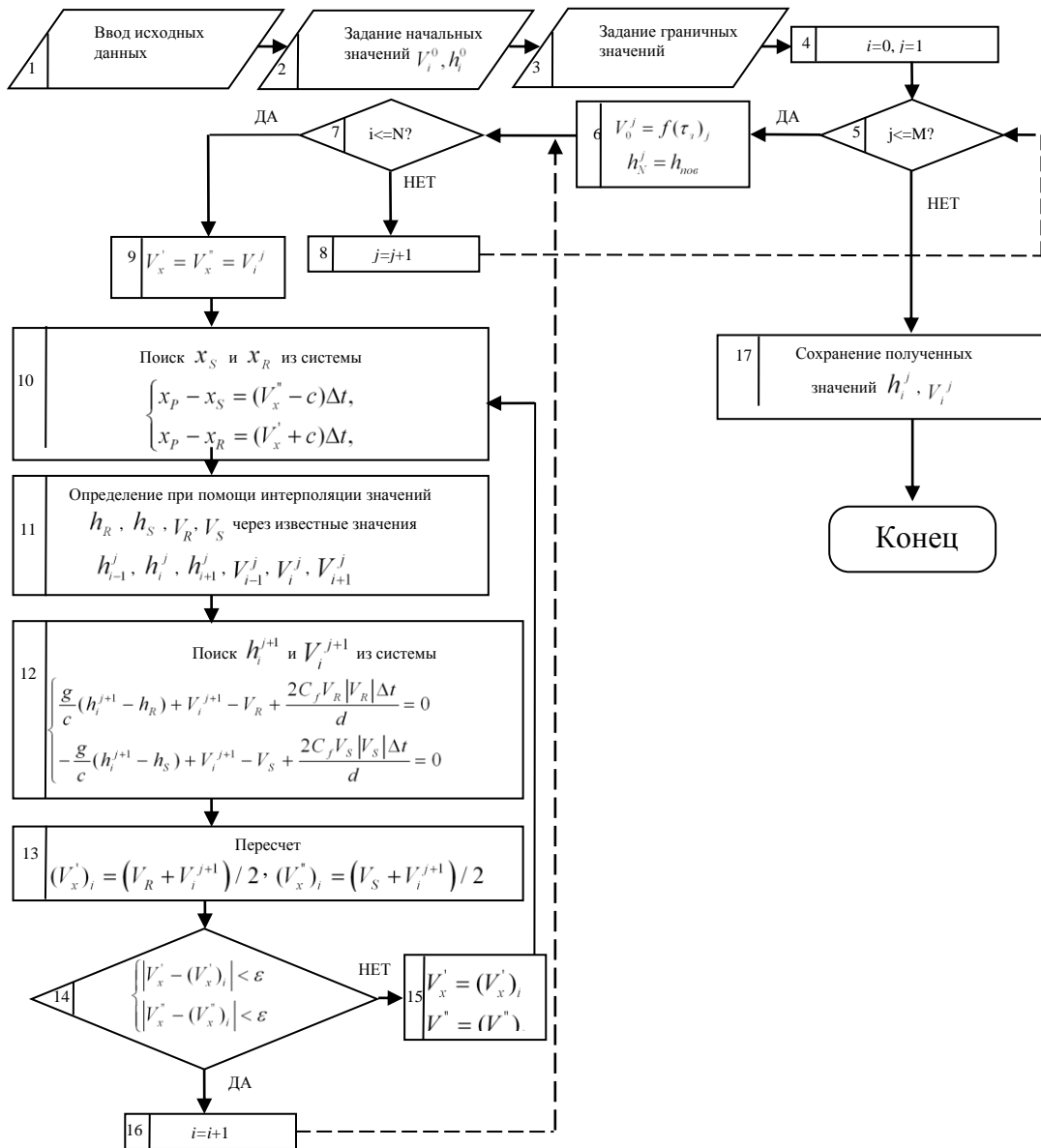


Рисунок 2.14 – Блок-схема укрупненного алгоритма расчета параметров нестационарных процессов

12) Осуществляется поиск значений  $h_i^{j+1}$  и  $V_i^{j+1}$  из системы уравнений

$$\begin{cases} \frac{g}{c}(h_i^{j+1} - h_R) + V_i^{j+1} - V_R + \frac{2C_f V_R |V_R| \Delta t}{d} = 0, \\ -\frac{g}{c}(h_i^{j+1} - h_S) + V_i^{j+1} - V_S + \frac{2C_f V_S |V_S| \Delta t}{d} = 0. \end{cases}$$

13) Сохранение  $h_i^{j+1}$  и  $V_i^{j+1}$  в соответствующих ячейках зарезервированного массива значений напора и скорости.

14) Пересчет вспомогательных величин  $(V_x^*)_i = (V_R + V_i^{j+1})/2$ ,

$(V_x'')_i = (V_S + V_i^{j+1}) / 2$ , корректирующих наклон характеристик

15) Сравнение пар величин  $(V_x')_i$  и  $V_x'$ ,  $(V_x'')_i$  и  $V_x''$ .

16) Если значения  $(V_x')_i$  и  $(V_x'')_i$  достаточно мало отличаются от  $V_x'$  и  $V_x''$  соответственно, то достигнута удовлетворительная точность вычисления наклонов характеристик.

17) Если условия 
$$\begin{cases} |V_x' - (V_x')_i| < \varepsilon, \\ |V_x'' - (V_x'')_i| < \varepsilon, \end{cases}$$

не выполняются, то повторяется пересчет величин  $(V_x')_i$  и  $(V_x'')_i$  по заново полученным значениям.

18) Сохраняются скорректированные при помощи условий в п. 16 и 17 значения координат  $x_S$  и  $x_R$ .

19) Переход к расчету следующего участка трубопровода.

20) Если для  $j$ -го момента времени произведен расчет напора и скорости жидкости во всех узловых точках характеристической плоскости, то осуществляется переход к вычислению этих величин из системы

$$\begin{cases} \frac{g}{c}(h_i^{j+1} - h_R) + V_i^{j+1} - V_R + \frac{2C_f V_R |V_R| \Delta t}{d} = 0, \\ -\frac{g}{c}(h_i^{j+1} - h_S) + V_i^{j+1} - V_S + \frac{2C_f V_S |V_S| \Delta t}{d} = 0 \end{cases}$$

на следующем временном слое.

21) Исходя из полученных значений напоров, в точках по длине трубопровода, в зависимости от времени строится зависимость  $h = h(t)$  для каждой точки дискретизации трубопроводного става.

22) Для полученных значений скоростей, по длине трубопровода строится зависимость  $V = V(t)$  для каждой точки дискретизации трубопроводного става.

Таким образом, изложенная методика является эффективным инструментом для исследования нестационарных процессов в трубопроводе и позволяет определять искомые динамические параметры потока в зависимости от поставленных задач.

Для реализации расчетов по приведенной выше методике была разработана программа, которая позволяет задавать параметры трубопровода, начальные и граничные условия, закон изменения скорости потока на сосредоточенном элементе и получать результаты в графическом виде, а также в виде таблиц численных значений. Интерфейс программы представлен на рисунке 2.15. Программа также позволяет выполнять сравнение результатов с эксперименталь-

ными данными других авторов, полученных для одних и тех же условий.

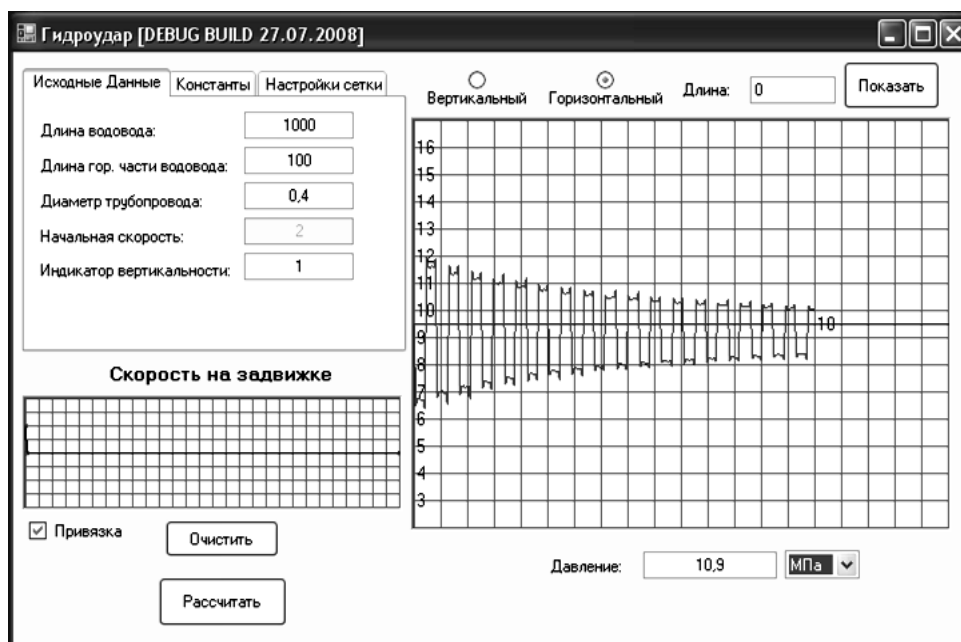


Рисунок 2.15 – Интерфейс разработанного программного обеспечения

Для подтверждения достоверности разработанной методики были проведены численные расчеты в условиях, совпадающих с условиями проведенных другими авторами экспериментов [97]. Кроме того, каждый из численных экспериментов дублировался нами на электрической модели исследуемой системы, составленной при помощи программы Multisim по ранее разработанной в подразделе 2.3 методике электрического моделирования [21, 63].

На рис. 2.16 изображена картина гидравлического удара для трубопроводной системы, описанной в [97] для следующих условий. Длина трубопровода  $L = 12,20$  м, скорость движения жидкости  $V_{жс} = 0,4$  м/с, внутренний диаметр трубопровода  $d_{вн} = 245$  мм, время закрытия задвижки, срабатывание которой влечет за собой гидравлический удар,  $\tau_z$  мало по сравнению с фазой удара, что позволяет считать, что исследуемый гидроудар – прямой.

Величина изменения давления фиксировалась осциллографом, подсоединенным к датчику давления, который находился в непосредственной близости от задвижки.

На рис. 2.17 показана аналогичная зависимость с той лишь разницей, что длина трубопровода  $L = 9,14$  м.

Как видно из рис. 2.16 и 2.17, пики давления расчетной и экспериментальной кривых довольно точно совпадают по времени. Форма колебаний расчетной кривой несколько иная, однако, максимальное отклонение расчетных значений давления от экспериментальных составило 14–16 % (для первых четырех периодов). Аналогичное расхождение результатов, полученных с использованием программы Multisim, составило 18...20 %. Следует отметить, что колебания в расчетной зависимости затухают несколько медленнее, нежели в экспериментальной, и



это расхождение становится заметным, начиная с 10...12 периода. Очевидно, что наибольшую опасность при гидроударе представляют собой именно первые несколько пиков давления, расчетная картина которых максимально близка к реальной.

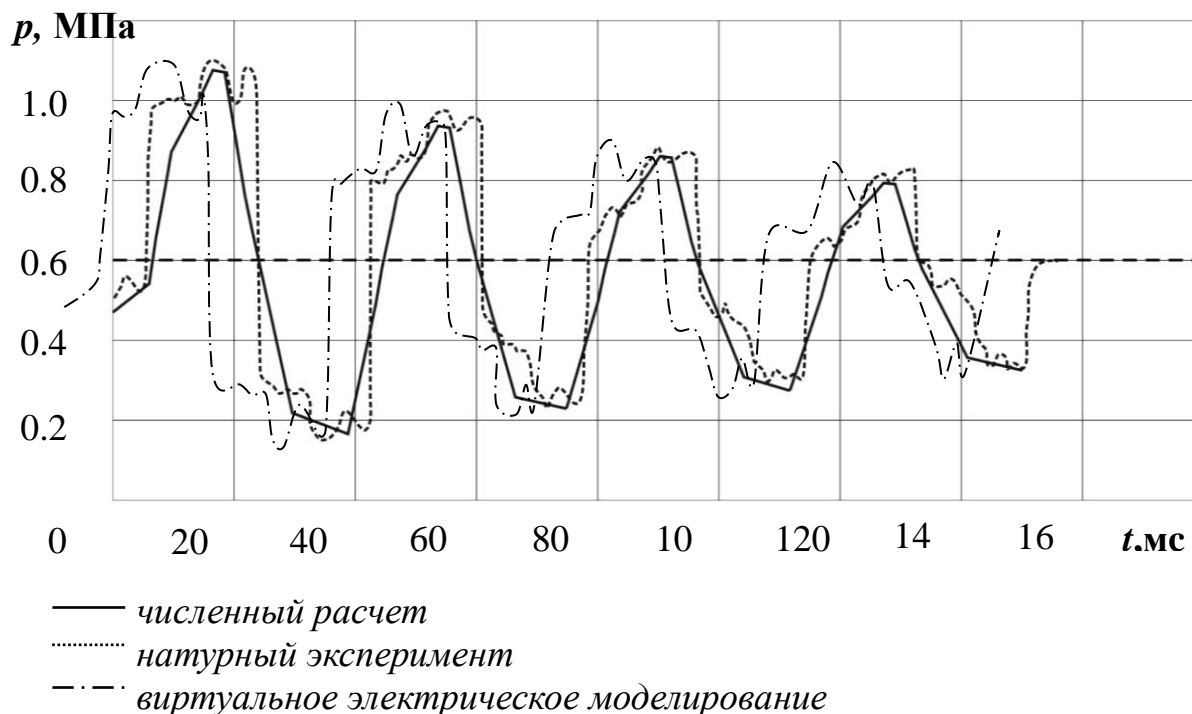


Рисунок 2.16 – Сравнение результатов численного расчета с экспериментальными данными (длина трубопровода  $L = 12.20$  м)

Основываясь на вышесказанном, можно сделать вывод, что результаты расчетов по разработанной методике являются достоверными, так как совпадают с экспериментальными данными с приемлемой для решения инженерно-технических задач точностью.

Апробация методики была осуществлена с использованием ее программного обеспечения для определения амплитуд давлений в месте установки задвижки, при разном времени ее срабатывания, и различных скоростях течения жидкости в трубопроводе, применительно к разработанному авторами настоящей монографии способу запуска и остановки глубоководного гидроподъема [135, 152]. Гидроудар является одним из наиболее опасных быстрых переходных процессов, которые могут сопровождать работу любой гидротранспортной системы. Дополнительные трудности возникают при эксплуатации горного оборудования в сложных условиях больших глубин, в связи с жесткими требованиями, предъявляемыми к работоспособности и живучести трубного става гидроподъема, силовых агрегатов, запорно-регулирующей арматуры и др.

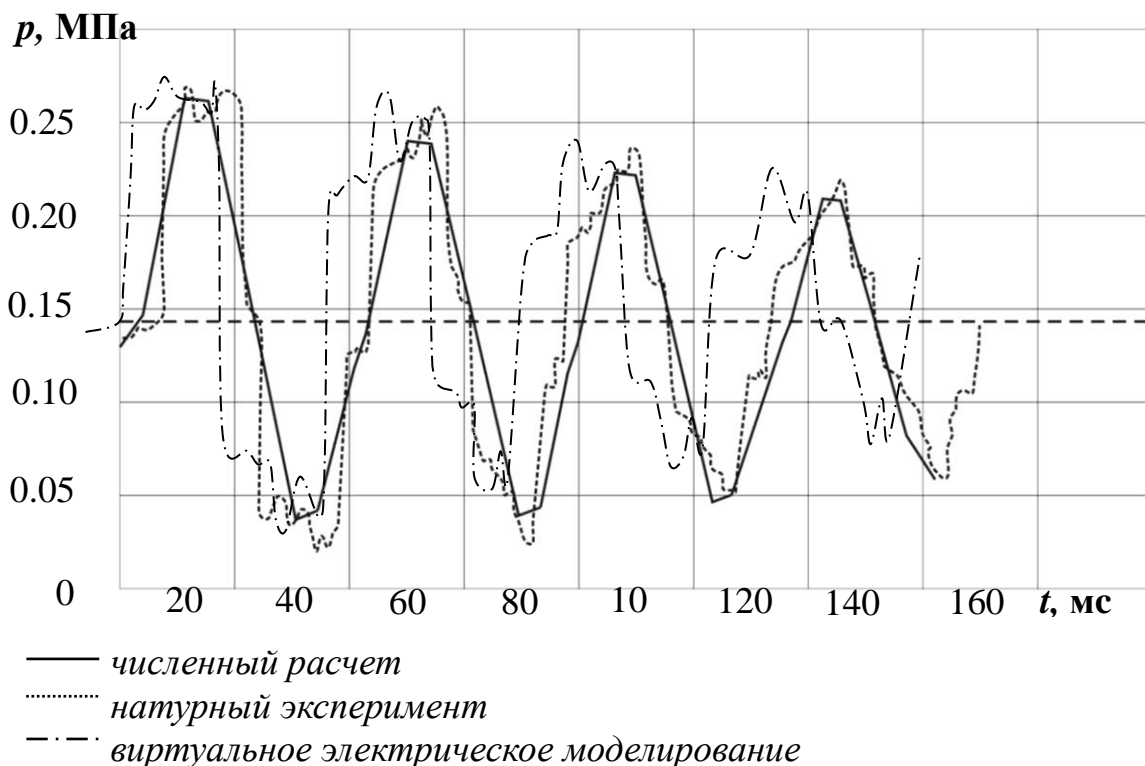


Рисунок 2.17 – Сравнение результатов численного расчета с экспериментальными данными (длина трубопровода  $L = 9,14$  м)

Подробное описание предлагаемого способа, алгоритм и циклограмма приведены в третьей главе настоящей монографии. Суть изобретения заключается в осуществлении запуска эрлифта на смесителе с оптимальной глубиной погружения, превосходящей максимально возможный напор, развиваемый компрессором. При этом в нижней части подводящего трубопровода эрлифта, расположенной ниже уровня установки шнека бункера-дозатора, подающего твердый материал, транспортируется только морская вода. В этой части трубопровода установлена управляемая задвижка  $Z_2$  (рис. 3.28), предотвращающая попадание морской воды во время процедуры упрощенного повторного запуска установки [117], уменьшая тем самым фактическую глубину погружения смесителя. Наряду с этим, закрытие задвижки приведет к гидроудару.

Следует отметить, что время срабатывания задвижки  $Z_2$  во многом определяет эффективность предлагаемого способа, а ее местоположение может варьироваться в зависимости от конкретных условий эксплуатации глубоководного гидроподъема.

Задаваясь местоположением данной задвижки  $l_3$  можно определить фазу гидравлического удара, возникающего в системе при перекрытии задвижки  $Z_2$  по формуле  $T = \frac{2l_3}{c} = 3,71$  с. Таким образом, самый опасный, прямой удар, будет происходить при перекрытии задвижки за время  $\tau_3 < 3,71$  с.

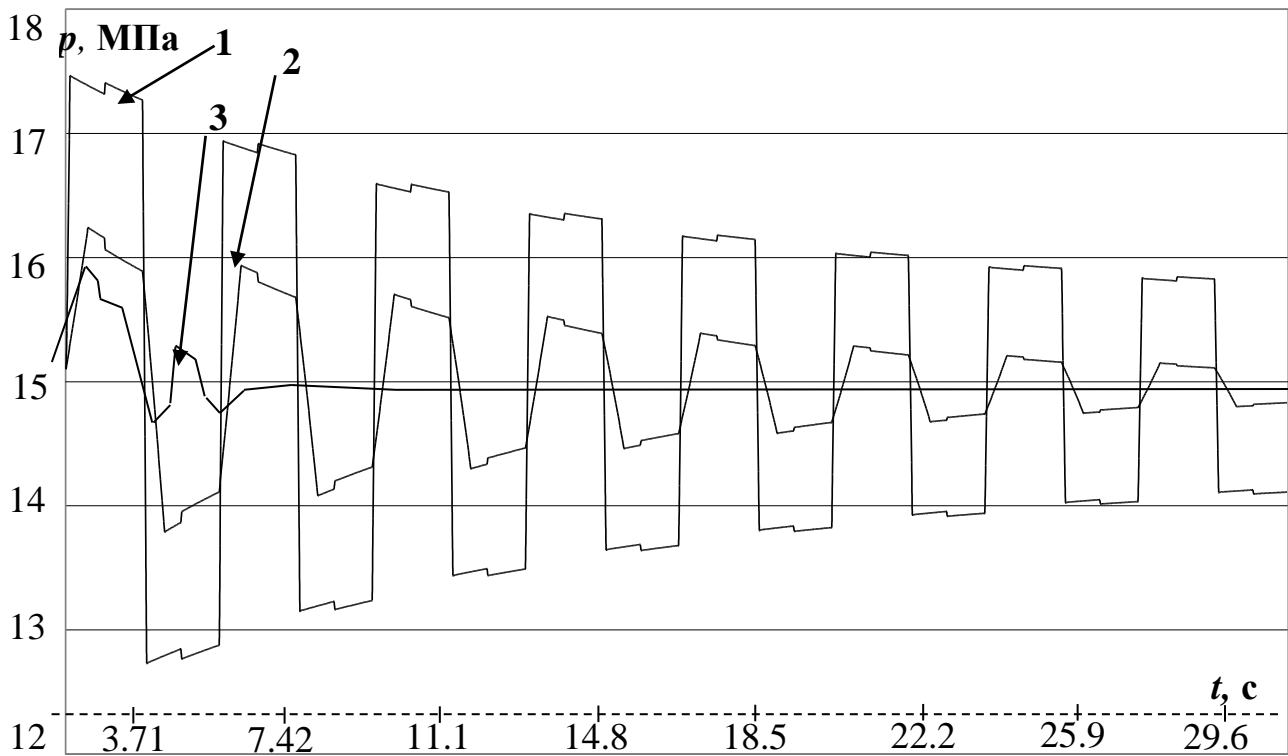


Рисунок 2.18 – Зависимости амплитуд колебаний давления от времени при скорости движения жидкости 2 м/с и разным времени перекрытия задвижки  $\tau_3$  :

1 –  $\tau_3 = 0,01$  с; 2 –  $\tau_3 = 4$  с; 3 –  $\tau_3 = 30$  с.

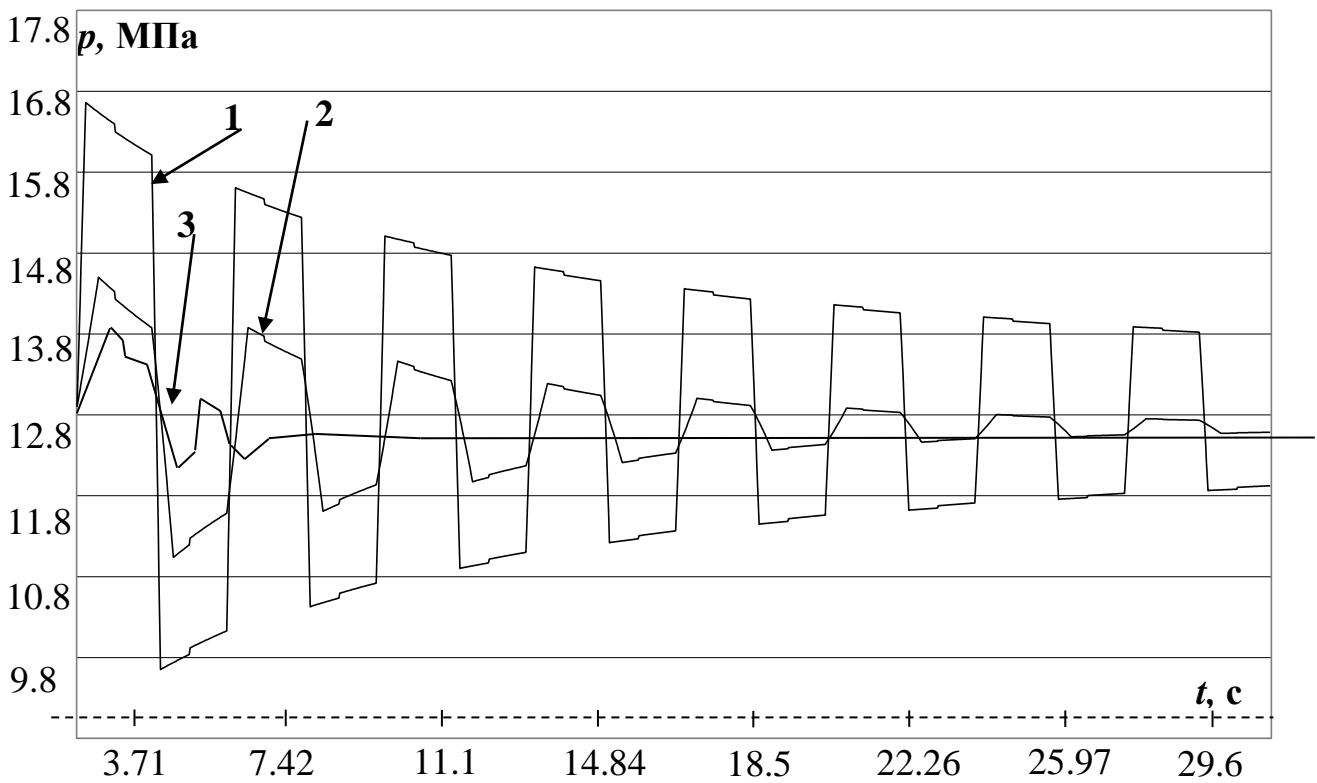


Рисунок 2.19 – Зависимости амплитуд колебаний давления от времени при скорости движения жидкости 3 м/с и разным времени перекрытия задвижки  $\tau_3$  :

1 –  $\tau_3 = 0,01$  с; 2 –  $\tau_3 = 4$  с; 3 –  $\tau_3 = 30$  с.

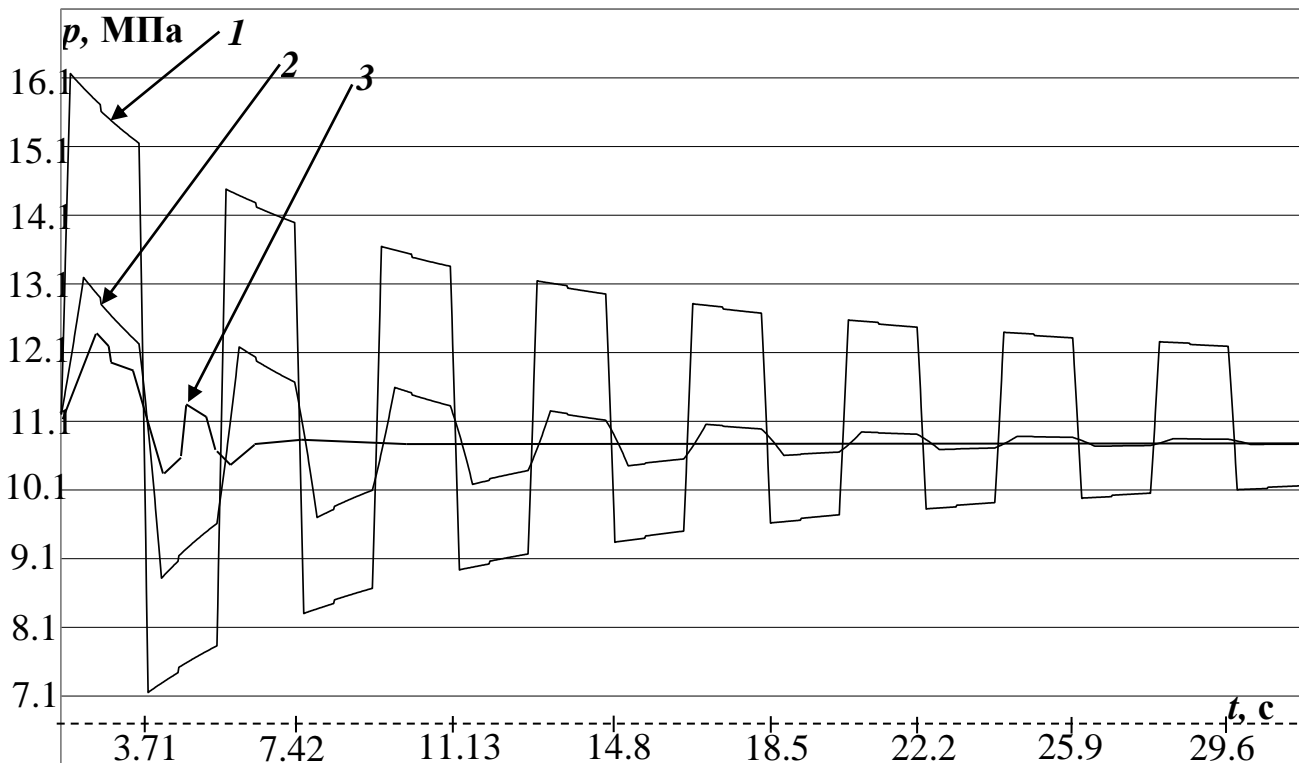


Рисунок 2.20 – Зависимости амплитуд колебаний давления от времени при скорости движения жидкости 4 м/с и разным времени перекрытия задвижки  $\tau_3$  :

$$1 - \tau_3 = 0,01 \text{ с}; 2 - \tau_3 = 4 \text{ с}; 3 - \tau_3 = 30 \text{ с}.$$

Для достижения поставленной цели были выполнены систематические численные эксперименты (в широком диапазоне изменения исходных данных) при варьировании скоростью движения жидкости и временем срабатывания регулирующей задвижки, результаты которых выборочно приведены ниже.

На рис. 2.18–2.19 показаны зависимости давления от времени в месте установки задвижки  $Z_2$  при ее мгновенном перекрытии ( $\tau_3 = 0,01 \text{ с}$ ), а также при  $\tau_3 = 4 \text{ с}$ , что несколько больше фазы удара, и  $\tau_3 = 30 \text{ с}$ , что является граничным временем, превышение которого связано с риском срыва процедуры упрощенного повторного запуска гидроподъема. Рис. 2.18–2.19 построены для скоростей движения 2, 3 и 4 м/с соответственно.

Анализируя полученные результаты (рис. 2.18), можно утверждать, что максимальная амплитуда колебаний давления наблюдалась для случая прямого гидроудара (кривая 1) и составила 2,363 МПа, что является весьма нежелательным в плане негативных последствий гидроудара. Наименьший прирост давления соответствует наибольшему времени закрытия задвижки  $\tau_3 = 30 \text{ с}$  и составляет 0,85 МПа. При  $\tau_3 = 4 \text{ с}$  удар уже не является прямым и первый, самый опасный пик давления несколько сглаживается, а бросок давления составляет 1,14 МПа. При таком перекрытии обеспечивается эффективность упрощенного запуска-остановки глубоководного гидроподъема [45], а риск повреждения си-

стемы минимален благодаря уходу от прямого гидроудара.

Таким образом, разработанная методика достаточно точно отображает реальную картину гидравлического удара [44, 47] и может быть применена для определения количественных характеристик при расчете параметров нестационарных процессов в действующих системах.

Основываясь на вышесказанном, можно сделать вывод, что численный метод характеристик является наиболее приемлемым в плане адекватности получаемых результатов, гибкости и экономичности потребления машинных ресурсов, что дает возможность выбрать его в качестве отправного пункта для разработки метода моделирования динамики многофазных потоков в глубоководных гидроподъемных установках.

### 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МНОГОФАЗНЫХ ПОТОКАХ ПНЕВМОГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Абсолютное большинство известных методов расчета глубоководных гидроподъемов правомочны только для определения параметров установившихся рабочих режимов и не распространяются на нестационарные и переходные процессы (пуск, останов).

Глубоководный гидроподъем характеризуется большой протяженностью пневмогидравлических трактов и как объект управления является уникальной существенно нелинейной инерционной системой, с большим запаздыванием сигналов в каналах управления [39]. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к разрабатываемому методическому обеспечению, является повышенная оперативность выполняемых расчетов.

В литературе имеется достаточно много различных формул для определения скорости распространения возмущений (скорости звука) в жидкости с содержанием твердой (сыпучей) и газообразной фазы (в виде пузырей), полученных на основе различных упрощающих предположений, например [9, 14, 25, 43, 110, 111, 164, 163, 168]. Однако, наиболее правильным следует признать определение скорости распространения возмущений, исходя из анализа системы дифференциальных уравнений, описывающих движение многофазной среды [26]. Поэтому, сначала получим систему уравнений для движения многофазной среды.

#### 3.1 Разработка обобщенной динамической модели одномерного многофазного потока

Рассмотрим взвесенесущий поток жидкости с твердыми и газообразными частицами. Движение указанной смеси будем рассматривать с обычной в таких случаях континуальной точки зрения, т.е. будем смотреть на смесь как на среду, состоящую из трех различных взаимодействующих и взаимопроникающих непрерывных фаз, каждая из которых движется со своей скоростью.

Обозначим:

$V_0, V_1, V_2$  – скорости движения жидкой, твердой и газообразной фаз;

$\rho_0, \rho_1, \rho_2$  – истинные плотности несущей жидкости, твердых частиц и газа в газовых пузырях;  $C_1, C_2$  – объемные доли твердого и газообразного вещества в смеси;  $C_0 = 1 - C_1 - C_2$  – объемная доля несущей жидкости.

Через  $\rho_0^* = \rho_0 (1 - C_1 - C_2)$ ,  $\rho_1^* = C_1 \rho_1$ ,  $\rho_2^* = C_2 \rho_2$  обозначим приведенные плотности твердой, жидкой и газообразной фаз.

Движение будем рассматривать в одномерном приближении, т.е. в предположении, что все параметры, характеризующие каждую из фаз, являются функциями от времени и только от одной продольной координаты  $x$ , направленной вдоль оси трубопровода. В указанном приближении уравнения нераз-

ривности, выражающие закон сохранения массы каждой фазы, запишутся в обычном виде [164, 110]:

$$\frac{\partial(\rho_0^*F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_0^*V_0F)}{\partial x} = 0, \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho_1^*F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1^*V_1F)}{\partial x} = 0, \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho_2^*F)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_2^*V_2F)}{\partial x} = 0, \quad (3.3)$$

где  $F = \frac{\pi D_{mp}^2}{4}$  – площадь проходного сечения трубопровода, который, как и ранее, считается деформируемым под действием внутренних сил давления.

Введем обозначения

$$a_{ж}^2 = \frac{K_0}{\rho_0} = \frac{K_{ж}}{\rho_0} \quad \text{и} \quad \frac{1}{a_0^2} = \frac{1}{a_{ж}^2} + \frac{\rho_0}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right), \quad (3.4)$$

где  $a_{ж}$  – скорость звука в чистой неограниченной жидкости;  $K_{ж}$  – объемный модуль упругости жидкости;  $a_0$  – скорость распространения малых возмущений в трубопроводе с податливыми стенками для чистой жидкости;  $\frac{\partial F}{\partial p}$  – податливость поперечного сечения трубопровода по отношению к внутреннему давлению.

С учетом (3.4) уравнение (3.1) запишется в виде:

$$\begin{aligned} & (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \rho_0 a_0^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_0 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) - \\ & - \rho_0 a_0^2 \left( \frac{\partial C_2}{\partial t} + V_0 \frac{\partial C_2}{\partial x} \right) + \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Аналогичным образом преобразуются уравнения (3.2) и (3.3):

$$C_1 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_1 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = 0, \quad (3.6)$$

$$C_2 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_2 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_2 a_2^2 \left( \frac{\partial C_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} \right) + \rho_2 a_2^2 C_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} = 0. \quad (3.7)$$

В последних уравнениях введены обозначения

$$\frac{1}{a_1^2} = \frac{\rho_1}{K_1} + \frac{\rho_1}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right), \quad \frac{1}{a_2^2} = \frac{\rho_2}{K_2} + \frac{\rho_2}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right). \quad (3.8)$$

Здесь:  $K_1$  – модуль объемного сжатия материала твердых частиц

$$K_1 = \frac{E_1}{3(1-2\nu_1)}, \quad (3.9)$$

где  $E_1$  и  $\nu_1$  – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала твердых частиц;  
 $K_2$  – модуль объемного сжатия газообразной фазы

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\rho_2} \left( \frac{\partial \rho_2}{\partial p} \right) = \frac{1}{\rho_2 a_g^2},$$

где  $a_g$  – скорость звука в газовом пузыре.

Производная  $\left( \frac{\partial \rho_2}{\partial p} \right)$  зависит от того, какой термодинамический процесс

происходит внутри газовых пузырей. При определении  $K_2$  обычно считают, что процесс изменения объема газовой (или парогазовой) фазы происходит изотермически, поскольку пузыри достаточно малы, а масса жидкости, окружающей пузырь, имеет огромную теплоемкость и фактически мгновенно поглощает тепло, выделяющееся в пузыре при его сжатии. В этом случае из уравнения Клапейрона-Менделеева для газовых пузырей получим

$$K_2 = p, \quad (3.10)$$

Если же процесс изменения объема пузырей считать адиабатическим, то

$$K_2 = \aleph p, \quad (3.11)$$

где  $\aleph = C_p/C_v$  – показатель адиабаты.

Отметим, что в формулы (3.10) и (3.11) входит абсолютное давление в жидкости, и так как в трубопроводах давление не превышает нескольких сотен атмосфер, то обычно оказывается, что модуль объемного сжатия газообразной



фазы  $K_2$  на порядок или несколько порядков меньше, чем модуль сжатия жидкости  $K_0$  и твердых частиц  $K_1$ .

При записи уравнений импульса для каждой отдельной фазы основная задача состоит в определении сил межфазного взаимодействия. Отметим, что встречающиеся в литературе различные формы уравнений импульса, различаются между собой как раз формой и степенью учета этих сил, и отличие нашего исследования нестационарных процессов в трубопроводах для смеси жидкости с сыпучей и газообразной фазой от других аналогичных исследований, прежде всего, заключается в более полном учете инерционных сил взаимодействия между фазами.

Силу воздействия на одну твердую частицу со стороны несущей жидкости будем представлять как сумму трех составляющих

$$F_{1мс} = F_{1см} + F_{1ин} + F_{1\partial},$$

где  $F_{1см}$  – стационарная составляющая силы сопротивления;

$F_{1ин}$  – инерционная составляющая;

$F_{1\partial}$  – градиентная сила за счет наличия продольного градиента давления.

Силу  $F_{1см}$  представим в обычном виде

$$F_{1см} = \frac{1}{2} C_{xm} \rho_0 |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) \pi R_1^2, \quad (3.12)$$

где  $C_{xm}$  – коэффициент силы сопротивления частицы;  $R_1$  – радиус сферической частицы (или эквивалентный радиус для частиц произвольной формы).

Коэффициент силы сопротивления  $C_{xm}$  является функцией от числа Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{|V_0 - V_1| d_1}{\nu_1},$$

где  $\nu_1$  – коэффициент кинематической вязкости несущей жидкости, а также от формы (несферичности) частиц и их концентрации.

Инерционная сила, действующая на твердую частицу, движущуюся под действием потока жидкости, равна

$$F_{1ин} = \rho_0 \tau_1 \frac{dV_0}{dt} - m_{np} \left( \frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_0}{dt} \right). \quad (3.13)$$

где  $\tau_1$  – объем частицы;  $m_{np}$  – ее присоединенная масса. Заметим, что обычно при определении инерционной силы частиц, транспортируемых жидкостью, через присоединенную массу используют только второе слагаемое выражения (3.13), что является ошибочным; именно такое неполное выражение для инер-

ционных сил было использовано в работе [110] для анализа распространения волн давления во взвесенесущем потоке в трубопроводе.

Выражение для инерционной силы вида (3.13) получено для одиночной частицы в безграничной жидкости, при этом для сферической частицы:

$$m_{np.c\phi} = \frac{1}{2} \tau_1 \rho_0 = \frac{2}{3} \pi R_1^3 \rho_0. \quad (3.14)$$

Влияние несферичности частиц, а также их концентрации на присоединенную массу будем учитывать введением коэффициента  $k_1 = k_1' \cdot k_1''$  в формулу (3.14), т.е.

$$m_{np} = k_1 \frac{2}{3} \pi R_1^3 \rho_0, \quad (3.15)$$

где  $k_1'$  – коэффициент несферичности (для сферических частиц  $k_1' = 1$ );  $k_1''$  – коэффициент, учитывающий концентрацию.

Коэффициент несферичности  $k_1'$  может быть определен, если известна форма представительной частицы смеси. Что касается влияния концентрации на величину присоединенной массы, то этот вопрос следует признать еще недостаточно исследованным. Известно, например, что с увеличением концентрации твердого присоединенная масса возрастает. В [164] указано, что влияние концентрации на присоединенную массу твердой частицы характеризуется множителем

$$k_1'' = \frac{1 + 2C_1}{1 - C_1},$$

где  $C_1$  – концентрация твердого в смеси «жидкость + твердое».

В потоке гидросмеси в трубопроводе имеется отрицательный продольный градиент давления  $\frac{\partial p}{\partial x}$ , за счет которого на частицу, помещенную в поток, будет действовать сила

$$F_{1\partial} = -\tau_1 \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (3.16)$$

где  $\tau_1$  – объем твердой частицы  $\tau_1 = \frac{4}{3} \pi R_1^3$ .

Это и есть градиентная сила, которая имеет ту же природу, что и обычная выталкивающая сила Архимеда за счет гидростатического градиента давления. Заметим, что наличие этой силы также иногда игнорируется или забывается.

Так, в работе [110] сила  $F_\delta$  в записи уравнения импульсов для твердой фазы отсутствует.

Если объемная концентрация твердых частиц равна  $C_1$ , то количество частиц в единице объема смеси будет равно

$$n_1 = \frac{C_1}{\tau_1} = \frac{3}{4} \frac{C_1}{\pi R_1^3},$$

и суммарная сила взаимодействия между твердыми частицами и жидкостью в единице объема будет равна

$$F_{1\Sigma m\delta} = n_1 F_{1m\delta}.$$

Аналогичные выражения имеют место для сил  $F_{2cm}$ ,  $F_{2un}$  и  $F_{2\delta}$ , действующих на газовые пузыри. При этом для присоединенной массы газовых пузырей будем использовать формулу

$$m_{np} = k_2 \frac{2}{3} \pi R_2^3 \rho_0,$$

где  $k_2 = k_2' \cdot k''$  – коэффициент, учитывающий несферичность и концентрацию пузырей (для одиночного сферического пузыря  $k_2' = 1$ );  $R_2$  – радиус сферического пузыря или эквивалентный радиус.

При выводе уравнения импульсов для жидкой фазы, кроме указанных сил взаимодействия жидкости с твердыми частицами и пузырями, будем еще учитывать наличие силы тяжести и силы трения на стенках трубопровода. Напряжение трения на стенках будем представлять в виде

$$\tau_{cm} = \frac{\lambda}{8} \rho_{cm} V_{cm}^2, \quad (3.17)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода, определенный по одной из известных эмпирических формул;  $\rho_{cm}$  и  $V_{cm}$  – плотность и скорость смеси:

$$\rho_{cm} = \rho_0^* + \rho_1^* + \rho_2^* = (1 - C_1 - C_2) \rho_0 + C_1 \rho_1 + C_2 \rho_2,$$

$$V_{cm} = \frac{1}{\rho_{cm}} (\rho_0^* V_0 + \rho_1^* V_1 + \rho_2^* V_2).$$

В результате для движения жидкой фазы получим следующее уравнение импульсов

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho_0^* V_0 F) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_0^* V_0^2 F) = -\rho_0^* F g \sin \alpha - (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial p}{\partial x} F - \\ & - C_1 F \rho_0 \left[ \left( 1 + \frac{1}{2} k_1 \right) \frac{dV_0}{dt} - \frac{1}{2} k_1 \frac{dV_1}{dt} \right] - C_2 F \rho_0 \left[ \left( 1 + \frac{1}{2} k_2 \right) \frac{dV_0}{dt} - \frac{1}{2} k_2 \frac{dV_2}{dt} \right] - \\ & - \frac{3}{8} F \rho_0 \left[ \frac{C_1 C_{xm}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) + \frac{C_2 C_{xв}}{R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2) \right] - \frac{\lambda}{2D_{mp}} \rho_{cm} V_{cm}^2 F, \end{aligned}$$

где  $\alpha$  – угол наклона оси трубопровода (оси  $x$ ) к горизонту;  $C_{xm}$ ,  $C_{xв}$  – коэффициенты стационарной силы сопротивления твердой частицы и газового пузыря;  $D_{mp}$  – диаметр трубопровода.

После преобразования последнее уравнение запишем в виде

$$\left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right) \frac{dV_0}{dt} - \frac{C_1 k_1}{2} \frac{dV_1}{dt} - \frac{C_2 k_2}{2} \frac{dV_2}{dt} + \frac{(1 - C_1 - C_2)}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_0, \quad (3.18)$$

где обозначено

$$\begin{aligned} \varphi_0 = & -(1 - C_1 - C_2) g \sin \alpha - \frac{\lambda}{2D_{mp}} \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} |V_{cm}| V_{cm} - \\ & - \frac{3}{8} \left[ \frac{C_1 C_{xm}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) + \frac{C_2 C_{xв}}{R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2) \right]. \end{aligned}$$

Запись в уравнении (3.18) выражения

$$\frac{\lambda}{2D_{mp}} \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} |V_{cm}| V_{cm}$$

автоматически учитывает то, что при нестационарном движении в процессе гидроудара направление движения среды (а вместе с ним и знак градиента давления за счет потерь на трение) может изменяться на противоположное.

С этой же целью силы взаимодействия между жидкостью и твердыми и газообразными частицами представлены в виде:

$$\frac{1}{2} C_{xm} \rho_0 \pi R_1^2 |V_0 - V_1| (V_0 - V_1), \quad \frac{1}{2} C_{xв} \rho_0 \pi R_2^2 |V_0 - V_2| (V_0 - V_2).$$

Уравнение продольного движения твердых частиц имеет вид

$$\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_1}{dt} - \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_1, \quad (3.19)$$

где  $\varphi_1 = -\frac{\rho_1}{\rho_0} g \sin \alpha + \frac{3}{8} \frac{C_{xm}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1)$ , а уравнение движения пузыря

$$\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) \frac{dV_2}{dt} - \left(1 + \frac{k_2}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_2, \quad (3.20)$$

где  $\varphi_2 = -\frac{\rho_2}{\rho_0} g \sin \alpha + \frac{3}{8} \frac{C_{xg}}{R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2)$ .

В уравнениях (3.18) – (3.20) обозначено

$$\frac{dV_0}{dt} = \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x}, \quad \frac{dV_1}{dt} = \frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x}, \quad \frac{dV_2}{dt} = \frac{\partial V_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x}.$$

При выводе последних двух уравнений пренебрегаем силами непосредственного трения частиц о стенки трубопровода, взаимовлиянием твердых и газообразных частиц, кроме того, считаем, что все твердые частицы характеризуются одинаковыми формой, плотностью и диаметром, а диаметр трубопровода является кусочно-постоянным.

Система (3.5)–(3.7), (3.18)–(3.20) и есть система дифференциальных уравнений для определения шести неизвестных функций  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $C_1$  и  $C_2$ , характеризующих движение жидкости с твердой и газообразной фазами.

### 3.2 Вывод формул для определения скорости звука в гетерогенных потоках и их экспериментальное подтверждение

Для исследования нестационарных процессов в трубопроводах, при решении широкого круга задач, в уравнениях движения обычно пренебрегают квадратичными конвективными членами, предполагая, что скорости движения фаз  $V_0$ ,  $V_1$  и  $V_2$  малы по сравнению со скоростью распространения возмущений в смеси.

При таком допущении будем иметь следующую систему уравнений:

$$(1 - C_1 - C_2) \frac{\partial p}{\partial t} - \rho_0 a_0^2 \frac{\partial C_1}{\partial t} - \rho_0 a_0^2 \frac{\partial C_2}{\partial t} + \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0, \quad (3.21)$$

$$C_1 \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_1 a_1^2 \frac{\partial C_1}{\partial t} + \rho_1 a_1^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = 0, \quad (3.22)$$

$$C_2 \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_2 a_2^2 \frac{\partial C_2}{\partial t} + \rho_2 a_2^2 C_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} = 0, \quad (3.23)$$

$$\left(1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2}\right) \frac{\partial V_0}{\partial t} - \frac{C_1 k_1}{2} \frac{\partial V_1}{\partial t} - \frac{C_2 k_2}{2} \frac{\partial V_2}{\partial t} + \frac{(1 - C_1 - C_2)}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_0, \quad (3.24)$$

$$\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{\partial V_1}{\partial t} - \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{\partial V_0}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_1, \quad (3.25)$$

$$\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) \frac{\partial V_2}{\partial t} - \left(1 + \frac{k_2}{2}\right) \frac{\partial V_0}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_2. \quad (3.26)$$

Заметим, что производные от концентраций  $C_1$  и  $C_2$  входят только в уравнения неразрывности. Поэтому, выразив производную  $\frac{\partial C_1}{\partial t}$  из (3.22), а производную  $\frac{\partial C_2}{\partial t}$  из выражения (3.23) и подставив их в (3.21), получим общее уравнение неразрывности вида

$$\begin{aligned} & \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial V_0}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} + \\ & + \left[ (1 - C_1 - C_2) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\rho_0 a_0^2 C_2}{\rho_2 a_2^2} \right] \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \end{aligned} \quad (3.27)$$

При этом общая система уравнений (3.21)–(3.26) разбивается на две подсистемы: первая подсистема состоит из (3.24), (3.25), (3.26) и (3.27) и содержит производные только от величин  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $V_2$  и  $p$ , но не включает производные от концентраций  $C_1$  и  $C_2$ ; вторая подсистема (3.22), (3.23) содержит производные по времени от  $C_1$  и  $C_2$  и связана с первой подсистемой через производные от величин  $p$ ,  $V_1$  и  $V_2$ . В свою очередь, первая подсистема связана со второй только через значения концентраций  $C_1$  и  $C_2$  (но не их производных), которые входят как в коэффициенты первой подсистемы, так и в правые части  $\varphi_0$ ,  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ .

Из первой подсистемы (3.24)–(3.27) определяются скорости распространения возмущений в смеси и характеристические соотношения на фронтах возмущений. Вторая подсистема (3.22), (3.23) представляет собой, по сути, систему обыкновенных дифференциальных уравнений для определения изменения

концентраций  $C_1$  и  $C_2$  с течением времени в каждом фиксированном сечении  $x$  трубопровода после того, как на каждом временном слое  $t$  уже определены значения  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $V_2$  и  $p$  как функции координаты  $x$ .

Если же рассматривается смесь жидкости только с твердыми частицами (пульпа), то из системы (3.21)–(3.26) нужно изъять уравнения (3.23) и (3.26), а в остальных уравнениях принять  $C_2 \equiv 0$ . Точно так же для смеси жидкости только с газовыми пузырями из общей системы нужно изъять уравнения (3.22) и (3.25), а в оставшихся положить  $C_1 \equiv 0$ .

Перейдем к исследованию характеристик для подсистемы (3.27), (3.24)–(3.26).

Пользуясь процедурой определения характеристик [164, 168, 172] на фазовой плоскости  $(x, t)$  введем характеристическую кривую  $x = x(t)$  (фронт распространения возмущений) и запишем производные вдоль этой кривой в виде

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} D, & \frac{dV_0}{dt} &= \frac{\partial V_0}{\partial t} + \frac{\partial V_0}{\partial x} D, \\ \frac{dV_1}{dt} &= \frac{\partial V_1}{\partial t} + \frac{\partial V_1}{\partial x} D, & \frac{dV_2}{dt} &= \frac{\partial V_2}{\partial t} + \frac{\partial V_2}{\partial x} D, \end{aligned} \quad (3.28)$$

где  $D = x'(t)$  – скорость распространения фронта возмущений.

Исключим из системы (3.27), (3.24)–(3.26) частные производные от неизвестных функций по времени при помощи соотношений (3.28). В результате получим следующую систему уравнений для производных  $\frac{\partial V_0}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_1}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_2}{\partial x}$  и

$\frac{\partial p}{\partial x}$ :

$$\begin{aligned} &\rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial V_0}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} - \\ & - \left[ (1 - C_1 - C_2) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\rho_0 a_0^2 C_2}{\rho_2 a_2^2} \right] D \frac{\partial p}{\partial x} = B_1, \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} & - \left( 1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2} \right) D \frac{\partial V_0}{\partial x} + \frac{C_1 k_1}{2} D \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{C_2 k_2}{2} D \frac{\partial V_2}{\partial x} + \\ & + \frac{(1 - C_1 - C_2) \partial p}{\rho_0 \partial x} = B_2, \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D \frac{\partial V_0}{\partial x} - \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = B_3, \quad (3.31)$$

$$\left(1 + \frac{k_2}{2}\right) D \frac{\partial V_0}{\partial x} - \left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) D \frac{\partial V_2}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = B_4, \quad (3.32)$$

где обозначено

$$B_1 = - \left[ (1 - C_1 - C_2) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} + \frac{\rho_0 a_0^2 C_2}{\rho_2 a_2^2} \right] \frac{dp}{dt},$$

$$B_2 = \varphi_0 - \left(1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} + \frac{C_1 k_1}{2} \frac{dV_1}{dt} + \frac{C_2 k_2}{2} \frac{dV_2}{dt}, \quad (3.33)$$

$$B_3 = \varphi_1 + \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} - \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_1}{dt},$$

$$B_4 = \varphi_2 + \left(1 + \frac{k_2}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} - \left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) \frac{dV_2}{dt}.$$

Условием того, что кривая  $x = x(t)$  есть характеристикой, является равенство нулю характеристического определителя, составленного из коэффициентов системы (3.29)–(3.32) при производных  $\frac{\partial V_0}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_1}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_2}{\partial x}$  и  $\frac{\partial p}{\partial x}$ . Этот определитель имеет два нулевых корня

$$D_{3,4} = 0 \quad (3.34)$$

и два корня, равные

$$D_{1,2} = \pm D_0; D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \left( \frac{(1 - C_1 - C_2)}{K_0} + \frac{C_1}{K_1} + \frac{C_2}{K_2} + \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}}, \quad (3.35)$$

где

$$\rho_\partial = \mu \rho_0, \quad \mu = \frac{A}{B}, \quad (3.36)$$



$$\begin{aligned}
A = & \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) \left( 1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2} \right) - \frac{C_1 k_1}{2} \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) - \\
& - \frac{C_2 k_2}{2} \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right), \\
B = & \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) (1 - C_1 - C_2)^2 + \\
& + C_1 \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) \left[ (1 + k_1)(1 - C_1 - C_2) + 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right] + \\
& + C_2 \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \left[ (1 + k_2)(1 - C_1 - C_2) + 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right] - \frac{C_1 C_2}{4} (k_1 - k_2)^2,
\end{aligned}$$

$\mu$  – коэффициент «динамической» плотности; индексы обозначают: 0 – жидкость; 1 – твердые частицы; 2 – газообразные пузыри.

Выражения (3.34) означают, что в принятом приближении (т.е. при условии пренебрежения конвективными членами в исходных дифференциальных уравнениях) характеристиками (двойной кратности) на плоскости  $(x, t)$  являются все прямые  $x = const$ .

Два ненулевых корня (3.35) соответствуют акустическим характеристикам, которые представляют собой фронты распространения возмущений вверх и вниз по потоку соответственно со скоростями

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_1 = D_1 = D_0 \quad (3.37)$$

и

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_2 = D_2 = -D_0. \quad (3.38)$$

Подчеркнем, что выражение (3.35) для скорости распространения возмущений (она же является скоростью гидроудара) в смеси жидкости с твердыми (но упруго сжимаемыми) частицами и газовыми пузырьками получено из системы дифференциальных уравнений отдельного движения жидкой, твердой и газообразной фаз с наиболее полным учетом сил межфазного взаимодействия и, прежде всего, сил инерционной природы [25].

Величина  $\rho_d$  играет роль «динамической» плотности смеси, которая учитывает инерционные свойства частиц в потоке. Эта величина, вообще говоря, отличается от средней плотности смеси  $\rho_{см}$ , так что при нестационарных про-

цессах смесь ведет себя как среда с «динамической» плотностью  $\rho_\partial$ , отличной от средней плотности смеси  $\rho_{см}$ . Это связано с тем, что жидкость, твердые и газообразные частицы обладают разной инерцией и по разному реагируют на изменение скорости.

Для смеси жидкости с твердыми частицами (пульпы) из (3.35) (при  $C_2 = 0$ ) будем иметь:

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_{\partial 1} \left( \frac{1-C_1}{K_0} + \frac{C_1}{K_1} + \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}}, \quad (3.39)$$

где

$$\rho_{\partial 1} = \mu_1 \cdot \rho_0, \quad \mu_1 = \frac{A_1}{B_1}, \quad (3.40)$$

$$A_1 = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} \right) + \frac{k_1}{2} (1 - C_1),$$

$$B_1 = \frac{\rho_1}{\rho_0} (1 - C_1)^2 + (2 - C_1) C_1 + \frac{k_1}{2}.$$

Если плотность частиц  $\rho_1 \rightarrow \rho_0$ , то коэффициент  $\mu_1 \rightarrow 1$ , т.к.  $C_1 \rightarrow 0$ .

Аналогичное выражение имеет место для смеси жидкости с газовыми пузырями, а именно:

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_{\partial 2} \left( \frac{1-C_2}{K_0} + \frac{C_2}{K_2} + \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}}, \quad (3.41)$$

где

$$\rho_{\partial 2} = \mu_2 \cdot \rho_0, \quad \mu_2 = \frac{A_2}{B_2}, \quad (3.42)$$

$$A_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0} \left( 1 + \frac{C_2 k_2}{2} \right) + \frac{k_2}{2} (1 - C_2),$$

$$B_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0} (1 - C_2)^2 + (2 - C_2) (C_2 + \frac{k_2}{2}).$$

Сравним формулу (3.35) с выражениями, полученными другими авторами. Прежде всего, из выражения (3.35) в предельном случае при  $C_1 \rightarrow 0$  и

$C_2 \rightarrow 0$  получаем обычную формулу Жуковского для распространения возмущений в чистой жидкости в податливой трубе:

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \left( \frac{1}{K_0} + \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}} = \frac{1}{\sqrt{a_{\text{жс}}^2 + \frac{\rho_0}{F} \frac{\partial F}{\partial p}}}. \quad (3.43)$$

Формула А.М. Лурье [110] для скорости гидроудара в пульпе структурно совпадает с формулой (3.39) и отличается от нее лишь выражением для  $\rho_d$ , а именно: значение  $\rho_y$  из работы [110] для случая сферических частиц можно представить в виде (в наших обозначениях):

$$(\rho_y)_\Lambda = \mu_\Lambda \cdot \rho_0, \quad \mu_\Lambda = \frac{3C_1 \frac{\rho_1}{\rho_0} + 1 - C_1}{2C_1 \frac{\rho_1}{\rho_0} + 1}. \quad (3.44)$$

В книге Р.И. Нигматулина [115] представлено выражение для скорости распространения возмущений в неограниченной (без наличия податливых стенок) сжимаемой жидкости, несущей сжимаемые твердые частицы. Эта формула получена при несколько других предположениях о силах межфазного взаимодействия, и в наших обозначениях она имеет вид:

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\mu_H \rho_0 \left( \frac{1 - C_1}{K_0} + \frac{C_1}{K_1} \right)}}, \quad (3.45)$$

где  $K_0 = \rho_0 a_0^2$ ,  $K_1 = \rho_1 a_1^2$ ,  $a_0^2 = \frac{dp}{d\rho_0}$ ,  $a_1^2 = \frac{dp}{d\rho_1}$ ,

$$\mu_H = \frac{\rho_1}{(1 - C_1) \frac{\rho_1}{\rho_0} + C_1}. \quad (3.46)$$

В практике расчета длинных гидросистем широкое распространение получила формула для расчета скорости распространения волн гидравлического удара, полученная в работах [43, 111]. Эта формула в наших обозначениях может быть записана в виде

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \left( \frac{1 - C_1 - C_2}{K_0} + \frac{\rho_1 C_1}{\rho_0 K_1} + \frac{\rho_{см} C_2}{\rho_0 K_2} + \frac{(1 - C_1 - C_2) \rho_0 + C_1 \rho_1}{\rho_0} \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}}, \quad (3.47)$$

где  $K_2$  – модуль упругости газа в пузырьках (в работах [43, 111] модуль упругости газа определялся несколько иначе, чем по формулам (3.10) или (3.11), что, на наш взгляд, некорректно).

Из приведенного выше следует, что формулы для скорости распространения возмущений в смеси жидкости с дискретной фазой, полученные на основе использования динамических дифференциальных уравнений, имеют одинаковую принципиальную структуру и отличаются лишь величиной коэффициента  $\mu$ , значение которого зависит от степени учета инерционных свойств частиц, в то время как формула (3.47), полученная на основе только термодинамических рассуждений (без учета динамики), отличается по своей структуре как от формул А.М. Лурье, Р.И. Нигматулина, так и от формул (3.35), (3.39) и (3.41), полученных в данной работе.

Количественные различия в величинах скорости гидроудара в смесях, рассчитанной по различным формулам, приведены на рис. 3.1 – 3.4.

Расчеты выполнены для следующих геометрических и механических характеристик трубопровода глубоководной эрлифтной установки, производительностью 1 млн. тонн/год по «сухому сырью» с глубины 6000 м [1]:

– трубопровод стальной, диаметр  $D_{mp} = 600$  мм, толщина стенки  $\delta = 12$  мм, модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па,

$$\frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} = \frac{D_{mp}}{E \cdot \delta},$$

– модуль объемного сжатия воды  $K_0 = 2.0306 \cdot 10^9$  Па;

– для материала частиц принято:  $E_1 = 7.5 \cdot 10^{10}$  Па;  $\nu_1 = 0.17$ ;  $\frac{\rho_1}{\rho_0} = 1.4$ .

При этих данных скорость звука в безграничной жидкости равна  $a_{жс} = 1425$  м/с, скорость звука в чистой жидкости в трубопроводе –  $a = 1160$  м/с.

На рис. 3.1 представлены результаты расчета скорости гидроудара  $D_0$  для смеси жидкости со сферическими твердыми частицами без пузырей воздуха ( $C_2 = 0$ ): кривая 1 рассчитана по нашей формуле (3.39) (без учета зависимости коэффициента  $k_1$  от концентрации частиц, т.е. при  $k_1 = 1$ ); кривая 2 – по формуле

А.М. Лурье [110], кривая 3 – по формуле (3.47) (при  $C_2 = 0$  и  $\frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} = \frac{D_{mp}}{E \delta}$ ).

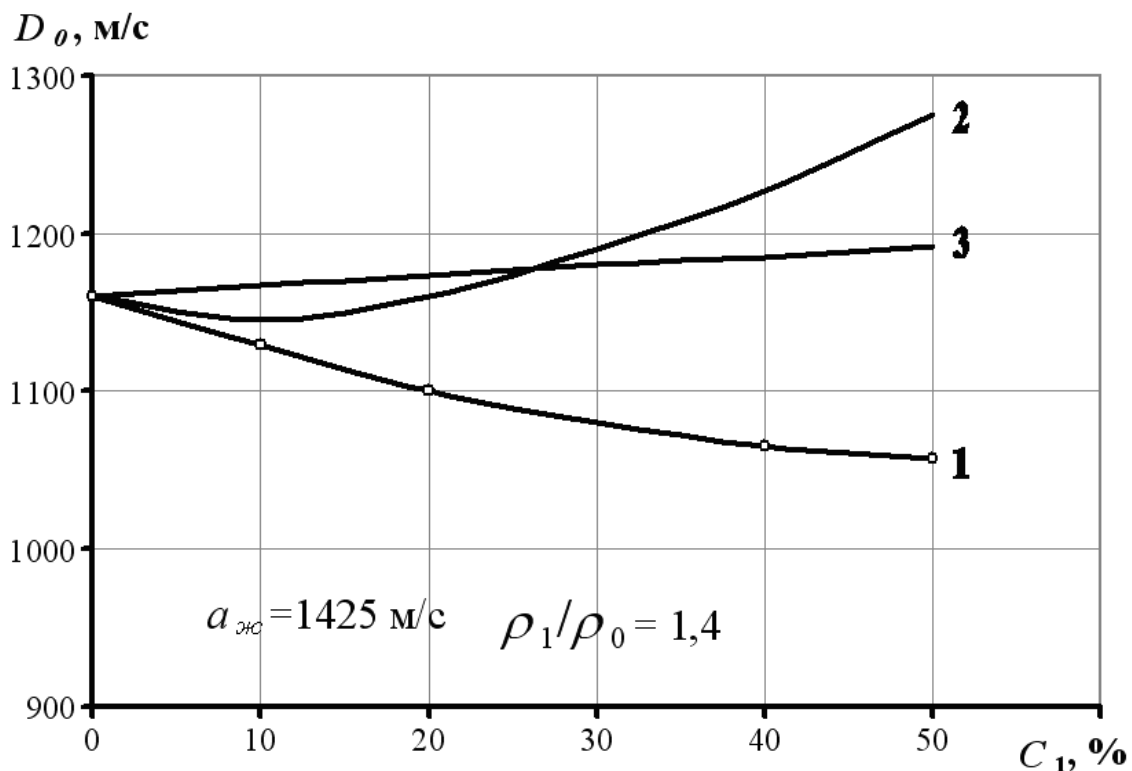


Рисунок 3.1 – Зависимости скорости звука от концентрации твердого по различным формулам

На рис. 3.2 приведены зависимости для «гомогенного» коэффициента  $\mu$  «динамической» плотности, рассчитанные по нашей формуле (3.40) и по формуле А.М. Лурье (3.44) – кривая 1 и 2 соответственно. Расчет показал, что учет зависимости коэффициента  $K_1$  от концентрации  $C_1$  фактически не влияет на величину коэффициента  $\mu$ .

Наряду с «гомогенным» коэффициентом «динамической» плотности  $\mu = \frac{\rho_\delta}{\rho_0}$  удобно ввести в рассмотрение также «гетерогенный» коэффициент «динамической» плотности, который равен

$$\chi = \frac{\rho_\delta}{\rho_{см}} = \mu \frac{\rho_0}{\rho_{см}} \quad (3.48)$$

и показывает насколько «динамическая» плотность  $\rho_\delta$  отличается от плотности смеси  $\rho_{см}$ .

В связи с этим интересно отметить, что значение «динамической» плотности  $\rho_\delta$ , рассчитанное по нашей формуле (3.40) (см. рис. 3.3, кривые 1), почти не отличается от плотности смеси  $\rho_{см}$  (во всем диапазоне концентраций  $0 \leq C_2 \leq 0.5$  значение коэффициента  $\chi$  находится в диапазоне  $0.97 \leq \chi \leq 1.033$  для  $\rho_1/\rho_0 = 1.4; 1.6$ ), тогда как согласно формуле А.М. Лурье [110] значение «динамической» плотности (рис. 3.3, кривые 2) очень сильно отличается от плотности смеси.

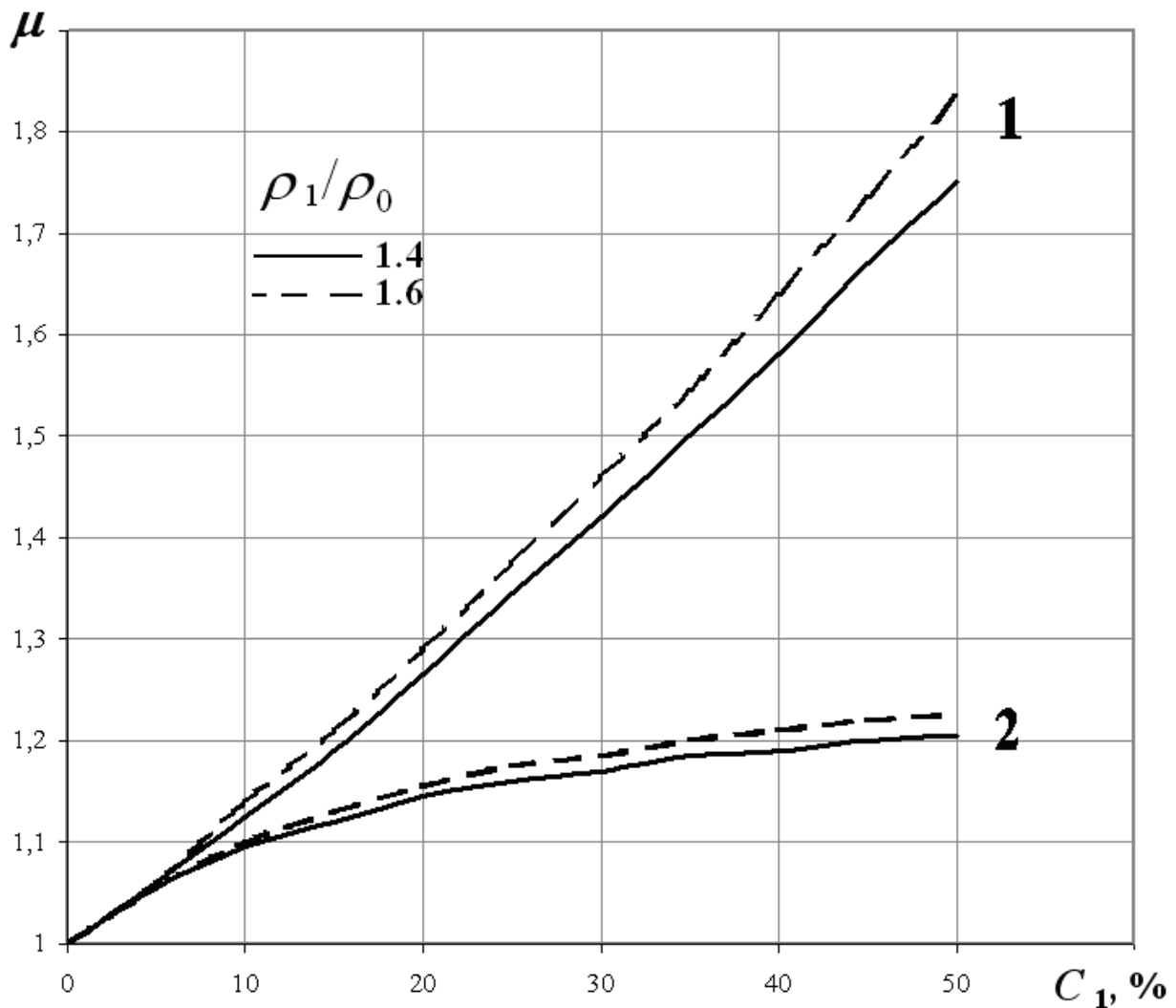


Рисунок 3.2 – Зависимости «гомогенного» коэффициента «динамической» плотности  $\mu$  от концентрации твердых частиц

Особенно неправдоподобным выглядит тот факт, что по формуле А.М. Лурье «динамическая» плотность гораздо меньше, чем плотность смеси  $\rho_{см}$ , и это тогда, как плотность частицы твердой фазы имеют большую плотность, чем плотность жидкости. На наш взгляд, подобный результат связан с тем, что формула А.М. Лурье [110] получена из недостаточно полных, а поэтому и не совсем корректных уравнений движения смеси.

Следует, однако, заметить, что и в соответствии с формулой (3.40) имеется некоторый диапазон концентрации твердой фазы, в котором  $\chi < 1$ , но это уменьшение составляет всего несколько процентов (при  $\rho_1/\rho_0 > 1$ ). Если же плотность твердой фазы равна плотности жидкости  $\rho_1 = \rho_0$ , то согласно (3.40)  $\rho_d = \rho_{см} = \rho_0$  и  $\chi \equiv 1$ .

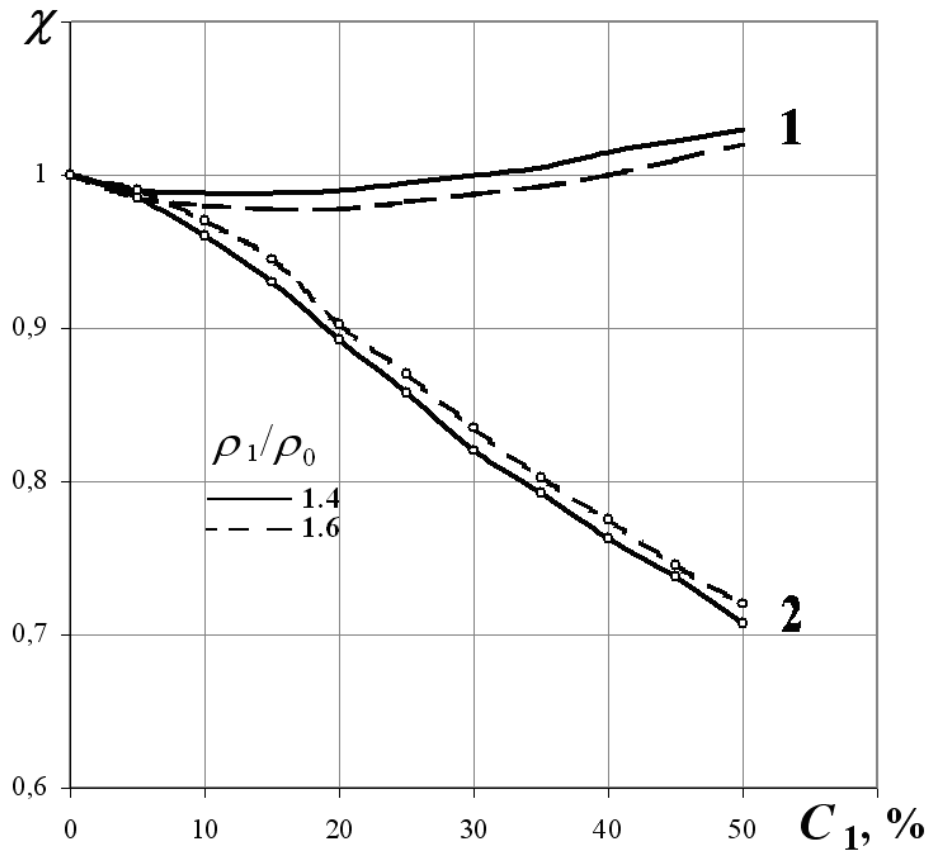


Рисунок 3.3 – Зависимости «гетерогенного» коэффициента «динамической» плотности  $\chi$  от концентрации твердых частиц

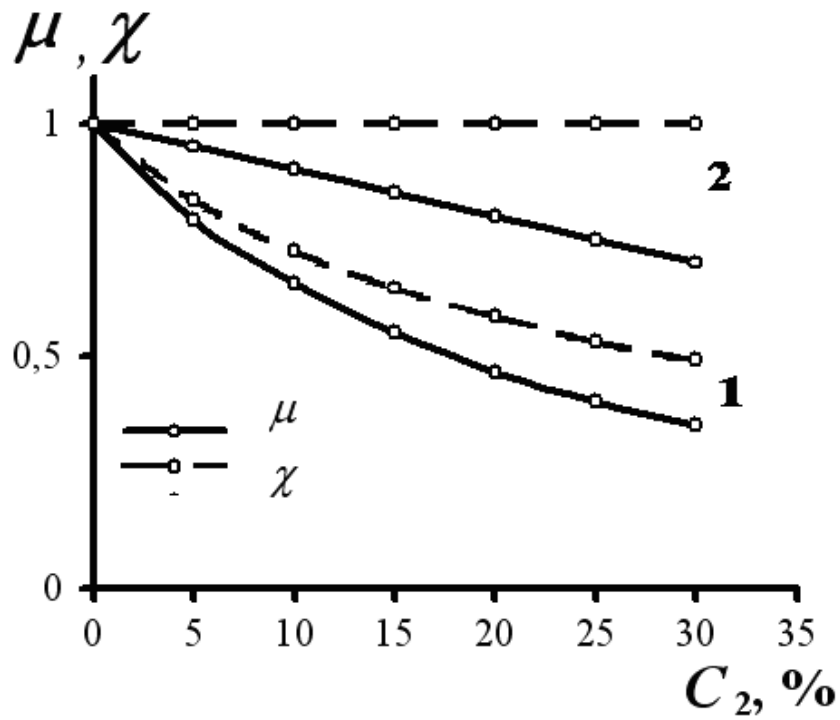


Рисунок 3.4 – Зависимости коэффициентов «динамической» плотности  $\mu$  и  $\chi$  от концентрации газовых пузырей в смеси

На рис. 3.4 представлены коэффициенты «динамической» плотности  $\mu$  и  $\chi$  для жидкости в смеси с газовыми пузырями. Кривые 1 рассчитаны по нашим формулам (3.41), (3.42) и (3.48); кривые 2 – по формулам А.М. Лурье [110], примененным для случая наличия в жидкости дискретной фазы в виде пузырей.

Как видно из графиков (рис. 3.4), коэффициенты  $\mu$  и  $\chi$ , рассчитанные по нашим данным, убывают с увеличением концентрации  $C_2$ , что находится в соответствии с тем фактом, что за счет своей незначительной плотности пузыри газа тормозятся гораздо быстрее, чем частицы жидкости такого же объема.

В то же время, согласно формуле А.М. Лурье [110], «динамическая» плотность смеси жидкости с газовыми пузырями  $\rho_\partial$  оказывается равной плотности смеси  $\rho_{см}$  ( $\chi \equiv 1$ ), что неправдоподобно, так как равенство  $\rho_\partial = \rho_{см}$  может выполняться лишь в том случае, когда  $\rho_2 = \rho_0$ .

Еще раз отметим, что формула (3.41), полученная из динамических уравнений, несколько отличается от известных ранее формул для скорости звука в смеси, полученных на основании термодинамических рассуждений, например, формулы Вуда [14] и формулы Пирсола [88], которые в наших обозначениях имеют вид:

$$D_{Вуд} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{см} \left( \frac{1-C_2}{K_0} + \frac{C_2}{K_2} \right)}}, \quad D_{Пирсол} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{см} \left( \frac{1}{K_0} + \frac{C_2}{p} + \frac{D_{mp}}{\delta E} \right)}},$$

причем, формула Вуда получена для безграничной жидкости, а формула Пирсола – для малых концентраций пузырей.

Проверка адекватности полученных формул (3.39) и (3.41) была осуществлена с использованием экспериментальных данных Н.А. Картвелишвили [43]. В таблице 3.1 приведены экспериментальные и расчетные результаты для одинаковых исходных данных. Из анализа приведенных результатов следует, что максимальное расхождение между экспериментальными и расчетными данными не превосходит 6...8% для однородной жидкости и 9...11% для пульпы.

С целью выявления основных закономерностей распространения возмущений в гетерогенных потоках, были выполнены систематические численные исследования в широком диапазоне изменения коэффициента объемного сжатия, концентрации, плотности и размеров твердого материала, а также упругих и геометрических характеристик трубопровода. Ниже выборочно приведены некоторые наиболее характерные результаты.



Таблица 3.1 Сравнение результатов расчета скоростей звука с экспериментальными данными Н.А. Картвелишвили

Внутренний диаметр трубопровода D, мм	Толщина стенки трубопровода δ, мм	Скорость распространения волны гидравлического удара в стальных трубопроводах, м/с											
		При транспортировании чистой воды					При транспортировании тонко- и мелкодисперсных частиц ( $0 < d_{cp} < 3$ мм)						
		Эксп.[43]		Расч. (3.41)		δ, %		Эксп.[43]		Расч. (3.39)		δ, %	
		Эксп.[43]		Расч. (3.39)		Эксп.[43]		Расч. (3.39)		δ, %		Эксп.[43]	
50	4	1370	1416.58	-3.4	1350	1244.97	7.78	-	-	-	-	-	
75	4	1352.5	1315.85	2.71	1320	1408.04	-6.67	-	-	-	-	-	
104	5	1307.5	1379.94	-5.54	1290	1388.56	-7.64	-	-	-	-	-	
123	5	1275	1341.43	-5.21	1265	1187.71	6.11	-	-	-	-	-	
153	6	1252.5	1209.16	3.46	1262.5	1357.95	-7.56	-	-	-	-	-	
178	8	1225	1276.82	-4.23	1235	1335.41	-8.13	-	-	-	-	-	
203	8	1205	1298.03	-7.72	1200	1118.16	6.82	-	-	-	-	-	
257	8	1190	1112.17	6.54	1190	1278.54	-7.44	1135	1230.68	1135	1230.68	-8.43	
309	8	1170	1256.81	-7.42	1105	1199.15	-8.52	1050	1160.36	1050	1160.36	-10.51	
335	8	1135	1216.83	-7.21	1060	993.11	6.31	1035	938.23	1035	938.23	9.35	
357	10	1110	1175.38	-5.89	1040	958.98	7.79	1010	1098.48	1010	1098.48	-8.76	
406	10	1135	1080.75	4.78	965	1041.04	-7.88	975	881.69	975	881.69	9.57	
458	10	1100	1183.16	-7.56	1037.5	949.73	8.46	950	1049.56	950	1049.56	-10.48	
509	10	1095	1174.06	-7.22	945	995.27	-5.32	895	978.68	895	978.68	-9.35	
606	12	1055	1032.00	2.18	885	947.66	-7.08	830	905.03	830	905.03	-9.04	
696	12	1030	1084.80	-5.32	820	759.16	7.42	770	704.94	770	704.94	8.45	
796	12	1000	945.60	5.44	765	799.73	-4.54	710	777.45	710	777.45	-9.5	
890	15	965	1039.40	-7.71	730	781.90	-7.11	660	593.01	660	593.01	10.15	

### 3.3 Исследование закономерностей распространения упругих волн давления в элементах глубоководных пневмогидротранспортных систем

Рассмотрим некоторые закономерности распространения упругих волн давления в элементах глубоководных эрлифтных гидроподъемов (ГЭГ). Следует отметить, что эрлифт представляет собой такую систему, в которой в подводящей трубе реализуется двухфазное течение (вода и твердые частицы), а в подъемной – трехфазное (вода, твердое и воздух), что позволяет рассматривать ГЭГ в качестве объекта приложения всех разрабатываемых в настоящей монографии средств моделирования динамики глубоководных гидроподъемов.

На рис. 3.5 показаны зависимости изменения скорости звука от истинной объемной концентрации твердого в пульпе (далее от объемной концентрации пульпы) для различных значений волнового числа трубопровода, плотности твердых частиц сферической формы диаметром 0.005 м. Из сравнения графиков, приведенных на этих рисунках следует, что характер кривых практически не зависит от плотности твердого материала.

Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать ряд выводов. Величина скорости звука в пульпе в общем случае зависит от параметров, как пульпы, так и трубопровода, конкурирующее взаимовлияние которых определяет три характерных области.

Первая область находится левее прямой 1 (рис. 3.5)  $D_0 = -2124.7C_1 + 1630$  и соответствует нисходящему характеру кривых с увеличением концентрации твердого за счет опережающего роста плотности пульпы по отношению к увеличению ее эффективного коэффициента объемного сжатия.

Вторая область расположена между первой линией и линией  $D_0 = -2101.8 \cdot C_1 + 1870$ , и соответствует при фиксированных значениях волнового числа трубопровода квазипостоянной скорости звука. В диапазоне изменения концентрации твердого между указанными линиями плотность пульпы изменяется пропорционально изменению эффективного коэффициента ее сжатия. В этой области величина скорости звука в пульпе однозначно определяется только значениями волнового числа трубопровода, что значительно сокращает объем вычислений при разработке инженерных методик, и в первом приближении может быть определена по формуле:

$$D_0 = -575T + 1415,$$

где  $T = \frac{K_0 \cdot D_{mp}}{E \cdot \delta}$  – волновое число трубопровода.

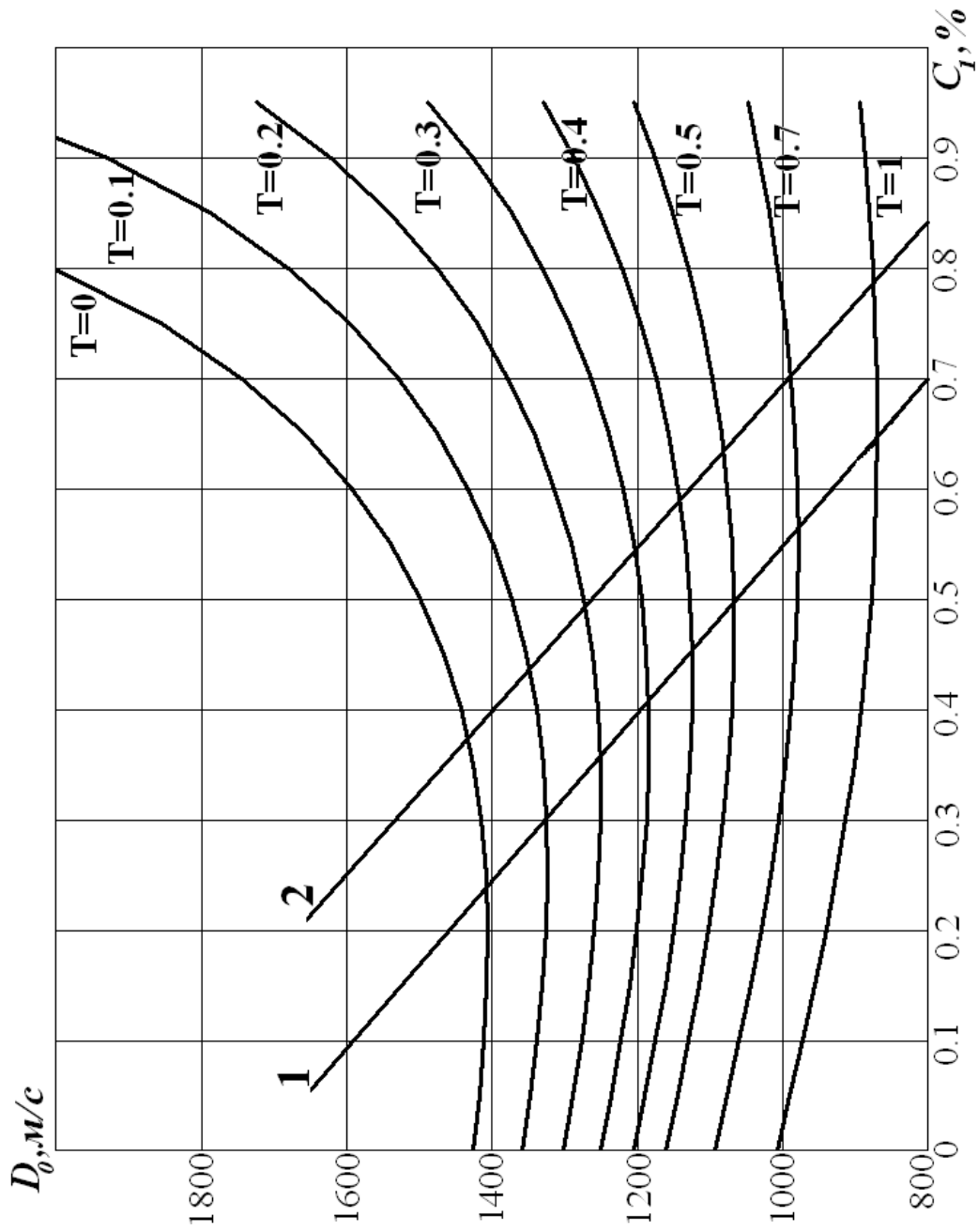


Рисунок 3.5 – Зависимости скорости распространения возмущений от концентрации твердого материала в пуле при различных параметрах трубопровода. ( $C_2=0$ ,  $\rho_f=1600$  кг/м<sup>3</sup>,  $K_f=4.5 \cdot 10^{10}$ )

Третья область находится правее линии 2 и соответствует восходящему характеру кривых с увеличением концентрации твердого за счет опережающего роста эффективного коэффициента объемного сжатия пульпы по отношению к увеличению ее плотности.

По рис. 3.6 можно сделать вывод, что уменьшение плотности твердого материала при прочих равных условиях приводит к увеличению скорости звука.

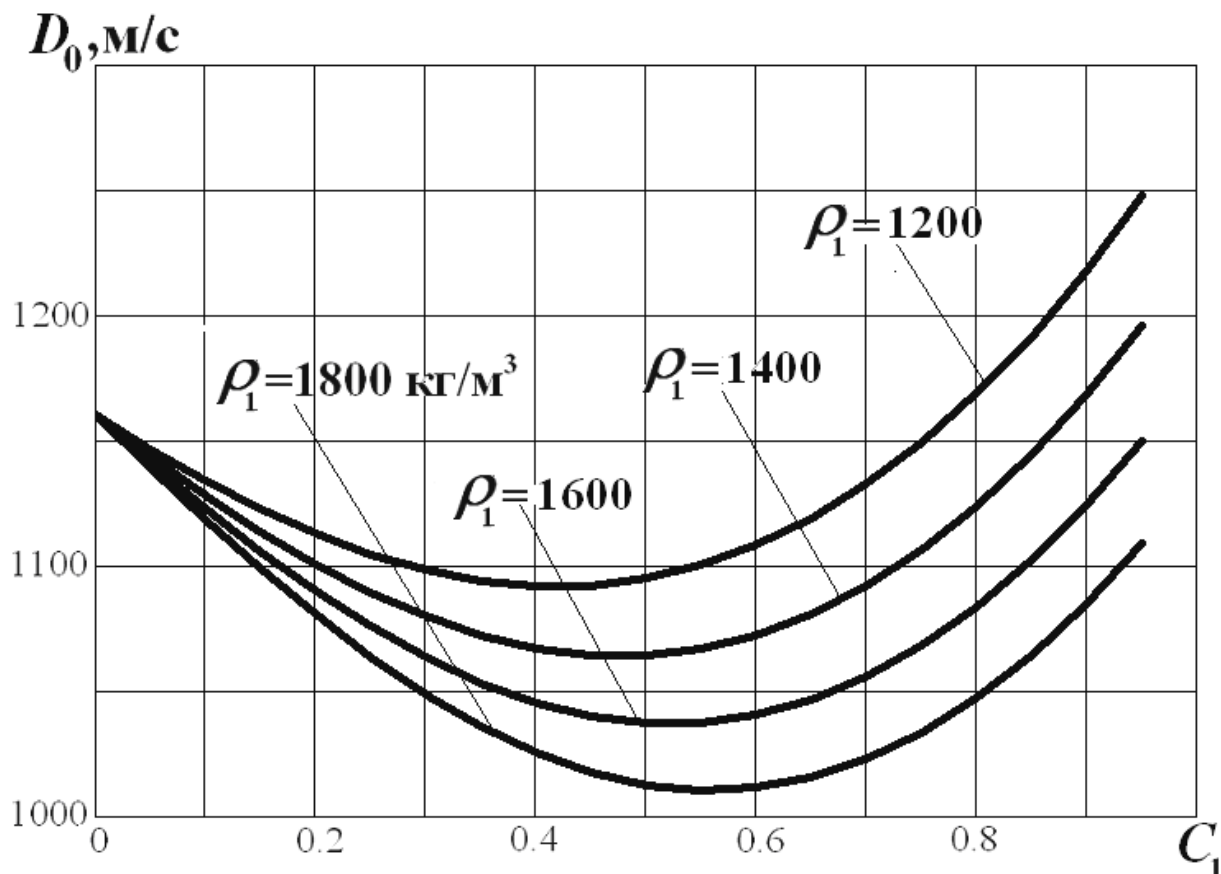


Рисунок 3.6 – Зависимости скорости звука в подводящей трубе от концентрации твердого материала при различных его плотностях ( $C_2=0$ ;  $T = 0.5077$ ;  $K_1 = 4.5 \cdot 10^{10}$ )

Полученные результаты заставляют коренным образом переосмыслить установившиеся стереотипы в плане утверждения, что присутствие твердой фазы в несущей жидкости приводит только к увеличению скорости звука в пульпе [53].

Для случая ГЭГ истинная концентрация пульпы, даже с учетом предварительного дробления твердого материала, не превышает 15–20% [88]. При этом максимальные значения волнового числа трубопровода из этой области соответствуют случаю гибкой связи между агрегатом сбора и бункером-дозатором.

На скорость звука влияет также коэффициент объемного сжатия твердых частиц  $K_1$  (рис 3.7): чем выше его значение, тем выше при прочих равных условиях скорость звука.

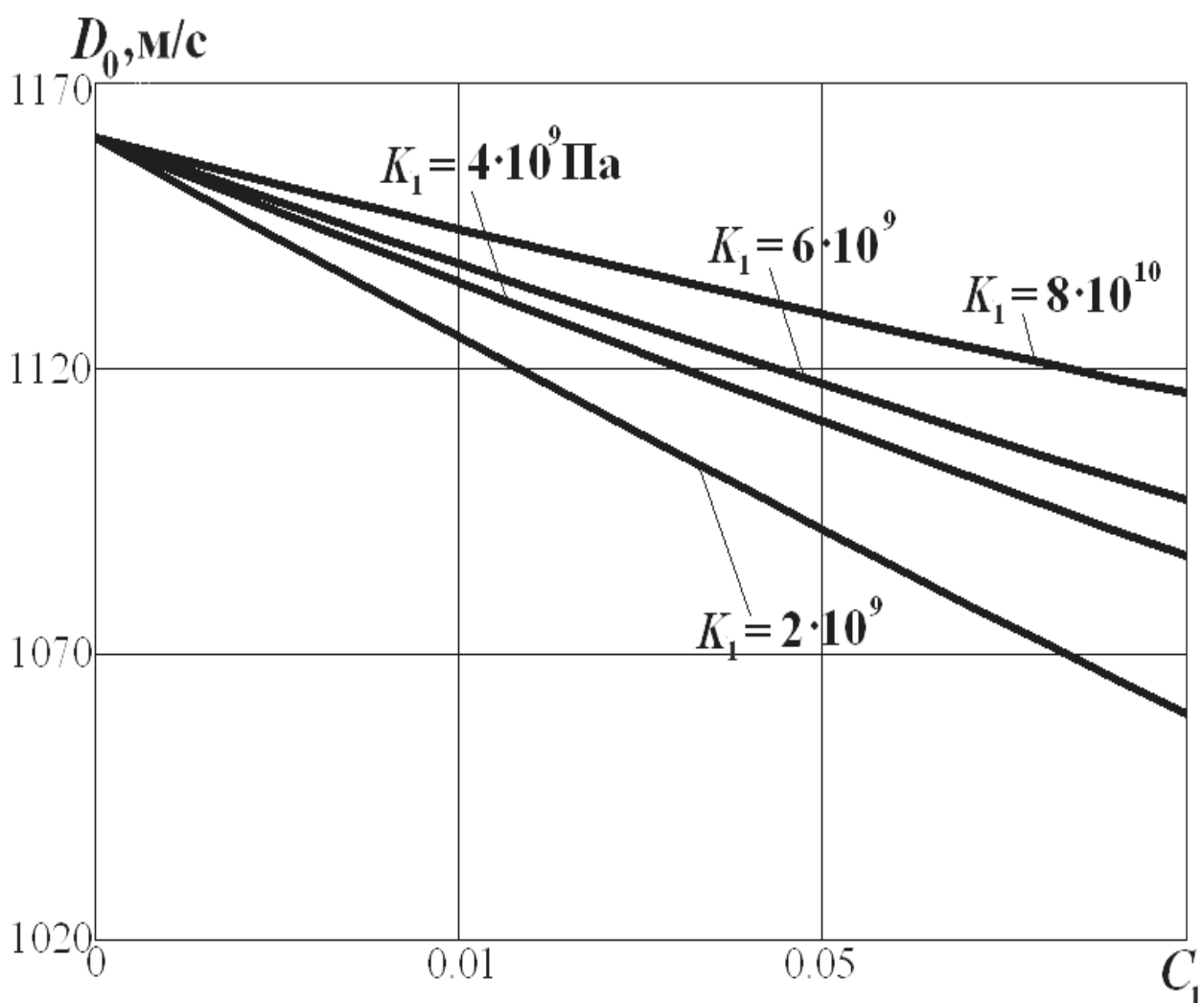


Рисунок 3.7 – Зависимости скорости звука в подводящей трубе от концентрации твердого материала для различных значений коэффициента объемного сжатия твердых частиц ( $C_2 = 0$ ;  $T = 0.5077$ ;  $\rho_1 = 1600 \text{ кг/м}^3$ )

При решении практических задач следует принимать во внимание, что в подводящей трубе ГЭГ может находиться газ в небольших концентрациях.

На рис. 3.8 приведены кривые распространения волн давления в трехфазной смеси при соответствующих подводящей трубе давлениях. Если термодинамический процесс в газовом пузыре близок к изотермическому, то  $K_2 = p$ , а если к адиабатическому, то  $K_2 = p \cdot \kappa$ , где  $\kappa$  – показатель адиабаты.

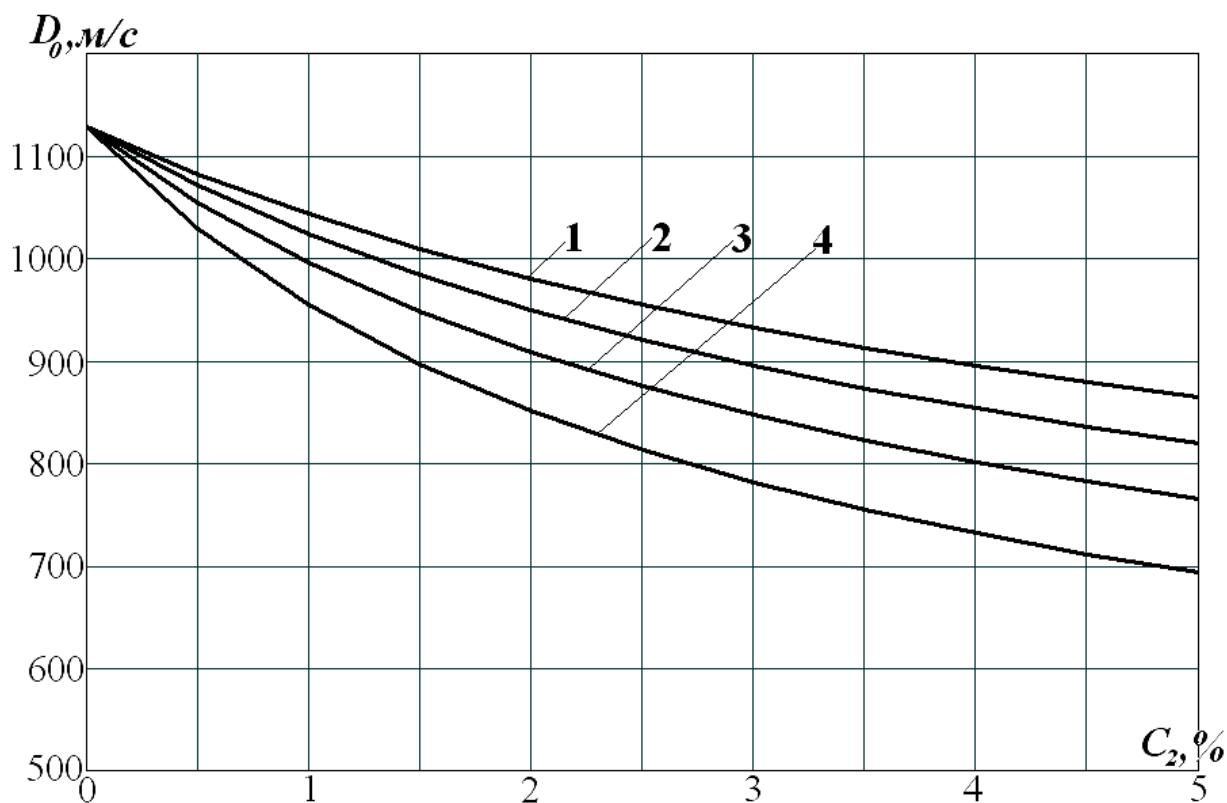


Рисунок 3.8 – Зависимости скорости звука в подводящей трубе от газосодержания в трехфазной смеси при различных давлениях и концентрации твердого материала 10% ( $T=0.5077$ ,  $\rho_1=1600$  кг/м<sup>3</sup>,  $K_1=4.5 \cdot 10^{10}$ )  
 1 –  $K_2=600 \cdot 10^5$ ; 2 –  $K_2=500 \cdot 10^5$ ; 3 –  $K_2=400 \cdot 10^5$ ; 4 –  $K_2=300 \cdot 10^5$

На рис. 3.9 показаны зависимости скорости звука в водовоздушной смеси от концентрации газа, рассчитанные по формуле (3.41) для широкого диапазона значений модуля объемного сжатия газовых пузырей  $K_2$ .

Из приведенных графиков следует, что наличие даже малой концентрации газовой фазы существенно понижает скорость звука в смеси. При этом с возрастанием давления возрастает и скорость звука.

На рисунке 3.10 приведены зависимости скорости звука в водовоздушной смеси для разных давлений, из которых следует, что геометрическое место минимумов всех кривых находится на одной вертикальной прямой, и соответствует значению  $C_2 = 0.37$ , независимо от давлений.

На следующих трех рисунках 3.11–3.13 приведены зависимости скорости распространения волн давления в подъемной трубе ГЭГ при изменении параметров твердого материала: плотности (рис. 3.11), коэффициентов объемного сжатия (рис. 3.12) и концентрации (рис. 3.13).

Проанализировав их, можно сделать следующий вывод: В трехфазной смеси определяющими параметрами являются газосодержание и давление. При этом параметры твердой фазы (плотность, коэффициент объемного сжатия и объемная концентрация) существенного влияния на скорость звука не оказывают.

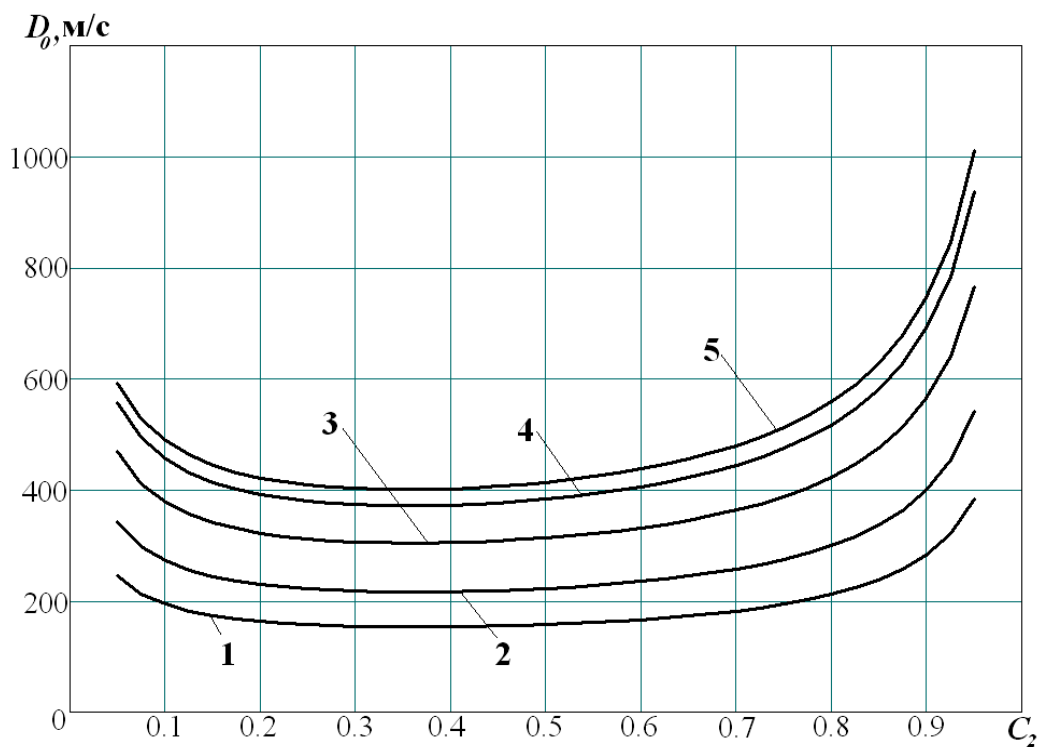


Рисунок 3.9 – Зависимости скорости звука в водовоздушной смеси от газосодержания при различных давлениях

$$(C_1=0, T=0.5077, \rho_1=2100 \text{ кг/м}^3, K_1=4.5 \cdot 10^{10})$$

1 –  $25 \cdot 10^5$  Па; 2 –  $50 \cdot 10^5$  Па; 3 –  $100 \cdot 10^5$  Па; 4 –  $150 \cdot 10^5$  Па; 5 –  $175 \cdot 10^5$  Па

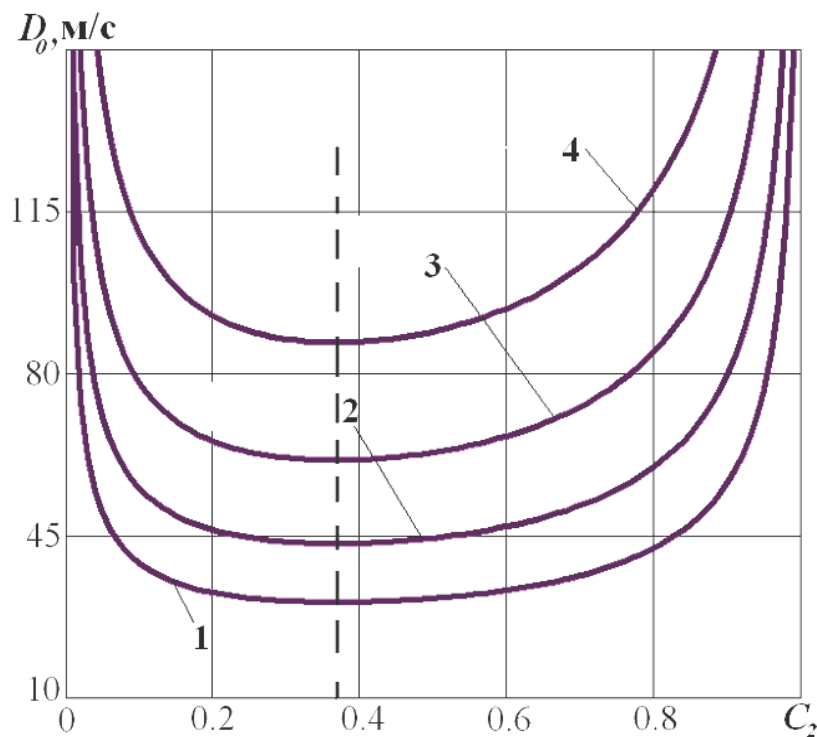


Рисунок 3.10 – Зависимости скорости звука в водовоздушной смеси от газосодержания при различных давлениях

$$(C_1 = 0, T = 0.5077, \rho_1 = 1600 \text{ кг/м}^3, K_1 = 4.5 \cdot 10^{10})$$

1 –  $1 \cdot 10^5$  Па; 2 –  $2 \cdot 10^5$  Па; 3 –  $4 \cdot 10^5$  Па; 4 –  $8 \cdot 10^5$  Па

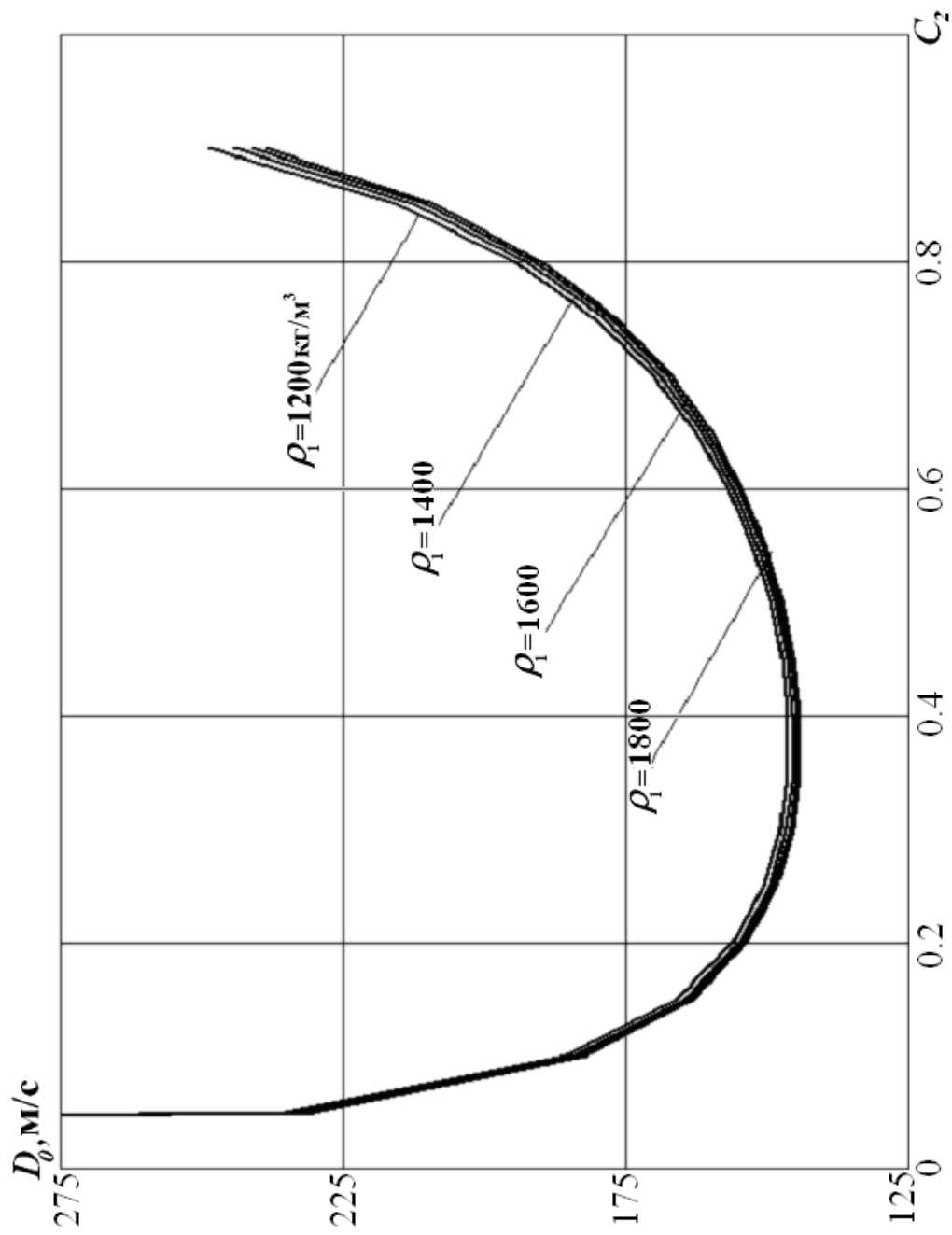


Рисунок 3.11 – Зависимости скорости звука в подъемной трубе от газосодержания при различных плотностях твердого материала  
 ( $C_1 = 10\%$ ,  $T = 0.5077$ ,  $K_1 = 4.5 \cdot 10^{10}$ )



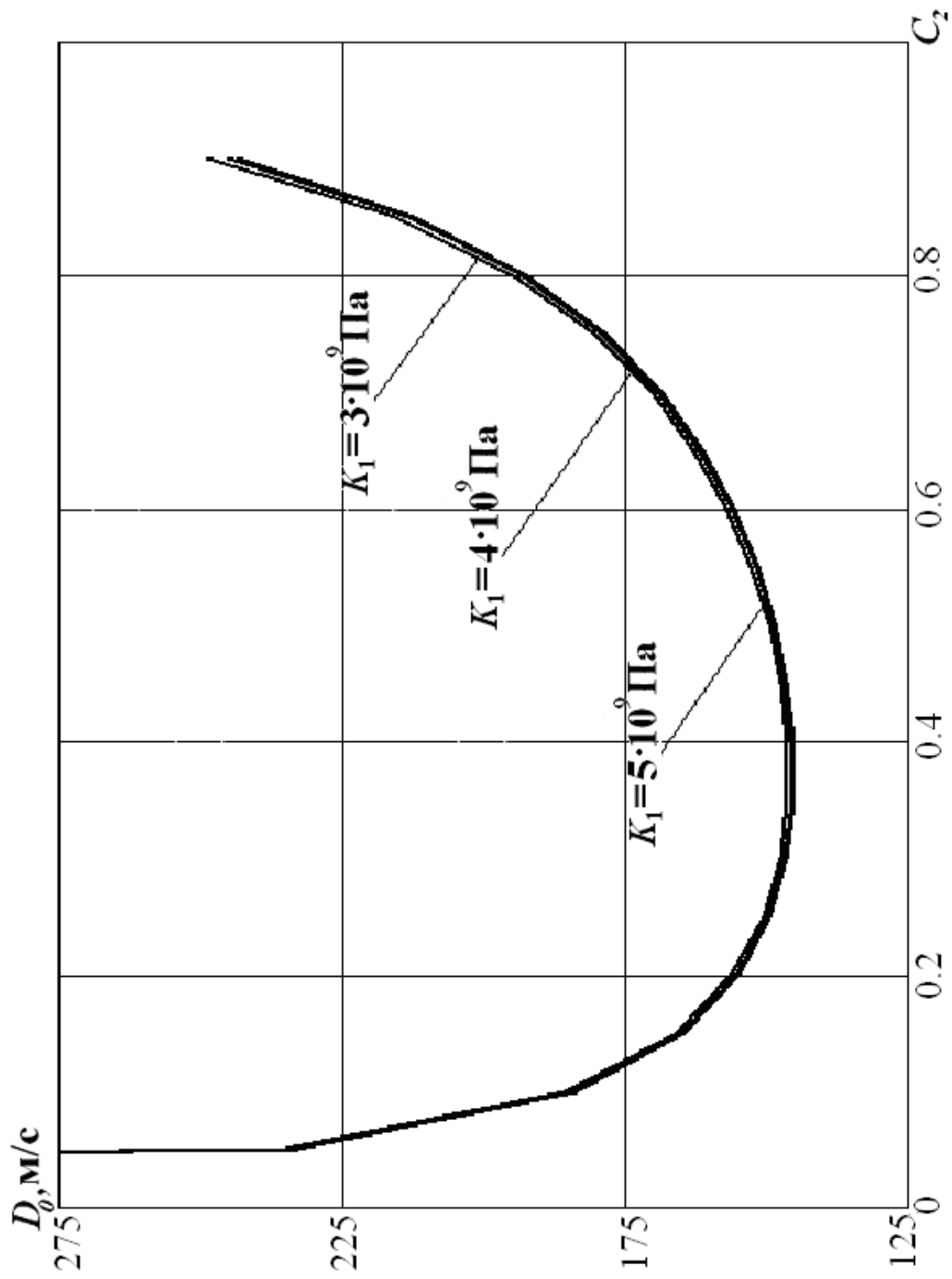


Рисунок 3.12 – Зависимости скорости звука в подъемной трубе от газосодержания при различных коэффициентах объемного сжатия твердых частиц  $K_1$  ( $C_1 = 10\%$ ,  $T = 0.5077$ ,  $\rho_1 = 1600 \text{ кг/м}^3$ )

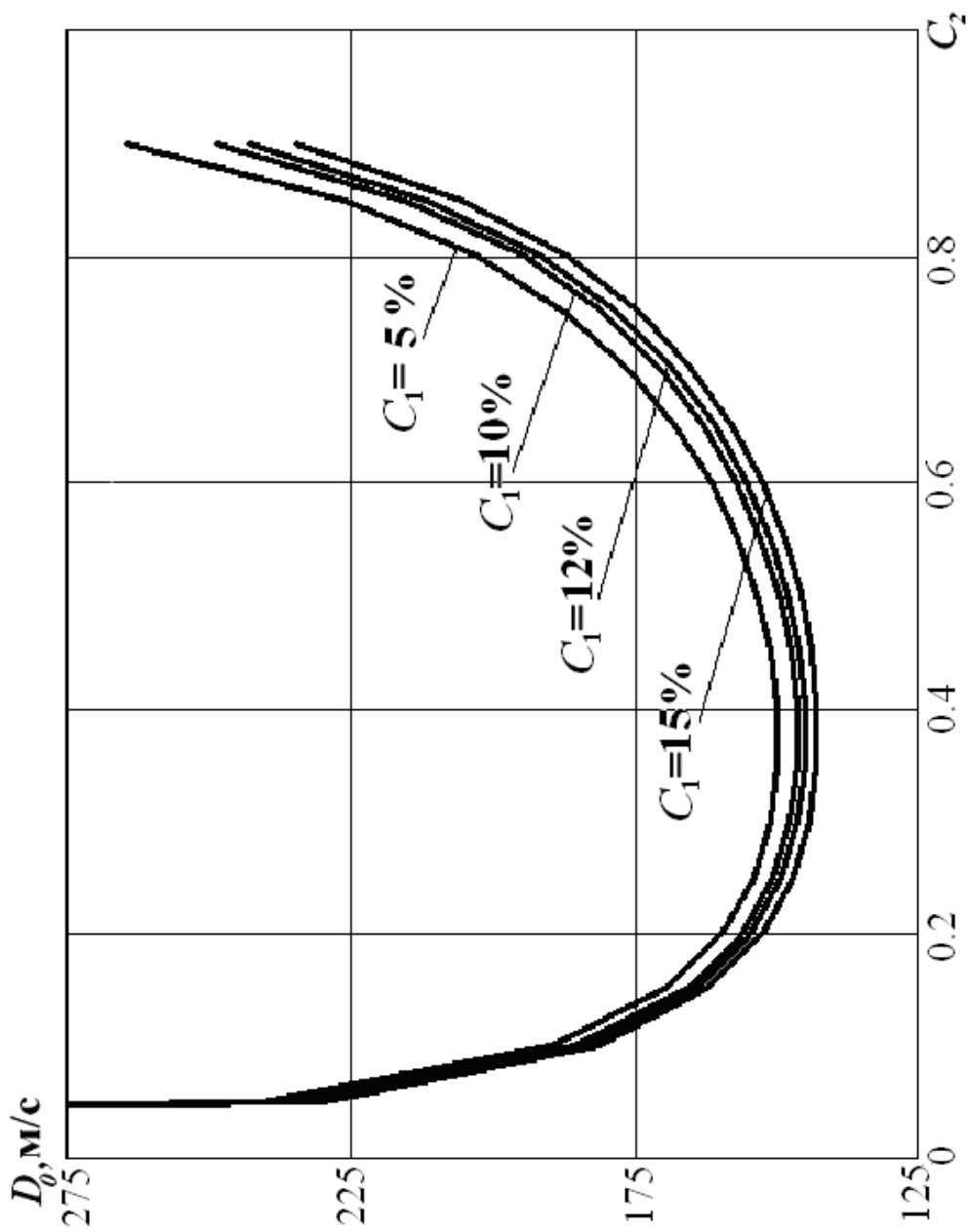


Рисунок 3.13 – Зависимости скорости звука в подъемной трубе от газосодержания при различных концентрациях твердого материала ( $T = 0.5077$ ,  $\rho_1 = 1600 \text{ кг/м}^3$ ,  $K_1 = 4.5 \cdot 10^{10}$ )

Обобщая закономерности, которые следуют из рис. 3.1–3.13 представляется возможным построить зависимости (рис. 3.14, 3.15) распространения скорости звука по всей длине трубопровода (подводящая и подъемная трубы). Как было сказано выше, на глубине предполагается наличие небольшой концентрации воздуха. Для текущих расчетов концентрация газа в низшей точке трубного става принята 1%. В расчетах глубина погружения смесителя принята 2000 м. По мере уменьшения глубины с 6000 по 2000 м (подводящая труба) скорость звука падает по квазилинейной зависимости (рис. 3.14), обусловленной в первую очередь расширением сжатого воздуха за счет снижения давления. Далее имеет место скачкообразное падение скорости звука в месте установки смесителя за счет увеличения доли сжатого воздуха в смеси. На участке смеситель – верхнее сечение трубопровода снижение скорости звука по мере расширения воздуха обусловлено как падением давления, так и ростом газосодержания при  $C_2 < 0.37$ , а при  $C_2 > 0.37$  – доминирующим является падение давления, несмотря на рост газосодержания.

В рассмотренном графике не учтена одна важная особенность – наличие в подъемной трубе ГЭГ одновременно нескольких структур течения смеси [53]. Полученные формулы не позволяют с высокой точностью рассчитывать скорости звука для кольцевой структуры течения трехфазной смеси, для которой более подходящим инструментом является гетерогенная модель расслоенного типа [164]. Поскольку участок соответствующий кольцевой структуре течения, не превышает 250...300 м, не имеет особого смысла рассчитывать на нем скорость звука с высокой точностью. По оценке специалистов при кольцевой структуре течения смеси скорость звука приблизительно равна скорости звука в воздухе при одинаковых давлениях [164].

На рис. 3.15 изображена зависимость скорости звука по длине трубопровода, с учетом различных структур течения смеси. Более длинной пунктирной линией обозначена граница между подводящей и подъемной трубами. Участок 1 соответствует подводящей трубе, 2 – подъемной.

Буквами а – г обозначены участки, соответствующие разным структурам течения смеси: а – пузырьковая, б – снарядная, в – кольцевая, г – дисперсная.

Приведенная на рис. 3.15 зависимость представляет важную научную и практическую ценность для разработки автоматизированной системы управления ГЭГ, так как позволяет оперативно получать время распространения возмущения (время отклика системы на управляющие воздействия) для любого участка трубопровода по следующей формуле

$$t = \int_0^x \frac{dx}{D_0(x)},$$

где  $x$  – координата на оси, направленной вдоль трубопровода.

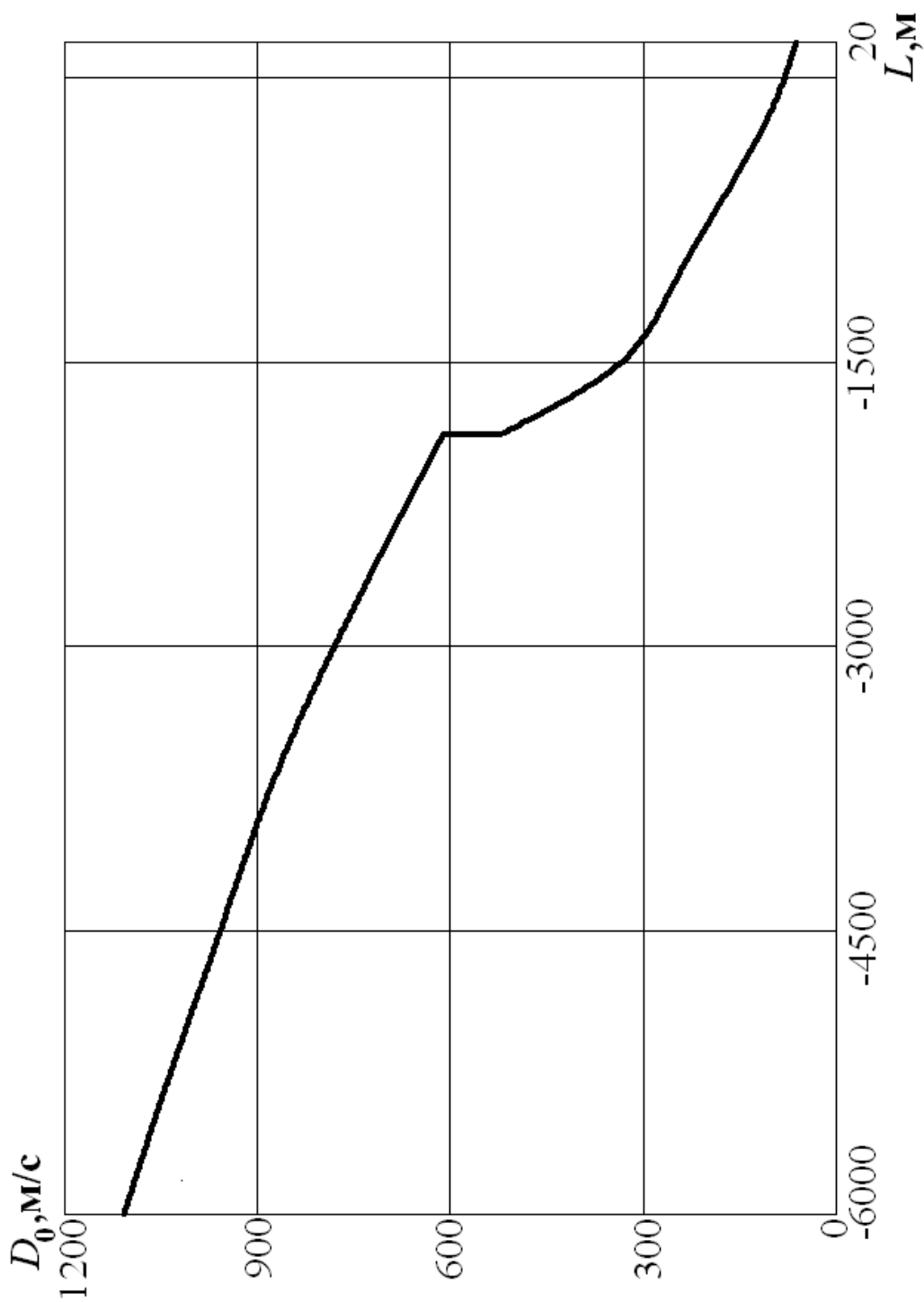


Рисунок 3.14 – Распространение возмущений по всей длине трубопровода без учета влияния структур течения трехфазной смеси в подъемной трубе ГЭГ

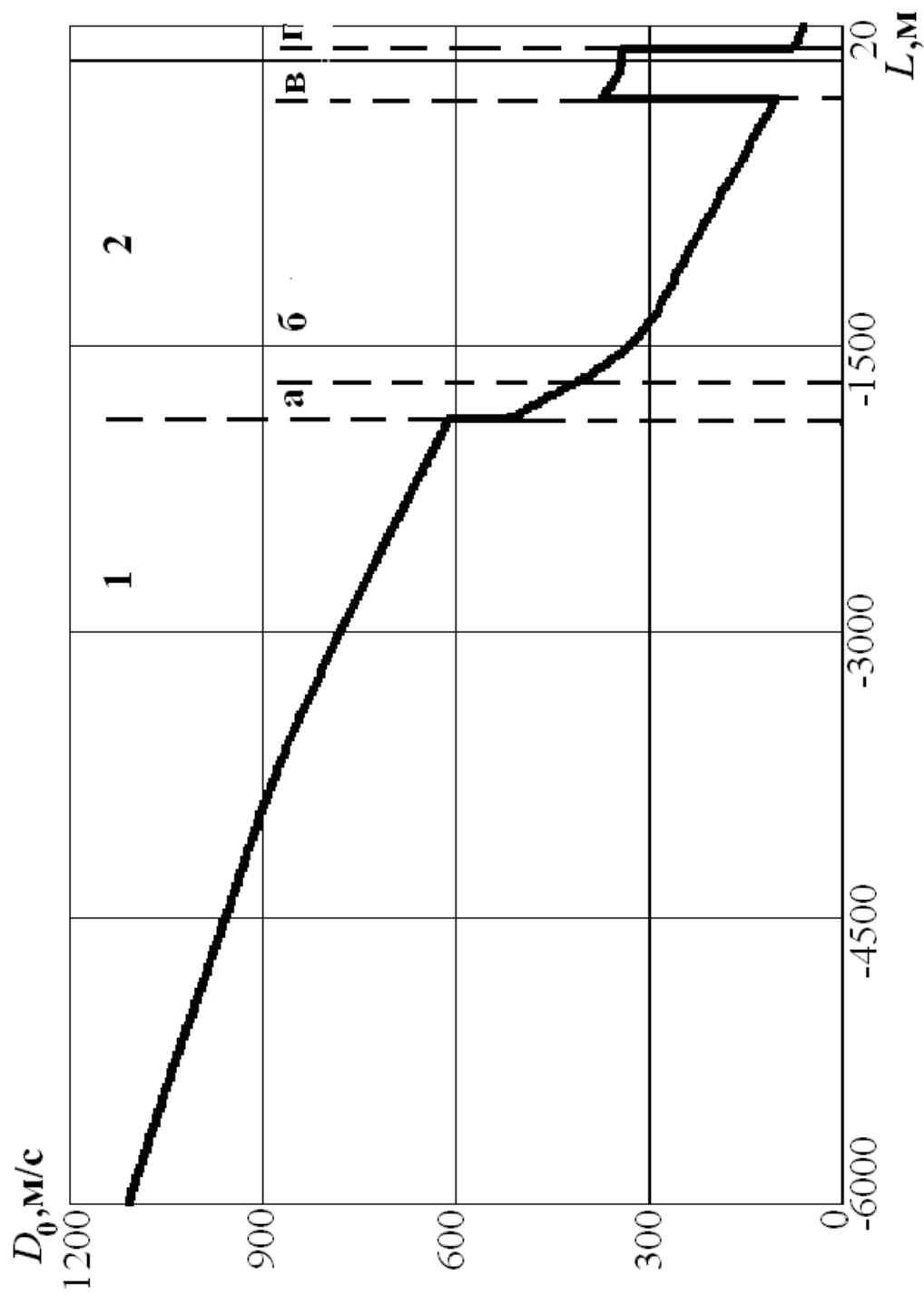


Рисунок 3.15 – Распространение возмущений по всей длине трубопровода с учетом различных структур течения трехфазной смеси в подъемной трубе ГЭГ

### 3.4 Характеристические соотношения для уравнений движения двухфазной смеси

Рассмотрим движение двухфазной смеси, которое реализуется, например, в подводной трубе эрлифта. Существуют различные подходы к расчету динамических характеристик многофазных потоков [14, 43, 111, 164, 168], опирающиеся на разной сложности математические модели движения смеси. В предыдущих подразделах разработана универсальная раздельная модель движения трехфазной смеси и получено обобщенное выражение для определения скорости распространения упругих волн в трехфазных средах, однако вопрос о способе численного интегрирования полученной системы уравнений остался открытым.

По убеждению авторов наиболее достоверные параметры нестационарных многофазных течений могут быть получены только на базе характеристических соотношений системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику многофазных потоков с наиболее полным учетом сил межфазного взаимодействия, полученной выше.

На первом этапе получим характеристические соотношения для системы дифференциальных уравнений, описывающей движение двухфазных смесей в рамках раздельной модели, для последующего обобщения на трехфазный поток, и, в конечном итоге, для разработки комплексного метода расчета динамики многофазных потоков.

Рассмотрим гидросмесь, содержащую одну дискретную фазу: твердые частицы. Движение будем рассматривать с континуальной точки зрения, считая, что твердые частицы движутся со своей скоростью. Предположим, что движение одномерное, пренебрегаем силами непосредственного трения частиц о стенки трубопровода, а также считаем, что собственная скорость частиц мала по сравнению со скоростью звука в смеси.

При сделанных допущениях математическая модель течения двухфазной гидросмеси может быть представлена следующей системой дифференциальных уравнений неразрывности (3.49), (3.50) и движения (3.51), (3.52), записанных соответственно для жидкой и твердой фаз [26]:

$$(1 - C_1) \frac{\partial p}{\partial t} - c_0 a_0^2 \frac{\partial C_1}{\partial t} + \rho_0 a_0^2 (1 - C_1) \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0, \quad (3.49)$$

$$C_1 \frac{\partial p}{\partial t} + \rho_1 a_1^2 \frac{\partial C_1}{\partial t} + \rho_1 a_1^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = 0, \quad (3.50)$$

$$\left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) \frac{\partial V_0}{\partial t} - \frac{C_1 k_1}{2} \frac{\partial V_1}{\partial t} + \frac{(1 - C_1)}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_0, \quad (3.51)$$

$$\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{\partial V_1}{\partial t} - \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{\partial V_0}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_1, \quad (3.52)$$

Заметим, что производная от концентрации  $C_1$  входит только в уравнения неразрывности. Поэтому, выразив производную  $\frac{\partial C_1}{\partial t}$  из уравнения (3.50) и подставив ее в уравнение (3.49), получим общее уравнение неразрывности вида

$$\rho_0 a_0^2 (1 - C_1) \frac{\partial V_0}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} + \left[ (1 - C_1) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} \right] \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \quad (3.53)$$

При этом общая система уравнений (3.49)–(3.52) разбивается на две подсистемы: первая подсистема, которая состоит из уравнений (3.51)–(3.53) и содержит производные только от величин  $V_0$ ,  $V_1$  и  $p$ , но не содержит производных от концентрации  $C_1$ , и вторая подсистема, состоящая из уравнения (3.50), которое содержит производные по времени от  $C_1$  и связано с первой подсистемой через производные от величин  $p$  и  $V_1$ . В свою очередь, первая подсистема связана со второй подсистемой только через значение концентрации  $C_1$  (но не ее производной), которая входит как в коэффициенты первой подсистемы, так и в правые части выражений для  $\varphi_0$ ,  $\varphi_1$ .

Из первой подсистемы (3.51)–(3.53), определяются скорости распространения возмущений в смеси и характеристические соотношения на фронтах возмущений. А уравнение (3.50) представляет собой по сути дела обыкновенное дифференциальное уравнение для определения изменения концентраций  $C_1$  с течением времени в каждом фиксированном сечении  $x$  трубопровода после того, как на каждом временном слое времени  $t$  уже определены значения  $V_0$ ,  $V_1$  и  $p$  как функции координаты  $x$ .

Перейдем к исследованию характеристик для подсистемы (3.51)–(3.53).

Пользуясь процедурой определения характеристик на фазовой плоскости  $(x, t)$  введем характеристическую кривую  $x = x(t)$  (фронт распространения возмущений) и запишем производные вдоль этой кривой в виде

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} D, \\ \frac{dV_0}{dt} &= \frac{\partial V_0}{\partial t} + \frac{\partial V_0}{\partial x} D, \\ \frac{dV_1}{dt} &= \frac{\partial V_1}{\partial t} + \frac{\partial V_1}{\partial x} D, \end{aligned} \quad (3.54)$$

где  $D = x'(t)$  – скорость распространения фронта возмущений.

Исключим из системы (3.51)–(3.53) частные производные от неизвестных функций по времени при помощи соотношений (3.54). В результате получим следующую систему уравнений для производных  $\frac{\partial V_0}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_1}{\partial x}$  и  $\frac{\partial p}{\partial x}$ :

$$\rho_0 a_0^2 (1 - C_1) \frac{\partial V_0}{\partial x} + \rho_0 a_0^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} - \left[ (1 - C_1) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} \right] D \frac{\partial p}{\partial x} = B_1, \quad (3.55)$$

$$-\left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) D \frac{\partial V_0}{\partial x} + \frac{C_1 k_1}{2} D \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{(1 - C_1)}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = B_2, \quad (3.56)$$

$$\left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D \frac{\partial V_0}{\partial x} - \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = B_3, \quad (3.57)$$

где обозначено

$$B_1 = - \left[ (1 - C_1) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} \right] \frac{dp}{dt},$$

$$B_2 = \varphi_0 - \left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} + \frac{C_1 k_1}{2} \frac{dV_1}{dt},$$

$$B_3 = \varphi_1 + \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} - \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_1}{dt},$$

Условием того, что кривая  $x = x(t)$  есть характеристикой является равенство нулю характеристического определителя, составленного из коэффициентов системы (3.55)–(3.57) при производных  $\frac{\partial V_0}{\partial x}$ ,  $\frac{\partial V_1}{\partial x}$  и  $\frac{\partial p}{\partial x}$ . Этот определитель имеет два нулевых корня

$$D_3 = 0 \quad (3.58)$$

и два корня

$$D_{1,2} = \pm D_0; \quad (3.59)$$



$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\rho_y \left( \frac{(1-C_1)}{K_0} + \frac{C_1}{K_1} + \frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial p} \right)}}, \quad (3.60)$$

где

$$\rho_y = \mu \cdot \rho_0, \quad \mu = \frac{A}{B},$$

$$A = \frac{\rho_1}{\rho_0} \left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} \right) + \frac{k_1}{2} (1 - C_1),$$

$$B = \frac{\rho_1}{\rho_0} (1 - C_1)^2 + (2 - C_1) C_1 + \frac{k_1}{2}.$$

Выражения (3.58) означают, что в принятом приближении (т.е. при условии пренебрежения конвективными членами в исходных дифференциальных уравнениях) характеристиками (двойной кратности) на плоскости  $(x, t)$  являются все прямые  $x = \text{const}$  [115].

Два ненулевых корня (3.59) соответствуют акустическим характеристикам, которые представляют собой фронты распространения возмущений вверх и вниз по потоку соответственно со скоростями

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_1 = D_1 = D_0, \quad (3.61)$$

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_2 = D_2 = -D_0. \quad (3.62)$$

Как известно из общей теории характеристик, на каждой характеристической кривой должна выполняться определенная взаимосвязь между гидродинамическими параметрами среды – характеристическое соотношение.

Найдем сначала характеристическое соотношение на акустических характеристиках. Это соотношение определяется приравнением к нулю определителя, который получается из характеристического определителя системы (3.55)–(3.57) путем замены любого его столбца столбцом правых частей  $B_1, B_2, B_3$ :

$$\begin{vmatrix} \rho_0 a_0^2 (1 - C_1) & \rho_0 a_0^2 C_1 & B_1 \\ -\left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) D & \frac{C_1 k_1}{2} D & B_2 \\ \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D & -\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D & B_3 \end{vmatrix} = 0$$

Раскроем полученный определитель:

$$\begin{aligned} & \rho_0 a_0^2 (1 - C_1) \left[ \left( \varphi_1 + \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} - \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) \frac{dV_1}{dt} \right) \frac{C_1 k_1}{2} D + \right. \\ & \left. + \left( \varphi_0 - \left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) \frac{dV_0}{dt} + \frac{C_1 k_1}{2} \frac{dV_1}{dt} \right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D \right] + \\ & + \rho_0 a_0^2 C_1 \left[ B_3 \left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) D + B_2 \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D \right] - \left[ (1 - C_1) + \frac{\rho_0 a_0^2 C_1}{\rho_1 a_1^2} \right] \frac{dp}{dt} \times \\ & \times \left[ \left(1 + \frac{C_1 k_1}{2}\right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D^2 - \frac{C_1 k_1}{2} \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D^2 \right] = 0. \end{aligned}$$

После соответствующих преобразований соотношение на акустических характеристиках можно представить в следующем виде:  
первое семейство

$$dp + \mu \rho_0 D_0 \left[ (1 - C_1) dV_0 + C_1 dV_1 \right] - \frac{\mu \rho_0 D_0}{A} \psi dt = 0, \quad (3.63)$$

второе семейство

$$-dp + \mu \rho_0 D_0 \left[ (1 - C_1) dV_0 + C_1 dV_1 \right] - \frac{\mu \rho_0 D_0}{A} \psi dt = 0. \quad (3.64)$$

В выражениях (3.63), (3.64) скорость  $D_0$  определяется формулой (3.60), а функция  $\psi$  имеет следующее выражение:

$$\psi = \phi_{жс} g \sin \alpha - \frac{\lambda \rho_{см} |V_{см}| V_{см}}{2 D_{mp} \rho_0} \phi_{mp} + \frac{3 C_{xm}}{8 R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) \phi_1, \quad (3.65)$$

где

$$\phi_{жс} = -(1 - C_1)\phi_{mp} - C_1 \frac{\rho_1}{\rho_0} \left(1 + \frac{k_1}{2}\right),$$

$$\phi_{mp} = (1 - C_1) \frac{\rho_1}{\rho_0} + C_1 + \frac{k_1}{2},$$

$$\phi_1 = C_1(1 - C_1) \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_0}\right).$$

Подчеркнем, что характеристические соотношения на акустических характеристиках представляют собой связь между полными дифференциалами функций  $p$ ,  $V_0$  и  $V_1$  вдоль этих характеристик, но они не содержат дифференциалов концентрации  $C_1$ .

Перейдем к определению характеристического соотношения на семействе  $D = 0$ . Это соотношение проще всего получить из системы уравнений (3.56)–(3.57), положив в ней  $D = 0$ . Тогда получим такие равенства

$$\left(\frac{1 - C_1}{\rho_0}\right) \frac{\partial p}{\partial x} = B_2, \quad \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = B_3, \quad (3.66)$$

которые выполняются при каждом  $x = \text{const}$ . Исключив из (3.66) производную  $\frac{\partial p}{\partial x}$ , получим следующее характеристическое условие

$$(1 - C_1)B_3 = B_2, \quad (3.67)$$

выполняющееся на линиях  $x = \text{const}$ .

В развернутом виде уравнение (3.67) имеет вид

$$\left[ (1 - C_1) \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) + 1 + \frac{C_1 k_1}{2} \right] dV_0 - \left[ (1 - C_1) \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) + \frac{C_1 k_1}{2} \right] dV_1 - \Omega_1 dt = 0, \quad (3.68)$$

где обозначено

$$\Omega_1 = (1 - C_1) \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} - 1\right) g \sin \alpha - \frac{\lambda \rho_{см} |V_{см}| V_{см}}{2 D_{mp} \rho_0} - \frac{3 C_{xm}}{8 R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1). \quad (3.69)$$

Характеристическое условие (3.68) выполняется вдоль линий  $x = \text{const}$ , так что содержащиеся в них дифференциалы  $dV_0$  и  $dV_1$  означают приращения соответствующих функций по времени в каждом фиксированном сечении трубопровода.

Отметим, что характеристическое соотношение (3.69) не содержат дифференциалов от концентрации  $C_1$ .

Таким образом, в общем случае смеси жидкости с твердой дискретной фазой имеется три семейства характеристик, вдоль каждого из которых выполняется некоторая связь между полными дифференциалами искомых функций  $dp$ ,  $dV_0$  и  $dV_1$ .

Дифференциал концентрации  $dC_1$  в эти характеристические соотношения не входит. Значение концентрации  $C_1$  подлежит определению из решения дифференциального уравнения (3.50) которое по отношению к  $\frac{\partial C_1}{\partial t}$  является по

сути дела обыкновенным дифференциальным уравнением, что позволяет осуществить его численное интегрирование с помощью конечно-разностных схем. Следует отметить, что в реальных глубоководных гидроподъемах (подводящая труба эрлифта или насосный вариант) всегда содержится газовая фаза, влиянием которой на величину скорости звука в смеси пренебрегать нельзя [25].

### 3.5 Характеристические соотношения для уравнений движения трехфазной смеси

Вернемся к полученным в подразделе 3.2 уравнениям характеристик (3.34), (3.35) для системы уравнений движения трехфазной смеси.

Найдем сначала характеристическое соотношение на акустических характеристиках. Это соотношение определяется приравнением к нулю характеристического определителя системы (3.29)–(3.32) при замене любого его столбца столбцом правых частей  $B_1, B_2, B_3, B_4$ :

$$\begin{vmatrix} \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) & \rho_0 a_0^2 C_1 & \rho_0 a_0^2 C_2 & B_1 \\ -\left(1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2}\right) D & \frac{C_1 k_1}{2} D & \frac{C_2 k_2}{2} D & B_2 \\ \left(1 + \frac{k_1}{2}\right) D & -\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right) D & 0 & B_3 \\ \left(1 + \frac{k_2}{2}\right) D & 0 & -\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) D & B_4 \end{vmatrix} = 0$$

Раскроем полученный определитель:

$$\begin{aligned}
& \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \left| \begin{array}{ccc} \frac{C_1 k_1}{2} D & \frac{C_2 k_2}{2} D & B_2 \\ \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) D & 0 & B_3 \\ 0 & - \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) D & B_4 \end{array} \right| - \\
& - \rho_0 a_0^2 C_1 \left| \begin{array}{ccc} - \left( 1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2} \right) D & \frac{C_2 k_2}{2} D & B_2 \\ \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) D & 0 & B_3 \\ \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) D & - \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) D & B_4 \end{array} \right| + \\
& + \rho_0 a_0^2 C_2 \left| \begin{array}{ccc} - \left( 1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2} \right) D & \frac{C_1 k_1}{2} D & B_2 \\ \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) D & - \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) D & B_3 \\ \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) D & 0 & B_4 \end{array} \right| - \\
& - B_1 \left| \begin{array}{ccc} - \left( 1 + \frac{C_1 k_1 + C_2 k_2}{2} \right) D & \frac{C_1 k_1}{2} D & \frac{C_2 k_2}{2} D \\ \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) D & - \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) D & 0 \\ \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) D & 0 & - \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) D \end{array} \right| = 0.
\end{aligned}$$

После соответствующих преобразований соотношение на акустических характеристиках можно представить в следующем виде:

$$dp + \mu\rho_0 D_0 \left[ (1 - C_1 - C_2) dV_0 + C_1 dV_1 + C_2 dV_2 \right] - \frac{\mu\rho_0 D_0}{A} \psi dt = 0. \quad (3.70)$$

$$-dp + \mu\rho_0 D_0 \left[ (1 - C_2 - C_1) dV_0 + C_2 dV_2 + C_1 dV_1 \right] - \frac{\mu\rho_0 D_0}{A} \psi dt = 0. \quad (3.71)$$

В выражениях (3.70), (3.71) скорость  $D_0$  определяется формулой (3.35),  $V$  и  $\mu$  – формулой (3.36), а функция  $\psi$  имеет следующее выражение:

$$\begin{aligned} \psi = \phi_{жс} g \sin \alpha - \frac{\lambda \rho_{см} |V_{см}| V_{см}}{2 D_{mp} \rho_0} \phi_{mp} + \frac{3 C_{xm}}{8 R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) \phi_1 + \\ + \frac{3 C_{xg}}{8 R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2) \phi_2, \end{aligned} \quad (3.72)$$

где

$$\begin{aligned} \phi_{жс} = -(1 - C_1 - C_2) \phi_{mp} + \frac{C_1 C_2}{2} (k_2 - k_1) \left[ \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) \frac{\rho_1}{\rho_0} - \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) \frac{\rho_2}{\rho_0} \right] - \\ - (1 - C_1 - C_2) \left[ \frac{C_1 k_1}{2} \frac{\rho_1}{\rho_0} \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) + \frac{C_2 k_2}{2} \frac{\rho_2}{\rho_0} \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \right] - \\ - \left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right) \left[ C_1 \frac{\rho_1}{\rho_0} \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) + C_2 \frac{\rho_2}{\rho_0} \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \right], \\ \phi_{mp} = C_2 \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) + C_1 \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) + \\ + (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right), \\ \phi_1 = \frac{C_1 C_2}{2} \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) (k_1 - k_2) - C_1 C_2 \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +C_1\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right)\left[\left(1 + \frac{k_1}{2}\right)(1 - C_1) + \frac{C_2}{2}(k_2 - k_1)\right] - \\
& -C_1(1 - C_1 - C_2)\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right)\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right), \\
\phi_2 = & \frac{C_1 C_2}{2}\left(1 + \frac{k_1}{2}\right)(k_2 - k_1) - C_1 C_2\left(1 + \frac{k_1}{2}\right)\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right) + \\
& +C_2\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right)\left[\left(1 + \frac{k_2}{2}\right)(1 - C_2) + \frac{C_1}{2}(k_1 - k_2)\right] - \\
& -C_2(1 - C_1 - C_2)\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right)\left(\frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2}\right).
\end{aligned}$$

Отметим, что структура всех полученных формул такова, что индексы «1» (твердые частицы) и индексы «2» (газообразные частицы) входят в эти выражения симметрично и от перестановки индексов «1» и «2» формулы не изменяются.

Подчеркнем, что характеристические соотношения на акустических характеристиках представляют собой связь между полными дифференциалами функций  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$  и  $V_2$  вдоль этих характеристик, но они не содержат дифференциалов концентраций  $C_1$  и  $C_2$ .

Перейдем к определению характеристических соотношений на семействе  $D = 0$ . Поскольку это семейство двукратное, то на нем должно выполняться два условия. Эти условия проще всего получить из системы уравнений (3.29)–(3.32), положив в ней  $D = 0$ . Тогда из (3.30)–(3.32) получим такие равенства:

$$\left(\frac{1 - C_1 - C_2}{\rho_0}\right)\frac{\partial p}{\partial x} = B_2, \quad \frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x} = B_3, \quad \frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x} = B_4, \quad (3.73)$$

которые выполняются при каждом  $x = \text{const}$ . Исключив из (3.73) производную  $\frac{\partial p}{\partial x}$ , получим два следующих характеристических условия

$$(1 - C_1 - C_2)B_3 = B_2, \quad (3.74)$$

$$(1 - C_1 - C_2)B_4 = B_2, \quad (3.75)$$

выполняющихся на линиях  $x = \text{const}$ .

В развернутом виде уравнение (3.74) имеет вид

$$\begin{aligned} & \left[ (1 - C_1 - C_2) \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) + 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right] dV_0 - \\ & - \left[ (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) + \frac{C_1 k_1}{2} \right] dV_1 - \frac{C_2 k_2}{2} dV_2 - \Omega_1 dt = 0, \end{aligned} \quad (3.76)$$

где обозначено

$$\begin{aligned} \Omega_1 = & (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_0} - 1 \right) g \sin \alpha - \frac{\lambda \rho_{cm} |V_{cm}| V_{cm}}{2 D_{mp} \rho_0} - \\ & - \frac{3(1 - C_2) C_{xm}}{8 R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) - \frac{3 C_2 C_{x6}}{8 R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2). \end{aligned} \quad (3.77)$$

Уравнение (3.78) получается из уравнения (3.76) заменой индекса «1» на «2» и наоборот и имеет вид

$$\begin{aligned} & \left[ (1 - C_1 - C_2) \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) + 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right] dV_0 - \frac{C_1 k_1}{2} dV_1 - \\ & - \left[ (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) + \frac{C_2 k_2}{2} \right] dV_2 - \Omega_2 dt = 0, \end{aligned} \quad (3.78)$$

где

$$\begin{aligned} \Omega_2 = & (1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\rho_2}{\rho_0} - 1 \right) g \sin \alpha - \frac{\lambda \rho_{cm} |V_{cm}| V_{cm}}{2 D_{mp} \rho_0} - \\ & - \frac{3 C_1 C_{xm}}{8 R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) - \frac{3(1 - C_1) C_{x6}}{8 R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2). \end{aligned} \quad (3.79)$$

Характеристические условия (3.76), (3.78) выполняются вдоль линий  $x = \text{const}$ , так что содержащиеся в них дифференциалы  $dV_0$ ,  $dV_1$  и  $dV_2$  означают



приращения соответствующих функций по времени в каждом фиксированном сечении трубопровода.

В общем случае смеси жидкости с твердой и газообразной дискретными фазами имеется четыре семейства характеристик (семейство  $D = 0$  является двукратным), вдоль каждого из которых выполняется некоторая связь между полными дифференциалами искомых функций  $dp$ ,  $dV_0$ ,  $dV_1$  и  $dV_2$ .

Дифференциалы концентраций  $dC_1$  и  $dC_2$  в эти характеристические соотношения не входят. Значения концентраций  $C_1$  и  $C_2$  подлежат определению из решения дифференциальных уравнений (3.76), (3.78) которые по отношению к  $\frac{\partial C_1}{\partial t}$  и  $\frac{\partial C_2}{\partial t}$  являются обыкновенными, что позволяет осуществить их численное интегрирование с помощью конечно-разностных схем.

Основываясь на вышесказанном, можно утверждать, что разработанный подход к расчету динамики многофазных потоков на базе классического метода характеристик открывает широкие возможности для проектирования глубоководных эрлифтных и насосных установок, анализа их эксплуатационных режимов, а также является мощным инструментом в руках разработчиков программного обеспечения для этих целей.

### **3.6 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамики двухфазных потоков**

Полученные характеристические соотношения могут быть положены в основу численного расчета нестационарных характеристик гидросмеси при помощи комплексной методики, представляющей собой комбинацию метода характеристик для гидродинамических параметров  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$  и конечно-разностного метода определения концентрации  $C_1$ , показанной на примере расчета насосного варианта гидроподъема.

1. Задание исходных данных. В качестве исходных данных для расчета нестационарных процессов в гидросистеме используются:

- принципиальная схема гидросистемы (длины отдельных участков и типоразмеры трубопроводов; отметки высоты их стыковочных сечений; углы наклона каждого участка; места расположения основных устройств и элементов арматуры системы (насосы, обратные клапаны, задвижки и пр.); производительность системы; расходная концентрация твердой фазы и ее гранулометрический состав; отметки приемного сечения и сечения выхода гидросмеси из системы);

- данные гидравлического расчета стационарного рабочего режима гидросистемы (расходно-напорные характеристики насосов, их рабочие точки; гидравлические уклоны отдельных участков трубопроводов и распределение давления по всей системе в рабочем режиме; рабочие скорости движения несущей среды и дискретной фазы по всей системе; коэффициенты гидравлических

потерь отдельных участков и коэффициенты местных потерь на элементах арматуры; распределение полей концентрации твердого вдоль системы и др.

Данные гидравлического расчета служат в качестве начальных условий для расчета нестационарных явлений и явления гидроудара в гидросистеме, возникающих в результате резкого изменения режима работы одного или нескольких агрегатов или элементов арматуры системы (обесточивание насоса или его аварийный выход из строя; внезапное полное или частичное перекрытие задвижек; плановое или аварийное срабатывание обратных клапанов).

2. Расчет нестационарных параметров гидросистемы начинается с разбиения всей гидролинии на конечное число расчетных элементов; при этом трубопровод первоначально разбивается на отдельные участки длиной  $\Delta l_i$ , концы которых  $A_i$  и являются расчетными точками для определения гидродинамических параметров, а каждый агрегат сети и элемент арматуры рассматривается как отдельный «нулевой» расчетный элемент, который имеет нулевую протяженность, но имеет свой «вход»  $A_k$  и свой «выход»  $A_{k+1}$  (рис. 3.16).

Все начальные параметры гидросмеси в момент времени  $t_0$ , начиная с которого возникает подлежащий расчету нестационарный процесс, определяются во всех точках  $A_i$  на основании данных гидравлического расчета. Предполагается, что для каждого «нулевого» расчетного элемента (т.е. для насосов, запорных устройств и других элементов арматуры) известен гидравлический закон этого элемента, т.е. конечное или дифференциальное уравнение, определяющее связь между перепадом давления на входе и выходе этого элемента и расходом смеси.

3. Расчет нестационарных параметров гидросистемы строится численно следующим образом.

3.1. Из гидравлического расчета гидросистемы определяется начальное распределение давления  $p$ , скоростей  $V_0, V_1$  и концентрации твердого  $C_1$  во всех узлах  $A_i^0 (x_i^0, t = 0)$ .

3.2. Координаты точек  $A_i^1$  нового временного слоя и новых точек наблюдения  $(x_i^1, t_i^1)$  определяются из совместного решения системы алгебраических уравнений характеристик, полученных из уравнений (3.61), (3.62) путем замены дифференциалов конечно-разностными отношениями

$$x - x_A = (D_0)_A (t - t_A), \quad (3.80)$$

$$x - x_B = -(D_0)_B (t - t_B). \quad (3.81)$$

При этом для всех нулевых элементов координаты  $x_i^1$  остаются прежними, а для распределенных элементов координаты точек наблюдения  $x_i^1$  изменяются.

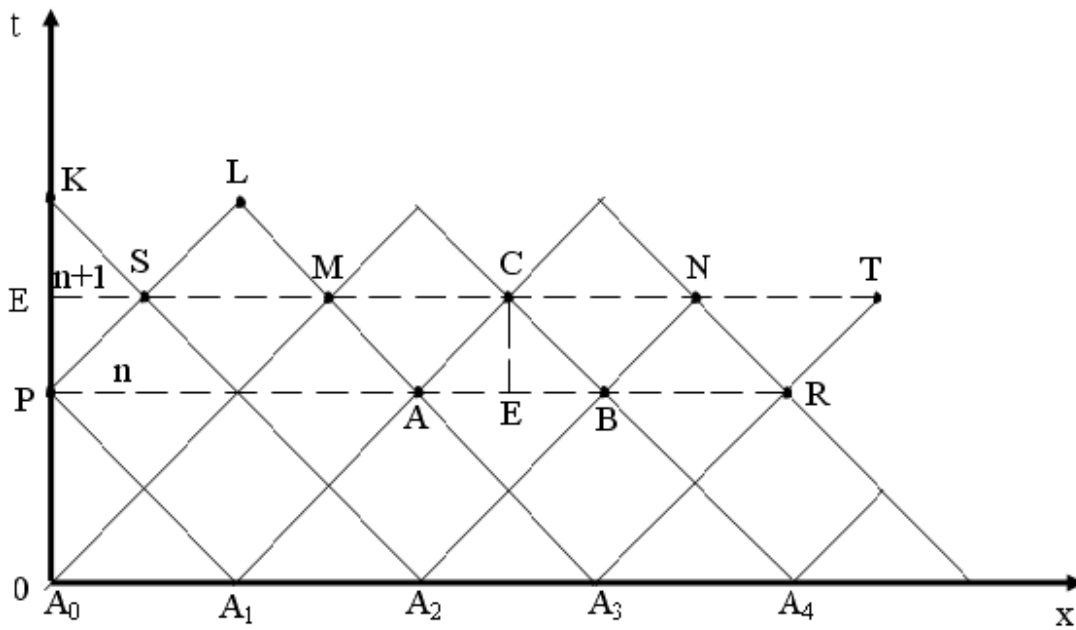


Рисунок 3.16 – Схема применения комбинированного метода характеристик для расчета нестационарных параметров гидросмеси

3.3. Расчет давления  $p$  и компонентов скорости несущей жидкости  $V_0$  и твердой фазы  $V_1$  на новом временном слое во всех внутренних узлах  $A_i^1$  осуществляется из решения алгебраической системы уравнений

$$p_C - p_A + (a_{00})_A (V_{0C} - V_{0A}) + (a_{01})_A (V_{1C} - V_{1A}) = (b_0)_A (t_C - t_A), \quad (3.82)$$

$$-(p_C - p_B) + (a_{00})_B (V_{0C} - V_{0B}) + (a_{01})_B (V_{1C} - V_{1B}) = (b_0)_B (t_C - t_B), \quad (3.83)$$

$$(a_{10})_E (V_{0C} - V_{0E}) + (a_{11})_E (V_{1C} - V_{1E}) = (b_1)_E (t_C - t_E), \quad (3.84)$$

полученной путем замены дифференциалов конечно-разностными отношениями в уравнениях характеристик (3.63), (3.64) и (3.68). Здесь коэффициенты  $a_{ij}$  и  $b_i$  определяются путем сопоставления уравнений (3.82)–(3.84) с уравнениями (3.63), (3.64) и (3.68) соответственно.

Концентрация твердых частиц вычисляется при помощи уравнения (3.50)

$$(C_1)_C = (C_1)_E \left( 1 - \left( \frac{1}{\rho_1 a_1^2} \left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)_C + \left( \frac{\partial V_1}{\partial x} \right)_C \right) \right) \quad (3.85)$$

где  $(C_1)_E$  выражается интерполяцией по соседним узлам  $A$  и  $B$ , а производная  $\left(\frac{\partial V_1}{\partial x}\right)_C$  определяется с использованием значений функции  $V$  в узлах, соседних с узлом  $C$ , используя информацию из предыдущего расчетного шага.

При этом скорость распространения возмущений (скорость распространения ударной волны)  $D$  вычисляется по формуле (3.60)

3.4. Расчет гидродинамических параметров в пограничных узлах (входное и выходное сечение), а также на «нулевых» элементах осуществляется на основе тех же уравнений (3.63), (3.64), (3.68) и (3.85) с привлечением соответствующих граничных условий или гидравлического закона каждого отдельного такого элемента.

3.5. Расчет каждого нового временного слоя осуществляется повторением процедуры, описанной в п. 3.3–3.4.

На базе изложенной методики аспирантом кафедр горной механики ГВУЗ «НГУ» Татуревичем А. А. [83] разработан программный комплекс HydroWorks 2p, предназначенный для расчета динамики двухфазных потоков. Комплекс совместим с САД-платформой SolidWorks 2010/2011 и поддерживает операционные системы Windows Vista (x32, x64) и Windows 7 (x32, x64). Пользователю предлагается два режима установки пакета: добавление (add-in) к SolidWorks и автономное (stand-alone) приложение, позволяющее производить расчет без наличия пакета SolidWorks. Приложение состоит из следующих модулей:

- Расчетный модуль – библиотека классов (Dynamic-link library – dll), реализующая методику расчета динамики движения многофазных смесей. Библиотека имеет открытый API-интерфейс и может быть интегрирована в другие САД/САЕ-системы.

- Модуль-добавление (dll), интегрированный в среду SolidWorks.

- Автономное Windows-приложение (executable – exe).

- Визуализатор (dll). Формирование отчетов, отображение графиков и таблиц.

Среди основных функциональных возможностей можно выделить:

- построение сложных параметрических трубопроводных систем;

- полное интегрирование со средой SolidWorks;

- сохранение результатов во внешние форматы (xlsx, docx, txt).

С использованием разработанного программного комплекса было проведено множество численных экспериментов и получены распределения давлений, скоростей и концентраций для динамических задач в различной постановке. В качестве примера использования разработанной методики приведем только отдельные, наиболее характерные результаты для определения амплитуд волн давления в транспортном трубопроводе глубоководного насосного гидроподъема (ГНГ). Одним из вариантов такой установки является система, оборудованная тремя погружными электронасосами Н1–Н3 (рис. 3.17).

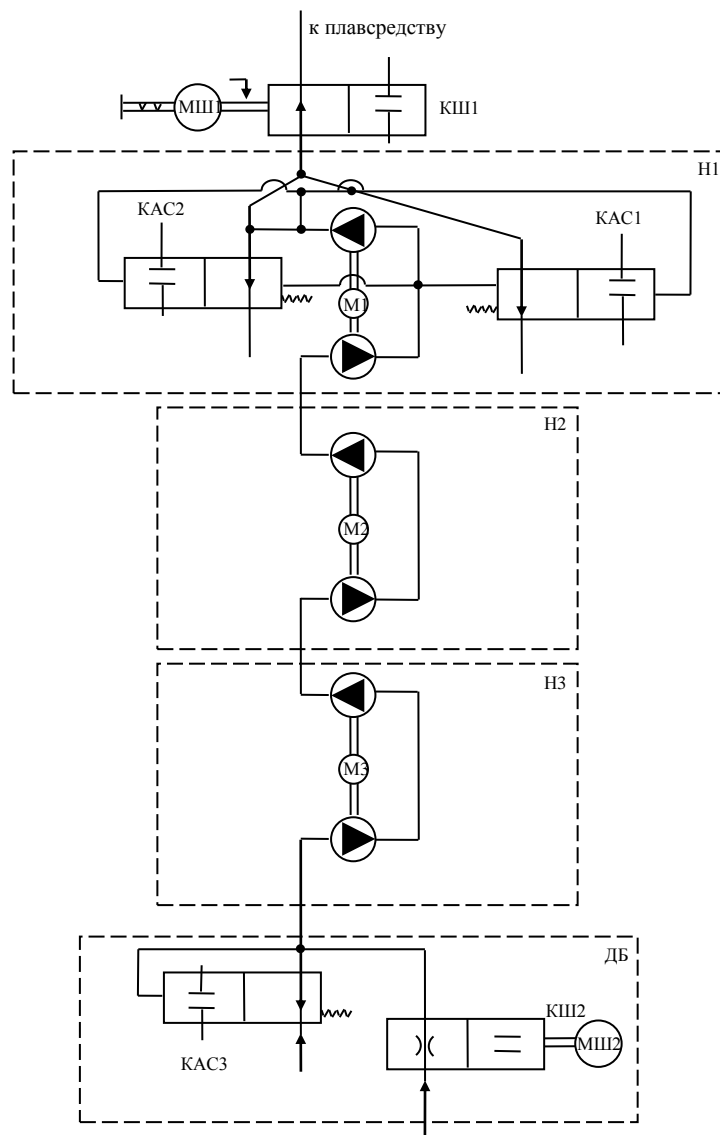


Рисунок 3.17 – Гидравлическая схема ГНГ

Подача пульпы ведется с глубины 6000 м. Насосы Н1–Н3 установлены на расстоянии 3500 м, 2000 м и 500 м от морского дна соответственно (рис. 3.18) и включены последовательно при закрытых клапанах аварийного сброса пульпы (КАС1–КАС3) и открытых шаровых кранах (КШ1, КШ2). Регулирование кранов КШ1 и КШ2 осуществляется с помощью электроприводов МШ1 и МШ2. Электродвигатели насосных агрегатов М1–М3 имеют возможность регулирования при помощи частотных преобразователей. Допускается также и прямое включение электродвигателей в бортовую сеть.

Клапаны аварийного сброса пульпы КАС1–КАС3 установлены параллельно трубопроводному ставу насосной гидротранспортной системы и в открытом состоянии сообщаются с окружающей средой.

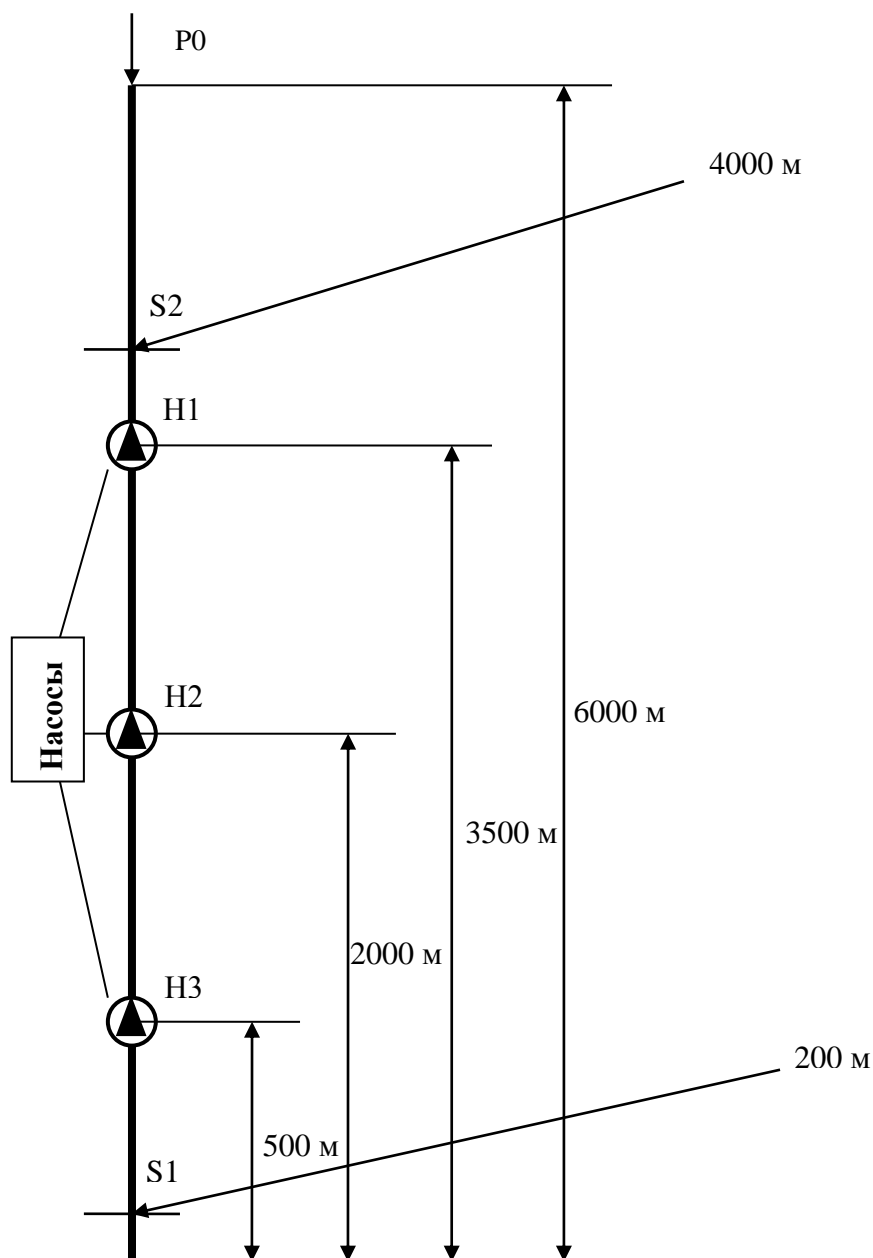


Рисунок 3.18 – Схема расположения насосных агрегатов  
глубоководного насосного гидроподъема

Рассмотрим последовательный пуск насосных агрегатов при плановом запуске глубоководной насосной добычной установки на воде. Такой пуск подразумевает пошаговое включение насосов один за другим с некоторым заданным интервалом времени при заполненном водой трубопроводном стае.

Для первого численного эксперимента был выбран пошаговый пуск насосных агрегатов начиная с Н3 и заканчивая Н1 с интервалом между подачей питания на них в 5 с.

Альтернативой пошагового пуска насосных агрегатов является залповый пуск, когда питание одновременно подается на все насосы. Исследование про-

водилось с учетом подключения двигателей всех насосов к частотным преобразователям, при этом разгон валов насосов до номинальной скорости в обоих случаях происходит за 5 с.

В качестве контрольных для исследования динамических параметров ГНГ были выбраны сечения транспортного трубопровода S1 и S2, находящиеся на отметках 200 м и 4000 м соответственно (рис. 3.18).

На рис. 3.19 показаны графики зависимости давления среды от времени в сечении S1 при залповом и пошаговом пуске насосных установок при описанных выше условиях.

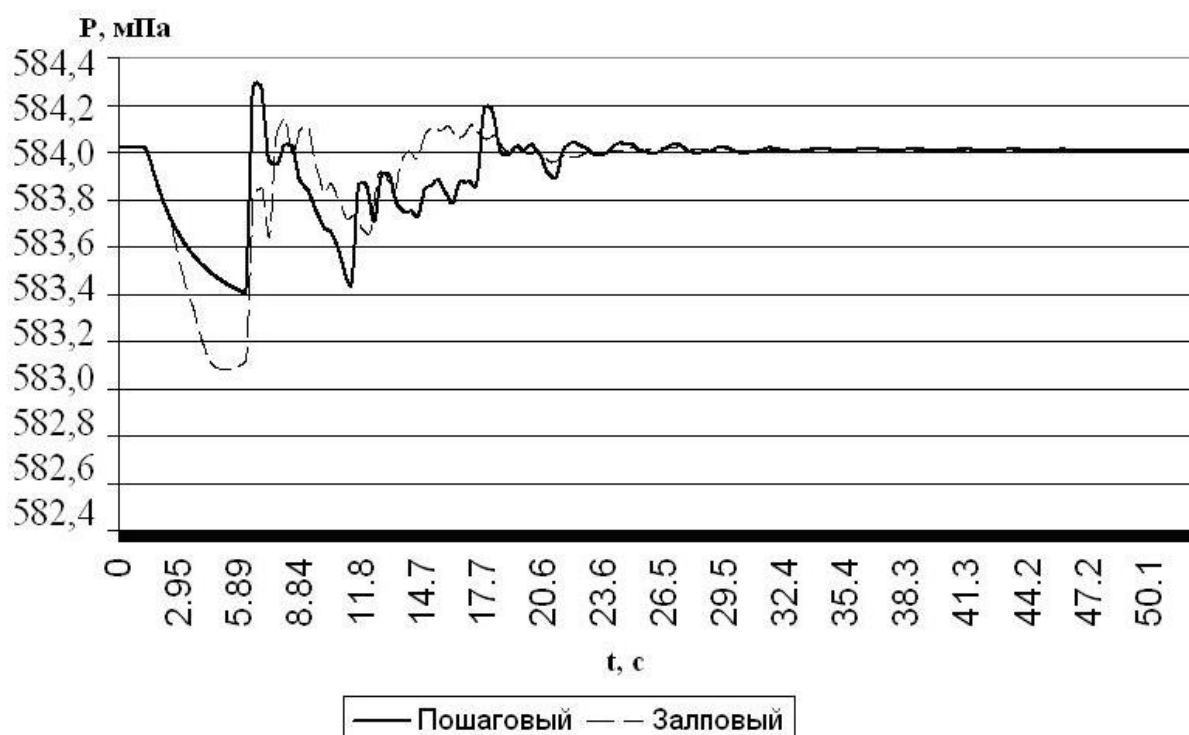


Рисунок 3.19 – Зависимость давления ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при пошаговом и залповом пуске насосных агрегатов на воде в сечении S1

Как видно из рис. 3.19, амплитуда колебаний давления при пошаговом запуске насосных агрегатов в сечении S1 существенно отличается от аналогичной амплитуды для залпового пуска. Полученные данные свидетельствуют о том, что максимальная амплитуда колебаний давления пульпы для залпового пуска наблюдается на первом пике колебаний и составляет  $9,17 \cdot 10^4$  Па. Для последовательного пуска такой максимум существенно меньше ( $6,08 \cdot 10^4$  Па) и наблюдается на первом и на третьем пиках колебаний давления, что связано с неодновременным возникновением волн давления в трубопроводе и их последующей суперпозицией. Разница между максимальными отклонениями давлений от гидростатического в сечении S1 для залпового и пошагового пусков составляет  $3,09 \cdot 10^4$  Па.

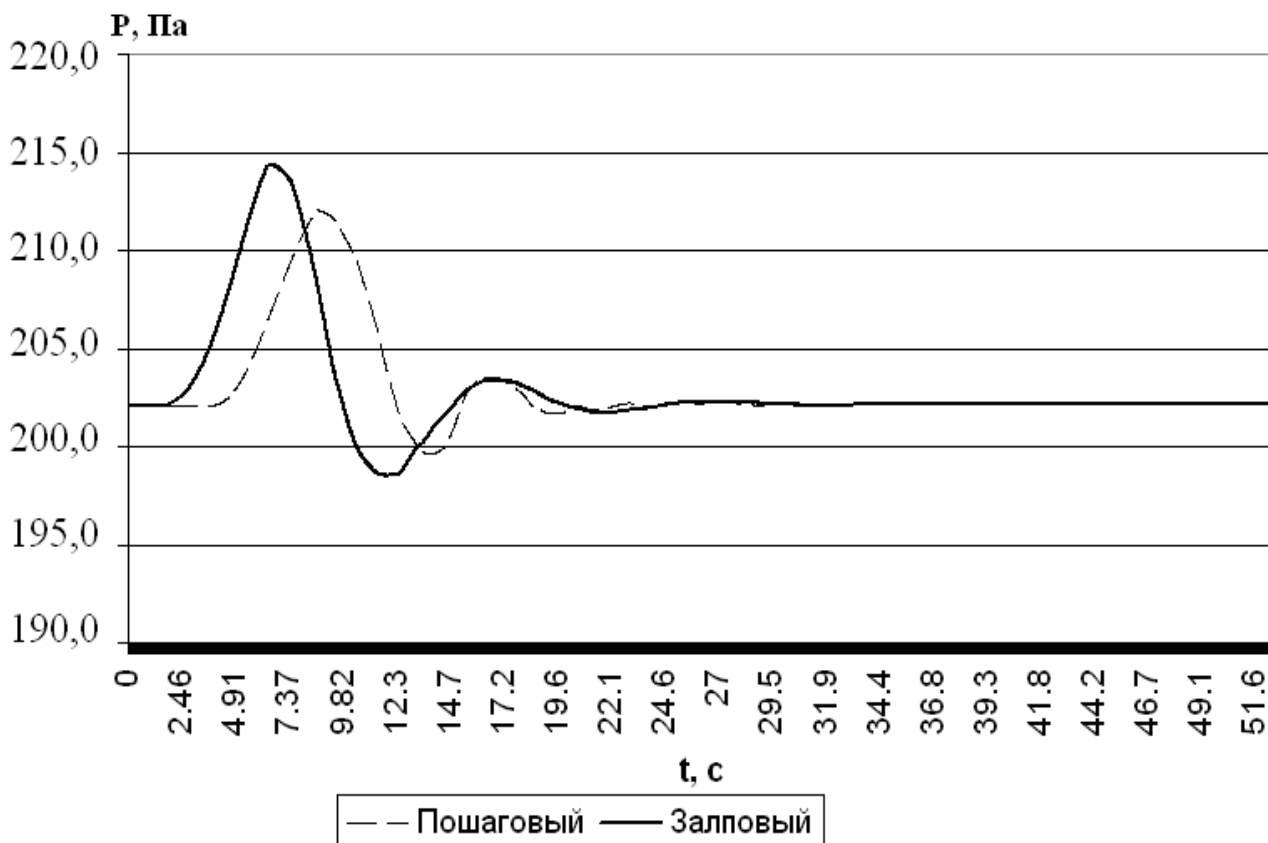


Рисунок 3.20 – Зависимость давления ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при пошаговом и залповом пуске насосных агрегатов на воде в сечении  $S_2$

На рис. 3.20 приведены графики зависимости давления от времени в сечении  $S_2$  для случая поочередного и залпового запуска насосов.

Результаты численного эксперимента показывают, что максимальная амплитуда колебаний давления для залпового пуска наблюдается на первом пике колебаний и составляет  $21,17 \cdot 10^5$  Па, а при поочередном –  $9,83 \cdot 10^5$  Па и также соответствует первому пику колебаний.

Как видно из проведенных численных экспериментов, залповый пуск насосных агрегатов существенно усугубляет риск повреждения глубоководной насосной гидротранспортной системы из-за значительно большей амплитуды колебаний давления пульпы (в 1,3–1,5 раза). При пошаговом пуске насосных агрегатов система более мягко приходит к своему стационарному режиму работы, однако при таком пуске есть смысл замедлить время разгона вала первого запускаемого насоса до номинальной скорости вращения, чтобы избежать повышенной нагрузки на него при пуске (рис. 3.21, 3.22).



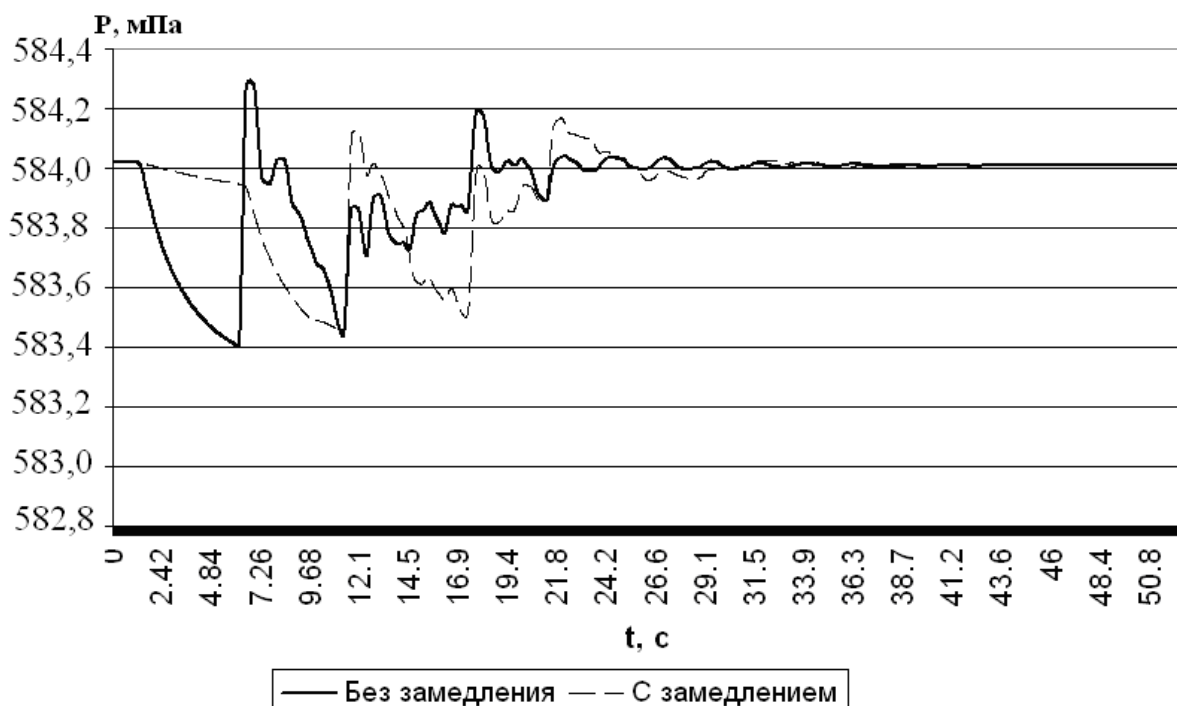


Рисунок 3.21 – Зависимость давления ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при пошаговом пуске насосных агрегатов на воде без замедления и с замедлением в сечении  $S1$

Как видно из проведенных численных экспериментов, за счет увеличения времени разгона вала насоса удалось снизить значения давления в пиках до  $5,58 \cdot 10^4$  Па и  $7,55 \cdot 10^5$  Па соответственно в сечениях  $S1$  и  $S2$ .

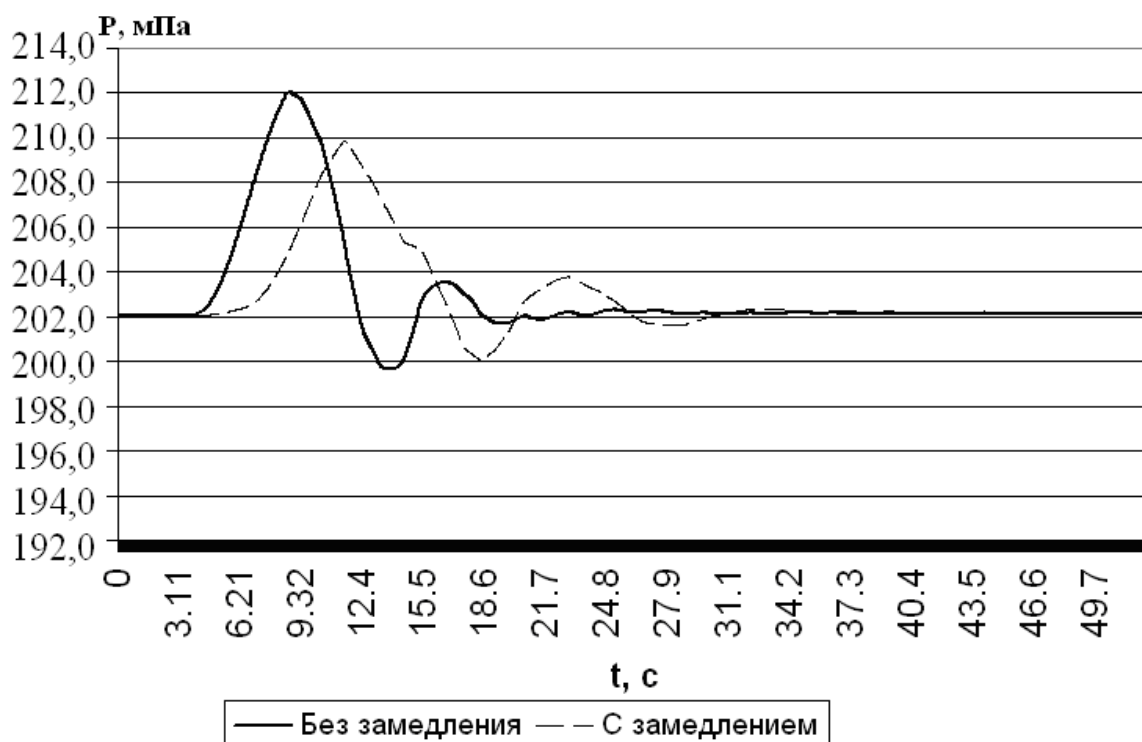


Рисунок 3.22 – Зависимость давления ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при пошаговом пуске насосных агрегатов на воде без замедления и с замедлением в сечении  $S2$

Особый интерес представляет аварийная остановка системы, когда один или несколько насосов выходит из строя и резко перекрывает своим рабочим колесом сечение трубопровода. Характерной особенностью данного переходного процесса является то, что в момент остановки трубопровод заполнен жидкостью с твердыми частицами и гидроудар происходит в двухфазной смеси (рис. 3.23, 3.24, 3.25).



Рисунок 3.23 – Зависимость давления пульпы ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при резкой аварийной остановке насосных групп в сечении  $S1$

На рис. 3.24 и 3.25 показаны переходные процессы при плановой остановке системы начиная с насосного агрегата Н1 и заканчивая агрегатом Н3 и наоборот с интервалом между отключениями питания насосов в 20 с в сечениях  $S1$  и  $S3$ , соответственно.

В случае аварийной остановки системы пиковые значения давлений превышают в несколько раз соответствующие значения при плановой остановке. Это может привести к повреждению как насосных агрегатов, так и самого трубопровода с плохо прогнозируемыми последствиями.

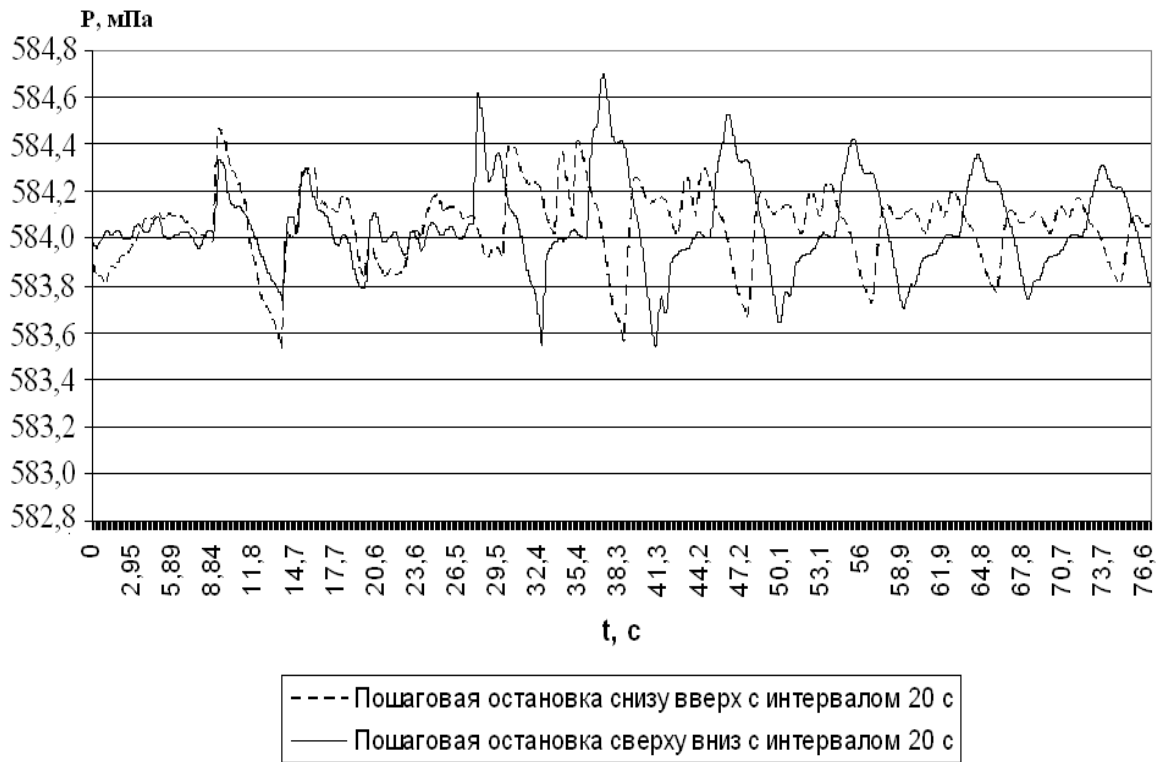


Рисунок 3.24 – Зависимость давления пульпы ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при плановой остановке насосных групп в сечении S1

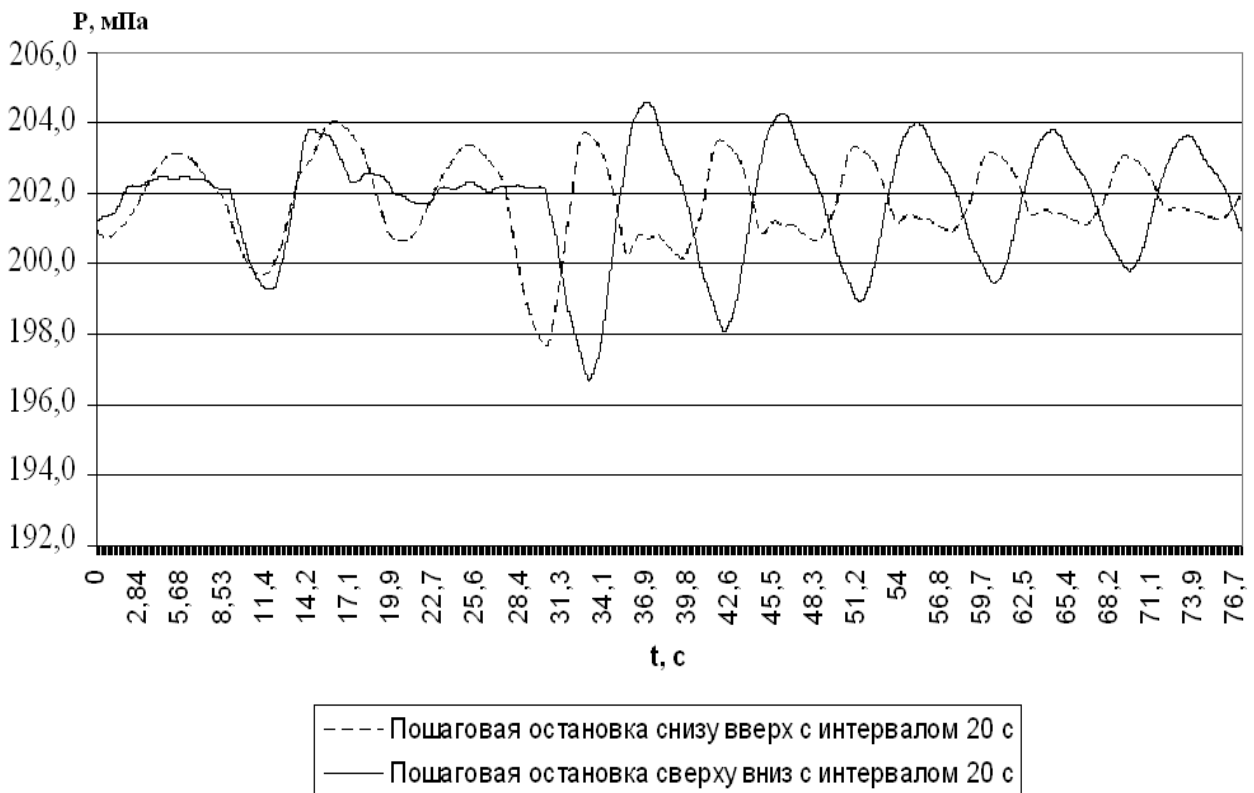


Рисунок 3.25 – Зависимость давления пульпы ( $P$ , мПа) от времени ( $t$ , с) при плановой остановке насосных групп в сечении S2

В случае же плановой остановки, из рисунков 3.24 и 3.25 видно, что амплитуды колебаний давления при алгоритме останова насосов «снизу вверх» всегда существенно ниже соответствующих амплитуд при останове «сверху вниз», что позволяет выбрать правильную схему остановки насосных агрегатов.

Анализируя полученные результаты для трех схем запуска системы, можно утверждать, что максимальная амплитуда колебаний давления наблюдалась для случая залпового пуска насосных агрегатов и составила  $21,17 \cdot 10^5$  Па, что является весьма нежелательным в плане возможных повреждений насосного оборудования и трубопровода, а также увеличивает износ и уменьшает долговечность элементов системы. Наименьший прирост давления соответствует пошаговому пуску с замедлением первого насоса и составляет  $7,55 \cdot 10^5$  Па, что не представляет опасности и не создает проблем в плане негативных последствий гидравлического удара. При такой схеме обеспечивается максимальная эффективность запуска-останова добычного комплекса, а риск повреждения минимален благодаря уходу от прямого гидроудара.

### 3.7 Разработка методики и программного обеспечения для расчета динамики трехфазных потоков

Рассмотрим общий случай движения несущей жидкости с двумя дискретными фазами: твердой сыпучей и газообразной в виде пузырей воздуха. Такая модель течения реализуется в подъемной трубе глубоководного эрлифта.

Запишем характеристические соотношения (3.70), (3.71), (3.76) и (3.78) соответственно в виде

$$\pm dp + a_{00}dV_0 + a_{01}dV_1 + a_{02}dV_2 - b_0dt = 0, \quad (3.86)$$

$$a_{10}dV_0 + a_{11}dV_1 + a_{12}dV_2 - b_1dt = 0, \quad (3.87)$$

$$a_{20}dV_0 + a_{21}dV_1 + a_{22}dV_2 - b_2dt = 0, \quad (3.88)$$

где значения введенных коэффициентов  $a_{ij}$  и  $b_i$  определяются сопоставлением последних выражений с исходными соотношениями. В выражении (3.86) дифференциалы вычисляются вдоль кривых  $x'_{1,2} = \pm D_0$ , а в выражениях (3.87) и (3.88) – вдоль прямых  $x = \text{const}$ .

Указанный подход можно продемонстрировать на примере решения задачи для элементарной характеристической ячейки. На рисунке 3.16 представлена характеристическая сетка акустических характеристик, начиная от некоторого момента времени  $t = 0$ , для которого состояние движения предполагается полностью известным. Решение строится пошагово, и пусть на каком-то шаге  $n$  решение задачи полностью определено в узлах на линии PABR. Эта линия является ломаной, поскольку в методе характеристик звенья ячеек имеют различ-

ные длины, из-за чего узлы линии PABR не находятся на одном и том же временном слое  $t = \text{const}$ . Рассмотрим типовую элементарную характеристическую ячейку ACB, где A и B принадлежат расчетному шагу  $n$ , а точка C – расчетному шагу  $n + 1$ .

Проведем через точку A элемент касательной к характеристике первого семейства, вычисляя значение  $D_0$  в точке A:

$$x - x_A = (D_0)_A (t - t_A). \quad (3.89)$$

Аналогично проведем элемент характеристики второго семейства через точку B:

$$x - x_B = -(D_0)_B (t - t_B). \quad (3.90)$$

Совместное решение уравнений прямых (3.89) и (3.90) определяет координаты их точки пересечения  $C(x_C, t_C)$ . Значение  $x_C$  определяет положение точки E ( $x_E = x_C$ ), которая находится на одной и той же характеристике третьего семейства с точкой C.

Запишем соотношение (3.86) вдоль элемента характеристики первого семейства AC и второго семейства BC, вычисляя все коэффициенты и правые части по значениям функций в точке A и в точке B, соответственно:

$$p_C - p_A + (a_{00})_A (V_{0C} - V_{0A}) + (a_{01})_A (V_{1C} - V_{1A}) + (a_{02})_A (V_{2C} - V_{2A}) = \quad (3.91)$$

$$= (b_0)_A (t_C - t_A),$$

$$-(p_C - p_B) + (a_{00})_B (V_{0C} - V_{0B}) + (a_{01})_B (V_{1C} - V_{1B}) + \quad (3.92)$$

$$+ (a_{02})_B (V_{2C} - V_{2B}) = (b_0)_B (t_C - t_B).$$

Кроме того, запишем соотношения (3.87) и (3.88) вдоль элемента характеристики третьего семейства EC:

$$(a_{10})_E (V_{0C} - V_{0E}) + (a_{11})_E (V_{1C} - V_{1E}) + (a_{12})_E (V_{2C} - V_{2E}) = \quad (3.93)$$

$$= (b_1)_E (t_C - t_E),$$

$$(a_{20})_E (V_{0C} - V_{0E}) + (a_{21})_E (V_{1C} - V_{1E}) + (a_{22})_E (V_{2C} - V_{2E}) = (b_2)_E (t_C - t_E). \quad (3.94)$$

Значения параметров в точке Е определяются интерполированием по известным параметрам в узловых точках А и В.

Система (3.91)–(3.94) является системой четырех алгебраических уравнений для определения четырех неизвестных величин в узле С:  $p_C$ ,  $V_{0C}$ ,  $V_{1C}$ ,  $V_{2C}$  на новом расчетном шаге  $n + 1$ .

Аналогичным образом находятся параметры  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$  и  $V_2$  и во всех других внутренних узлах на  $(n + 1)$ -м расчетном слое SMCNT.

Процедура определения гидродинамических параметров  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$  и  $V_2$  отличается от описанной только при расчете граничных узлов.

Рассмотрим граничный узел типа узла К на границе  $x = 0$  (рис. 3.16) и будем считать, что в данный момент времени эта граница представляет собой закрытый конец. Тогда в узле К

$$V_{0K} = V_{1K} = V_{2K} = 0,$$

и характеристическое соотношение (3.86), записанное вдоль элемента характеристики второго семейства SK

$$-(p_K - p_S) - (a_{00})_S V_{0S} - (a_{01})_S V_{1S} - (a_{02})_S V_{2S} = (b_0)_S (t_K - t_S)$$

сразу определяют значение давления  $p_K$  в этом узле.

Аналогичным образом видоизменяется расчет параметров и при других условиях на границе.

После того как гидродинамические параметры  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$  и  $V_2$  на слое SMCNT уже определены, следующим расчетным шагом является определение концентраций  $C_1$  и  $C_2$  на этом слое из уравнений (3.76), (3.78) которые запишем в виде

$$\frac{\partial C_1}{\partial t} = -C_1 \left( \frac{1}{\rho_1 a_1^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial V_1}{\partial x} \right), \quad (3.95)$$

$$\frac{\partial C_2}{\partial t} = -C_2 \left( \frac{1}{\rho_2 a_2^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial V_2}{\partial x} \right). \quad (3.96)$$

Применим эти уравнения для определения концентраций  $C_1$  и  $C_2$  в точке С.

Для аппроксимации производной  $\left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)$  будем использовать соотношение

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_C = \frac{p_C - p_E}{t_C - t_E},$$

где  $p_E$  определяется интерполяцией по значениям  $p_A$  и  $p_B$  в узлах А и В.

Для аппроксимации производных  $\frac{\partial V}{\partial x}$  ( $V \equiv V_1$  или  $V \equiv V_2$ ) в точке С необходимо использовать значения функции  $V$  в узлах, соседних с узлом С. Если бы три соседних узла М, С и N из  $(n + 1)$ -ого расчетного шага находились на одном временном слое  $t_M = t_C = t_N$ , то для аппроксимации производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  можно было бы использовать или любое из односторонних разностных отношений

$$\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C = \frac{V_N - V_C}{x_N - x_C}, \left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C = \frac{V_M - V_C}{x_M - x_C}, \quad (3.97)$$

или двустороннее разностное отношение

$$\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C = \frac{V_N - V_M}{x_N - x_M}. \quad (3.98)$$

Однако, при использовании характеристической сетки три соседних узла М, С и N в общем случае не будут принадлежать одному и тому же временному слою  $t = \text{const}$ , поэтому аппроксимация производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  по двум точкам (М, С), (N, С) или (М, N) вообще становится невозможной. При этом, если узлы М, С и N не расположены на одной прямой, то в принципе возможна аппроксимация производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  по трем точкам М, С и N, однако такой аппроксимацией практически пользоваться неудобно, так как в частном случае, когда точки М, С и N оказываются на одной прямой, возможность такого представления исчезает, и все коэффициенты аппроксимационной формулы становятся неопределенными.

Поэтому для представления производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  нужна такая аппроксимационная формула, которая была бы в равной мере пригодной как для случая произвольного расположения узлов М, С, N, так и для случая, когда они расположены на одной прямой, и в частности, когда  $t_M = t_C = t_N$ . Такую формулу можно получить, если для аппроксимации  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  использовать информацию из предыдущего расчетного шага.

Рассмотрим сначала внутренний узел типа узла С, который имеет с двух сторон соседние узлы на одном и том же расчетном слое (рис. 3.16). Для такого узла аппроксимацию производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  можно осуществить как на одностороннем шаблоне типа буквы «Г» вперед (рис. 3.26, а) или типа буквы «Г» назад (рис. 3.26, б), так и на двустороннем шаблоне типа буквы «Г» (рис. 3.27).

Для одностороннего шаблона типа АСН (рис. 3.26, а) представление  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  ищем в виде

$$\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C = \alpha_C V_C + \alpha_N V_N + \alpha_A V_A, \quad (3.99)$$

где  $\alpha_C, \alpha_N, \alpha_A$  – некоторые коэффициенты, подлежащие определению.

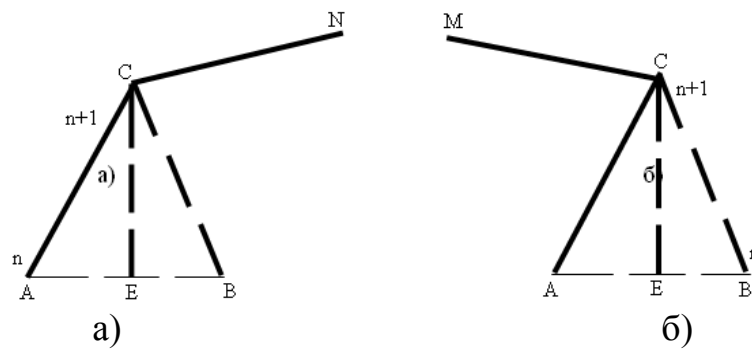


Рисунок 3.26 – Односторонние шаблоны для аппроксимации производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$

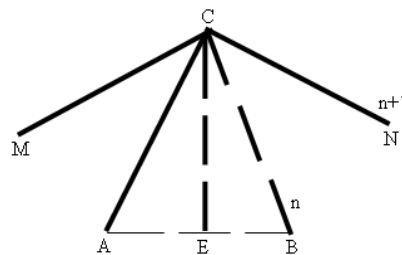


Рисунок 3.27 – Двусторонний шаблон для аппроксимации производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$

Представляя значения функций  $V_N$  и  $V_A$  их тейлоровскими разложениями в окрестности точки С, получим



$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C &= (\alpha_C + \alpha_N + \alpha_A)V_C + [\alpha_N(x_N - x_C) + \alpha_A(x_A - x_C)]\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C + \\ &+ [\alpha_N(t_N - t_C) + \alpha_A(t_A - t_C)]\left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)_C. \end{aligned}$$

Чтобы последнее выражение аппроксимировало производную  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$ , необходимо чтобы выполнялись условия

$$\begin{aligned} \alpha_C + \alpha_N + \alpha_A &= 0, \\ \alpha_N(x_N - x_C) + \alpha_A(x_A - x_C) &= 1, \\ \alpha_N(t_N - t_C) + \alpha_A(t_A - t_C) &= 0. \end{aligned} \tag{3.100}$$

Решая эти уравнения, найдем

$$\alpha_C = \frac{t_N - t_A}{\Delta}, \quad \alpha_N = \frac{t_A - t_C}{\Delta}, \quad \alpha_A = \frac{t_C - t_N}{\Delta}, \tag{3.101}$$

$$\Delta = (x_A - x_C)(t_C - t_N) - (x_N - x_C)(t_C - t_A). \tag{3.102}$$

Определитель системы (3.100)  $\Delta$  в нуль не обращается, так как он равен удвоенной площади треугольника CAN.

Формулы (3.101), (3.102) годятся и в случае замены элемента характеристики первого семейства AC на элемент характеристики второго семейства CB или на элемент характеристики третьего семейства CE; при этом нужно координаты точки A( $x_A$ ,  $t_A$ ) заменить соответственно на ( $x_B$ ,  $t_B$ ) или ( $x_E$ ,  $t_E$ ). Более того, формулы (3.101), (3.102) пригодны и в случае замены точки N на точку M.

При использовании для аппроксимации производной  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  двустороннего шаблона, например MCAN (рис. 3.27), производная  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  представляется в виде

$$\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C = \beta_M V_M + \beta_A V_A + \beta_N V_N, \tag{3.103}$$

откуда, аналогично предыдущему, найдем

$$\beta_M = \frac{t_A - t_N}{\Delta_1}, \beta_A = \frac{t_N - t_M}{\Delta_1}, \beta_N = \frac{t_M - t_A}{\Delta_1}, \quad (3.104)$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 = & (x_M - x_C)(t_C - t_N) - (x_N - x_C)(t_C - t_M) + (x_N - x_C)(t_C - t_A) - \\ & - (x_A - x_C)(t_C - t_N) + (x_A - x_C)(t_C - t_M) - (x_M - x_C)(t_C - t_A). \end{aligned} \quad (3.105)$$

Нетрудно видеть, что определитель  $\Delta_1$ , равный удвоенной площади треугольника AMN, в процессе расчета обратиться в нуль не может.

Формулы (3.104) и (3.105) остаются в силе и при замене координат точки А на координаты точки В или Е.

Формулы (3.103)–(3.105) двусторонней аппроксимации  $\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)_C$  могут

применяться только для расчета внутренних узлов с наличием соседних узлов с двух сторон, а формулы для односторонней аппроксимации (3.99), (3.101), (3.102) – как для внутренних узлов, так и для обработки узлов на границе (типа узла К на рис. 3.26) и в приграничной зоне (типа узла S, у которого соседние узлы на одном расчетном слое есть только с одной стороны).

Аппроксимируя производные  $\frac{\partial C_1}{\partial t}$  и  $\frac{\partial C_2}{\partial t}$  конечно-разностными соотно-

шениями

$$\frac{\partial C_1}{\partial t} = \frac{C_{1C} - C_{1E}}{t_C - t_E}, \quad \frac{\partial C_2}{\partial t} = \frac{C_{2C} - C_{2E}}{t_C - t_E}, \quad (3.106)$$

из уравнений (3.95) и (3.96) получим следующие их конечно-разностные решения:

$$(C_1)_C = (C_1)_E \left[ 1 - \left( \frac{1}{\rho_1 a_1^2} \left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)_C + \left( \frac{\partial V_1}{\partial x} \right)_C \right) (t_C - t_E) \right], \quad (3.107)$$

$$(C_2)_C = (C_2)_E \left[ 1 - \left( \frac{1}{\rho_2 a_2^2} \left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)_C + \left( \frac{\partial V_2}{\partial x} \right)_C \right) (t_C - t_E) \right], \quad (3.108)$$

где производные  $\left(\frac{\partial V_1}{\partial x}\right)_C$  и  $\left(\frac{\partial V_2}{\partial x}\right)_C$  выражаются по формулам (3.99) или (3.103),

а  $C_{1E}$  и  $C_{2E}$  – интерполяцией по соседним узлам А и В.

Для расчета концентраций в узловых точках на границе (типа точки К) справедливы также выражения типа (3.109), (3.110), но вместо точки Е следует использовать точку Р (рис. 3.26).

На базе изложенного метода аспирантом кафедры горной механики ГВУЗ «НГУ» Татуревичем А. А. [48] разработан программный комплекс HydroWorks 3р, предназначенный для расчета динамики многофазных потоков.

Разработанный комбинированный метод расчета динамики многофазных потоков, представляющий собой комбинацию численного метода характеристик для решения гиперболической системы дифференциальных уравнений относительно скоростей и давлений, а также традиционного метода сеток для определения концентраций дискретных фаз, метод базируется на универсальной многофункциональной математической модели и может быть обобщен практически на любые трубопроводные системы, транспортирующие многофазные многокомпонентные смеси.

### **3.8 Методическое обеспечение автоматизированного способа управления переходными режимами глубоководных эрлифтных гидроподъемов**

В предыдущих подразделах данной главы детально изложены теоретические основы методик для расчета динамики двух- и трехфазных потоков, а также приведены их краткие описания и программное обеспечение для их реализации. Конечным предназначением данных методик является их использование при решении нестационарных задач, связанных с управлением переходными и рабочими режимами гидроподъемов с целью обеспечения их эксплуатации с наиболее высокими технико-экономическими показателями. Соответственно, созданное программное обеспечение служит основой для разработки проблемно-ориентированного программно-вычислительного комплекса для моделирования переходных и нестационарных процессов во всех технологических звеньях подводного оборудования глубоководного добычного комплекса.

Остановимся на описании способа управления переходными режимами глубоководных гидроподъемов на примере эрлифтного варианта. Данный способ обеспечивает существенное увеличение эффективности гидроподъемов в составе судовых горно-морских комплексов в сложных условиях больших глубин и является передовой разработкой авторов монографии, запатентованной в ряде стран.

В [152] предложен способ запуска ГЭГ на смесителе с оптимальной глубиной погружения, удовлетворяющий следующим требованиям:

- реализация запуска ГЭГ непосредственно на смесителе, глубина погружения которого соответствует максимальному КПД в рабочем режиме;
- обеспечение надежности протекания пусковых операций и устойчивости к разного рода возмущениям;

- обеспечение приемлемой продолжительности запуска ГЭГ с учетом необходимости выполнения суточного задания по подъему минерального сырья.

В работе [69] теоретически обоснована возможность усовершенствования предложенного способа путем согласования параметров переходных режимов в гидроподъеме и добычном оборудовании донного блока, что может быть реализовано с помощью описанной выше методики расчета параметров динамических процессов в трехфазных потоках.

Как объект управления глубоководный эрлифтный гидроподъем является существенно инерционной и нелинейной системой [8]. Это обстоятельство оказывает определяющее влияние на характер протекания и параметры переходных режимов.

На рис. 3.28 схематически изображено расположение запорно-регулирующей арматуры, задействованной в предложенном способе [152] (задвижки  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$ ).

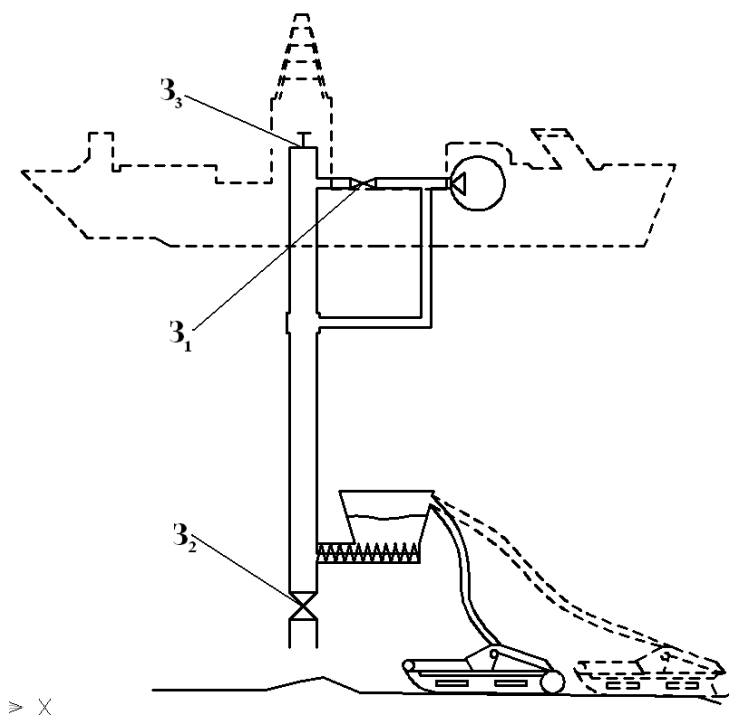


Рисунок 3.28 Упрощенная схема глубоководного добычного комплекса

Ниже приводится описание предложенного способа. Процесс запуска можно разбить на 5 характерных временных интервалов:

1. Вытеснение воды из подъемного и пневматического трубопроводов.
2. Подъем воздушных пузырей от смесителя до выходного сечения подъемной трубы.
3. Разгон воды в подводящей трубе.
4. Подъем первой порции твердого материала от шнека-дозатора до смесителя.

5. Подъем первой порции твердого материала от смесителя до выходного сечения подъемной трубы.

Процесс останова разбивается на 4 стадии:

1. Освобождение гибкой связи и бункера-накопителя от твердого материала.

2. Вывод компрессора на максимальную производительность.

3. Подъем последней порции твердого материала к смесителю.

4. Подъем последней порции твердого материала к воздухоотделителю.

Для повышения информативности подаваемого материала разработанный способ целесообразно описать с помощью совместного рассмотрения блок-схем алгоритмов [55] (рис. 3.29) и временных циклограмм [69] (рис. 3.30) запуска и остановки ГЭГ. Поэтому при последующем описании способа в скобках указываются привязки к соответствующим фрагментам алгоритмов и циклограмм. Для удобства изложения материала способ останова рассматривается первым.

Первым действием способа останова является прекращение работы агрегата сбора (АС) (рис. 3.29 а, блок 1), при этом он либо остается на текущей позиции траектории сбора, либо начинает перемещение на стартовую позицию следующей заходки.

Далее системой контролируется наступление события полной разгрузки гибкой связи (ГС) от твердого материала (рис. 3.29 а, блок 2; рис. 3.30 а, событие  $\dot{m}_{ТЗ} = 0$ ) при помощи оптических или радиационно-плотностных измерительных средств, после чего подается команда на выключение привода насоса ГС (рис. 3.29 а, блок 3).

Затем аналогичным образом контролируется наступление события освобождения бункера-накопителя (БН) от твердого (рис. 3.29 а, блок 4; рис. 3.30 а, событие  $m_{ТБН} = 0$ ), с последующим выключением привода шнека-дозатора (рис. 3.29 а, блок 5).

С целью сокращения времени переходных процессов предложенный способ был усовершенствован за счет ряда модификаций (технических решений), которые, по мнению авторов, являются отдельными изобретениями. Например, предусмотрена возможность применения «упрощенной процедуры последующего запуска» (УППЗ) (рис. 3.29 а, блоки 7–10; рис. 3.29 б, блок 18). Смысл УППЗ заключается в остановке глубоководного гидropодъема таким образом, чтобы давление в смесителе было меньше максимально развиваемого компрессором давления, что позволяет осуществить последующий запуск упрощенным способом, прямой подачей сжатого воздуха в смеситель без предварительной процедуры вытеснения воды из трубопроводов (см. описание запуска). Достигается это перекрытием задвижки  $Z_2$  перед выключением компрессора (рис. 3.29 а, блок 10) в процессе останова, что приводит в итоге к снижению высоты водяного столба в транспортном трубопроводе (ТТ), а следовательно и к уменьшению давления в смесителе. Выполняется проверка необходимости выполнения УППЗ (рис. 3.29 а, блок 6).

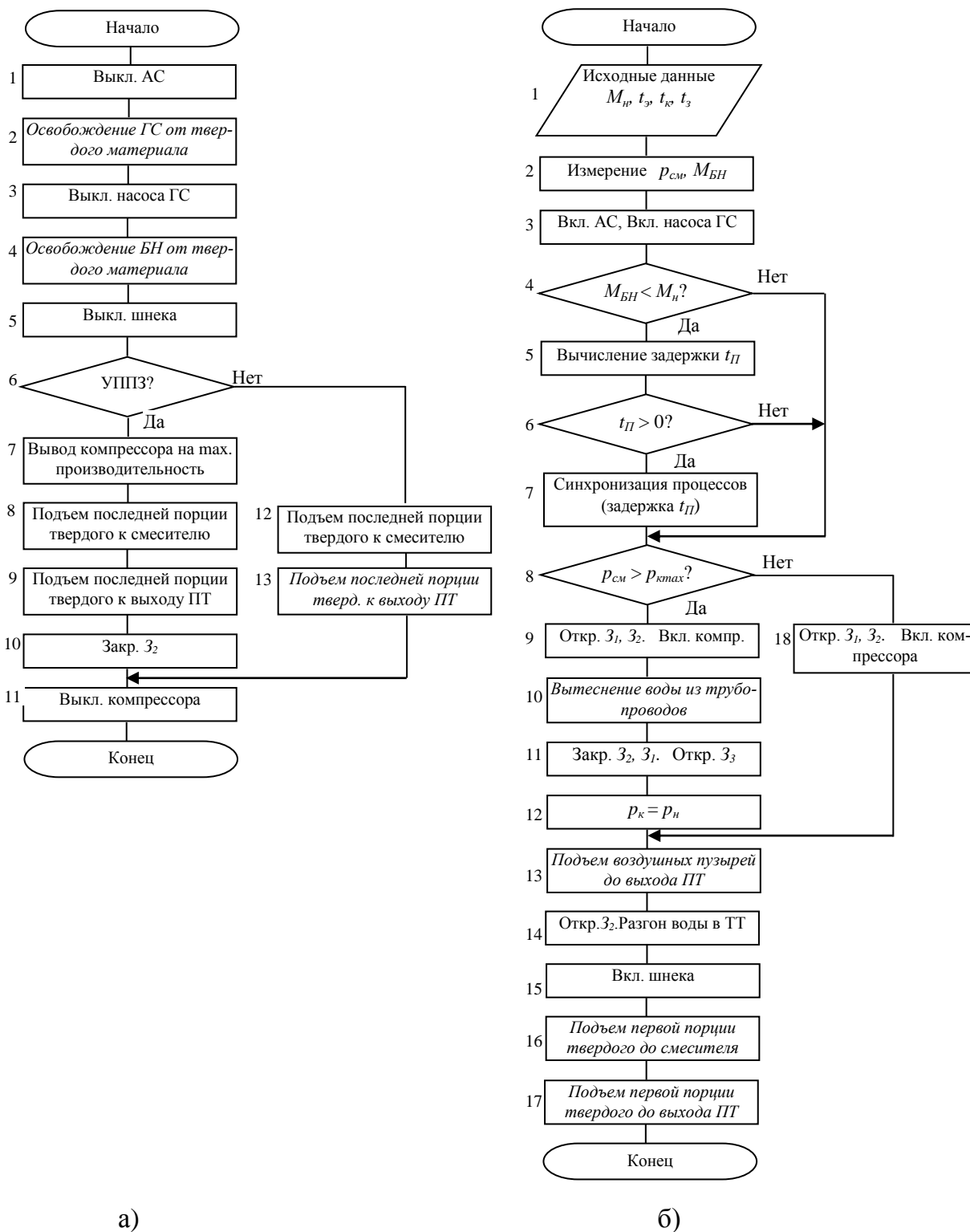


Рисунок 3.29 – Алгоритм остановки (а) и запуска (б) ГЭГ

В случае надобности выполнения УППЗ компрессор выводится на режим максимальной производительности (рис. 3.29 а, блок 7; рис. 3.30 а, событие  $Q_K = \max$ ). Далее, с помощью оптических датчиков или радиационных измерителей плотности контролируется прохождение последней порции твердого через смеситель (рис. 3.29 а, блок 8; рис. 3.30 а, событие  $\dot{m}_{T4} = 0$ ).

Аналогично контролируется подъем последней порции твердого к выходному сечению подъемной трубы (ПТ) (рис. 3.29 а, блок 9; рис. 3.30 а, событие  $\dot{m}_{T5} = 0$ ). Как только массовый расход твердого на выходе ПТ ( $\dot{m}_{T5}$ ) равен нулю, т.е. ПТ освобожден от твердого материала, перекрывается задвижка  $Z_2$  (рис. 3.29 а, блок 10), прекращая сообщение воды в ПТ с внешней морской водой.

Заключительным действием способа остановки является выключение компрессора (рис. 3.29 а, блок 10), в результате чего воздух, наполняющий ПТ в составе водовоздушной смеси высвобождается через выходное сечение ПТ, а вода в ПТ существенно оседает, что дает возможность осуществления УППЗ, если в ней есть необходимость.

Теперь перейдем к рассмотрению способа запуска (рис. 3.29б). В качестве исходного положения перед запуском принимается следующее:

- агрегат сбора выведен на исходную позицию и находится в состоянии ожидания (питание подано, тесты работоспособности и готовности выполнены);
- приводы шнека и насоса ГС выключены;
- компрессор – выключен;
- задвижка  $Z_3$  – закрыта.

Принцип разработанного способа запуска заключается в предварительном снижении давления в смесителе путем выполнения следующих операций. При открытых задвижках  $Z_1$  и  $Z_2$  включается привод компрессора (рис. 3.29 б, блок 9) и осуществляется вытеснение воды из трубопроводов 1,4 через нижнее сечение ПТ (3.29 б, блок 10; 3.30 б, процесс 2). Перекрываются задвижки  $Z_1$  и  $Z_2$  (3.29 б, блок 11) и пневмопоток перенаправляется через нагнетающий пневмопровод 4 в смеситель 3. Открывается  $Z_3$  (рис. 3.29 б, блок 11), что приводит к разгерметизации ПТ и снижению, таким образом, давления в смесителе с последующей подачей в него сжатого воздуха. Далее открывается задвижка  $Z_2$  и эрлифт переходит в рабочий (установившийся) режим.

Для уменьшения продолжительности выхода глубоководного оборудования на рабочий режим предусмотрено параллельное выполнение эрлифтом и донным блоком операций по подготовке к транспортированию сырья. Процесс подготовки донного блока к транспортированию сводятся к накоплению в БН необходимого количества твердого ( $M_n$ ) к моменту готовности эрлифта транспортировать пульпу. Длительность процесса подготовки эрлифта, по предварительной оценке специалистов [55], может быть либо меньшей, либо равной длительности процесса подготовки донного блока. Поэтому вычисляется «длительность задержки»  $t_{II}$  (рис. 3.29 б, блок 5), на которую нужно сместить начало запуска эрлифта относительно начала запуска донного блока (рис. 3.29б, блок 7).

$$t_{\Pi} = \frac{M_n - m_{\text{БН}}}{\dot{m}_{\text{БНПР}}} - t_k - t_9 - t_3,$$

где  $\dot{m}_{\text{БНПР}}$  – средний массовый расход заполнения БН твердым;  $m_{\text{БН}}$  – масса твердого в БН;  $t_k$  – продолжительность вытеснения воды из трубопроводов, через нижнее сечение ТТ;  $t_9$  – продолжительность разгона воды в подводящей трубе;  $t_3$  – суммарная продолжительность времени переключения задвижек.

Ключевой особенностью алгоритмов является применение принципа «параллельности» процессов в элементах подводного оборудования, для синхронизации технологических операций добычи, перекачки и гидроподъема. Согласование операций сводится к тому, что БН, к моменту достижения необходимого значения скорости воды в подводящей трубе ( $t_9$ ), должен содержать необходимое количество твердого ( $M_n$ ), что является неотъемлемым условием для начала процесса подачи твердого в эрлифт. Здесь  $M_n$  – заранее известная величина, зависящая от средней прогнозной скорости заполнения БН твердым.

Команда на включение АС и привода насоса ГС (рис. 3.29 б, блок 3), входящих в состав донного блока, подается в начале алгоритма запуска. Для того чтобы при запуске эрлифт не работал «вхолостую» во время ожидания накопления  $M_n$  в БН, необходимо выдержать паузу  $t_{\Pi}$  перед запуском компрессора (рис. 3.30 б, процесс № 1).

Если измеряемое давление в смесителе ( $p_{\text{см}}$ ) меньше максимального развиваемого компрессором давления ( $p_{\text{кmax}}$ ) возможно применение упрощенной процедуры повторного запуска глубоководного гидроподъема (рис. 3.29 б, блок 8). Для запуска эрлифта упрощенным способом достаточно перекрыть задвижку  $Z_1$  и включить компрессор (рис. 3.29 б, блок 18).

Если же возможность для упрощенного повторного запуска эрлифта отсутствует, то нужно осуществлять процедуру вытеснения воды из ПТ (рис. 3.29 б, блок 10, рис. 3.30 б, процесс № 2) сжатым воздухом. Для этого открываются задвижки  $Z_1$  и  $Z_2$ , затем закрывается  $Z_3$  и включается компрессор (рис. 3.29 б, блок 9). За счет давления, создаваемого компрессором, вода вытесняется через нижнее сечение ТТ из ПТ и нагнетательного пневмопровода. Уровень воды в ПТ ( $h_k$ ) остановится на отметке

$$h_k = \frac{p_{\text{кmax}} h_{\text{см}}}{p_{\text{см}}},$$

где  $h_{\text{см}}$  – глубина погружения смесителя.





Далее происходит переключение задвижек: закрытие  $Z_2$ , открытие  $Z_3$ , закрытие  $Z_1$  (рис. 3.29 б, блок 11), причем порядок их переключения имеет значение. При закрытии  $Z_2$  вода внутри ТТ изолируется от морской среды. После открытия задвижки  $Z_3$  воздух выходит через верхнее сечение ТТ. Закрытие задвижки  $Z_1$  прекращает сообщение компрессора с ПТ через дополнительный пневмопровод, что приводит к поступлению сжатого воздуха в смеситель через нагнетательный пневмопровод. Затем, с помощью оптических датчиков или радиационных измерителей плотности контролируется подъем первых воздушных пузырей до выхода из ПТ (рис. 3.29 б, блок 13, рис. 3.30 б, процесс № 3), после чего открывается задвижка  $Z_2$  (рис. 3.29 б, блок 14), что приводит к сообщению эрлифта с морской водой. Осуществляется разгон воды путем увеличения производительности компрессора (рис. 3.29 б, блок 14; рис. 3.30 б, процесс № 4). Когда скорость воды становится достаточной для устойчивого транспортирования твердых полезных ископаемых (ТПИ), дается команда включения привода шнека дозатора (рис. 3.29 б, блок 15), подающего твердый материал в ТТ. Заключительными действиями алгоритма запуска являются контроль достижения первой порцией ТПИ сечения смесителя (рис. 3.29 б, блок 16; рис. 3.30 б, процесс № 5), а затем и выходного сечения ПТ (рис. 3.29 б, блок 17; рис. 3.30 б, процесс № 6), что означает выход глубоководного гидроподъема на рабочий режим.

Как видно из вышеприведенного материала переходные режимы в элементах подводного оборудования, в рамках разработанного способа запуска и остановки ГЭГ, связаны с широким спектром неустановившихся процессов, как в элементах силового оборудования (запуск-остановка приводов шнека-дозатора, компрессоров, насоса гибкой связи, и др.), так и в проточных частях самого эрлифта (вытеснение воды из подъемной и газовой труб, барботаж, распространение относительно медленных непрерывных (кинематических) волн концентрации фаз, гидроудар при перекрытии задвижкой подводящей трубы и т.п.). Решения этих задач, в зависимости от их постановки, связаны с моделированием исследуемых процессов на мета-, макро- и микро- уровнях и являются самостоятельными обширными исследованиями [69, 55]. Ниже фрагментально приводится математическое описание наиболее характерных процессов в основных технологических звеньях подводного оборудования.

1. Звено «Привод дозатора» описывается следующим образом. Зависимость выходного параметра – частоты вращения вала дозатора  $n_o(t)$  от входного задающего воздействия  $u_{3o}(t)$  определяется решением дифференциального уравнения [133]:

$$T_{no} \frac{dn_o(t)}{dt} + n_o(t) = K_{no} u_{3o}(t)$$

в виде:

$$n_o(t) = K_{no} (1 - e^{-\frac{t}{T_{no}}}) u_{3o}(t),$$

где  $T_{n\partial}$  – определяется по кривым переходного процесса привода при изменении  $u_{3\partial}(t)$  от номинального значения  $u_{3\partial}^{ном}$  до  $1.1u_{3\partial}^{ном}$ ;

$$K_{n\partial} = \frac{n_{\partial}^{ном}}{u_{3\partial}^{ном}},$$

где  $n_{\partial}^{ном}$  – номинальная частота вращения вала привода.

2. Звено «Дозатор» имеет следующее описание. Выходной расход  $Q_{мт\partial}(t)$  определяется по формуле [46]:

$$Q_{мт\partial}(t) = K_{\partial 1} \cdot n_{\partial}(t - \tau_{3\partial}),$$

где  $K_{\partial 1}$  – коэффициент, зависящий от характеристик ТПИ;

$\tau_{3\partial}$  – время запаздывания при перемещении твердых частиц из бункера в транспортный трубопровод, значение которого определяется конструктивными параметрами узла дозирования и частотой вращения вала дозатора.

Входной размер частиц  $d_c^{\partial}$  определяется по формуле

$$d_c^{\partial} = K_{изм}^{\partial} \cdot d_c,$$

где  $d_c$  – средний размер частиц ТПИ в бункере;  $K_{изм}^{\partial}$  – коэффициент измельчения частиц дозатором.

3. Звено «подводящая труба». Входными параметрами являются выходные параметры звена «дозатор». С учетом технологической схемы гидropодъема подводящую трубу целесообразно разделить на два участка. Первый участок трубы транспортирует пульпу от уровня шнека-дозатора до смесителя. Для наглядности приведем здесь еще раз полученные в предыдущих подразделах дифференциальные уравнения:

$$(1 - C_1) \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \rho_0 a_0^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_0 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) + \rho_0 a_0^2 (1 - C_1) \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0, \quad (3.111)$$

$$C_1 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_1 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = 0, \quad (3.112)$$

$$\begin{aligned} & \left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} \right) \left( \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} \right) - \frac{C_1 k_1}{2} \left( \frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} \right) + \frac{(1 - C_1)}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \\ & = -(1 - C_1) g \sin \alpha - \frac{\lambda_n}{2D_{mp}} \frac{\rho_n}{\rho_0} |V_n| V_n - \frac{3}{8} \left[ \frac{C_1 C_{x1}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) \right], \end{aligned} \quad (3.113)$$

$$\left(\frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2}\right)\left(\frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x}\right) - \left(1 + \frac{k_1}{2}\right)\left(\frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x}\right) + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} =$$

$$= -\frac{\rho_1}{\rho_0} g \sin \alpha + \frac{3}{8} \frac{C_{x1}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1). \quad (3.114)$$

Система уравнений (3.111)–(3.114) является замкнутой относительно неизвестных  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $C_1$ . Коэффициент гидравлического сопротивления при движении пульпы  $\lambda_n$  определяется по эмпирическим формулам [69, 164]. Распространение кинематических волн концентрации твердой фазы на первом участке подводной трубы (см. четвертая стадия запуска) описывается квазистационарной моделью [69]:

$$(\rho_1 - \rho_0) \frac{\partial C_1}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} [C_1 V_1 \rho_1 + (1 - C_1) V_0 \rho_0] = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = g [C_1 \rho_1 + (1 - C_1) \rho_0] \sin \alpha + \frac{\lambda_n}{2D_{mp}} [C_1 \rho_1 V_1^2 + (1 - C_1) \rho_0 V_0^2] -$$

$$-C_1 \rho_1 V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} - (1 - C_1) \rho_0 V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0,$$

$$V_0 - V_1 = V_\infty (1 - C_1)^{n-1}; \quad \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_w \frac{\partial C_1}{\partial x} = f,$$

$$V_w = C_1 V_1 + (1 - C_1) V_0 + \frac{\partial}{\partial C_1} [V_0 (1 - C_1) C_1],$$

$$\lambda_n = \frac{1}{(1.8 \lg Re_n - \delta)^2}; \quad Re_n = \frac{4(Q_1 + Q_0)}{\pi D_{mp}} \left( \frac{C_1}{\nu_1} + \frac{1 - C_1}{\nu_0} \right),$$

где  $\delta$  – абсолютная шероховатость трубы;  $Q_i$  – объемный расход компонентов;  $\nu_i$  – кинематический коэффициент вязкости компонентов.

Движение морской воды на втором участке от входного сечения подводной трубы до уровня шнека-дозатора описывается следующими уравнениями:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_0 a_0^2 \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0,$$

$$\left( \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = -g \sin \alpha - \frac{\lambda_0}{2D_{mp}} |V_0| V_0.$$

4. Звено «смеситель». Входными параметрами являются выходные параметры звена «подающая труба», а именно, расход и плотность пульпы, а также расход воздуха на выходе пневмопровода. На выходе смесителя формируется давление в смесителе  $p(t)$ , расход трехфазной гидросмеси  $Q_{CM}(t)$ , плотность трехфазной смеси  $\rho_{CM}(t)$ . В общем случае [8]

$$p(t) = p^{cm} + \Delta p(t),$$

где  $p^{cm}(t)$  – статическая составляющая, рассчитанная по методике [69].  $\Delta p(t)$  – колебательная составляющая. При  $q(t) \leq 1.1q_{onm}$

$$\Delta p(t) = \Delta p^{max} \cdot \sin(kt),$$

где  $q_{onm}$  – расчетный оптимальный удельный расход воздуха,  $k$  – частота колебаний, соответствующих снарядной структуре течения потока [58].

При  $q(t) > 1.1q_{onm}$  колебательная составляющая в смесителе имеет затухающий характер:

$$\Delta p(t) = \Delta p^{max} \cdot e^{-nt} \cdot \sin\left(\sqrt{k^2 - n^2} \cdot t\right),$$

где  $n$  – декремент затухания.

Следует отметить, что определение колебательной составляющей давления в смесителе, для случая, когда в подъемной трубе реализуется последовательная смена различных структур течения смеси, является самостоятельным исследованием [69].

5. Звено «подъемная труба». Входными параметрами являются выходные параметры звена «смеситель». Быстрые волновые процессы при движении трехфазной смеси в подъемной трубе описываются нестационарной моделью, приведенной ранее и имеющей вид:

$$(1 - C_1 - C_2) \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_0 \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \rho_0 a_0^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_0 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) - \rho_0 a_0^2 \left( \frac{\partial C_2}{\partial t} + V_0 \frac{\partial C_2}{\partial x} \right) + \quad (3.115)$$

$$+ \rho_0 a_0^2 (1 - C_1 - C_2) \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0,$$

$$C_1 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_1 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 \left( \frac{\partial C_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} \right) + \rho_1 a_1^2 C_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} = 0, \quad (3.116)$$

$$C_2 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_2 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_2 a_2^2 \left( \frac{\partial C_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} \right) + \rho_2 a_2^2 C_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} = 0, \quad (3.117)$$

$$\left( 1 + \frac{C_1 k_1}{2} + \frac{C_2 k_2}{2} \right) \left( \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} \right) - \frac{C_1 k_1}{2} \left( \frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} \right) - \quad (3.118)$$

$$- \frac{C_2 k_2}{2} \left( \frac{\partial V_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} \right) + \frac{(1 - C_1 - C_2) \partial p}{\rho_0 \partial x} = \varphi_0,$$

$$\left( \frac{\rho_1}{\rho_0} + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x} \right) - \left( 1 + \frac{k_1}{2} \right) \left( \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_1, \quad (3.119)$$

$$\left( \frac{\rho_2}{\rho_0} + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\partial V_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} \right) - \left( 1 + \frac{k_2}{2} \right) \left( \frac{\partial V_0}{\partial t} + V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} = \varphi_2, \quad (3.120)$$

где

$$\varphi_0 = -(1 - C_1 - C_2) g \sin \alpha - \frac{\lambda}{2D_{mp}} \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} |V_{cm}| V_{cm} -$$

$$- \frac{3}{8} \left[ \frac{C_1 C_{x1}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1) + \frac{C_2 C_{x2}}{R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2) \right],$$

$$\varphi_1 = -\frac{\rho_1}{\rho_0} g \sin \alpha + \frac{3}{8} \frac{C_{x1}}{R_1} |V_0 - V_1| (V_0 - V_1),$$

$$\varphi_2 = -\frac{\rho_2}{\rho_0} g \sin \alpha + \frac{3}{8} \frac{C_{x2}}{R_2} |V_0 - V_2| (V_0 - V_2),$$

$$\frac{1}{a_1^2} = \frac{\rho_1}{K_1} + \frac{\rho_1}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right), \quad \frac{1}{a_2^2} = \frac{\rho_2}{K_2} + \frac{\rho_2}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right), \quad \frac{1}{a_0^2} = \frac{1}{a_{жс}^2} + \frac{\rho_0}{F} \left( \frac{\partial F}{\partial p} \right),$$

$$a_{жс}^2 = \frac{K_{жс}}{\rho_0}, \quad K_1 = \frac{E_1}{3(1-2\theta_1)}, \quad \frac{1}{K_2} = \frac{1}{\rho_2} \left( \frac{\partial \rho_2}{\partial p} \right),$$

$$\rho_{см} = \rho_0^* + \rho_1^* + \rho_2^* = (1 - C_1 - C_2) \rho_0 + C_1 \rho_1 + C_2 \rho_2,$$

$$V_{см} = \frac{1}{\rho_{см}} (\rho_0^* V_0 + \rho_1^* V_1 + \rho_2^* V_2).$$

Система из шести уравнений (3.115)–(3.120), как уже было сказано ранее, является замкнутой относительно неизвестных функций  $p$ ,  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $C_1$  и  $C_2$  и позволяет исследовать нестационарные процессы при движении трехфазной смеси в подъемной трубе.

Распространение кинематических волн концентрации воздушной фазы (см. вторая стадия запуска) описывается квазистационарной моделью [69]:

$$(\rho_0 - \rho_2) \frac{\partial C_2}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} [C_2 V_2 \rho_2 + (1 - C_2) V_0 \rho_0] = 0;$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = g [C_2 \rho_2 + (1 - C_2) \rho_0] \sin \alpha + \frac{\lambda_{см}}{2D_{mp}} [C_2 \rho_2 V_2^2 + (1 - C_2) \rho_0 V_0^2] -$$

$$-C_2 \rho_2 V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} - (1 - C_2) \rho_0 V_0 \frac{\partial V_0}{\partial x} = 0,$$

$$V_2 - V_0 = V_\infty (1 - C_2)^{n-1}; \quad \frac{\partial C_2}{\partial t} + V_w \frac{\partial C_2}{\partial x} = f,$$

$$V_w = C_2 V_2 + (1 - C_2) V_0 + \frac{\partial}{\partial C_2} [V_2 (1 - C_2) C_2],$$

$$f = -\frac{C_2}{(pV_2)} \cdot \frac{d(pV_2)}{dt}, \quad \lambda_c = \left\{ 2 \lg \left[ \left( \frac{6,81}{Re_c} + \frac{\delta}{3,7D_{mp}} \right) \right] \right\}^{-2},$$

$$Re_c = \frac{4(Q_2 + Q_0)}{\pi D_{mp}} \left( \frac{C_2}{v_2} + \frac{1 - C_2}{v_0} \right),$$

где индексом «с» обозначены параметры водовоздушной смеси.

6. Звено «пневмопровод». Входными параметрами являются давление и расход воздуха на выходе из ресивера компрессорной станции, а выходными – давление и расход воздуха на входе в смеситель.

Процесс вытеснения воды из вертикального пневмопровода сжатым воздухом (первая стадия запуска) описывается следующим уравнением [69]:

$$\frac{1}{g} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{d}{D_{mp}} \right)^2 \right] \cdot h_g - x_1 \right\} \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{1}{2g} (K_1 - K_2) \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 + x_1 + \frac{p_1 - p_a}{\rho g} = 0,$$

где

$$K_1 = \zeta_1 - 1 + \lambda_{nn} \frac{h_g}{d} + \left( 1 + \frac{h_g}{d} \lambda_0 \right) \left( \frac{d}{D_{mp}} \right)^4, \quad K_2 = \frac{\lambda_{nn}}{D_{mp}} x_1,$$

$h_g$  – глубина погружения смесителя;  $x_1$  – вертикальная координата, начало которой совпадает с входным сечением пневмопровода, а положительное направление – с направлением движения воздуха в пневмопроводе;  $p_a$  – атмосферное давление;  $\zeta_1$  – коэффициент местного сопротивления смесителя;  $\lambda_{nn}$ ,  $\lambda_0$  – коэффициенты Дарси для пневмопровода и заполненной морской водой подъемной трубы.

По окончании первой стадии запуска весь пневмопровод будет заполнен сжатым воздухом, нестационарное изотермическое движение которого может быть описано следующей системой уравнений [46]:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial t} + V_2 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_2 a_2^2 \frac{\partial V_2}{\partial x} = 0,$$

$$\left( \frac{\partial V_2}{\partial t} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho_2} \frac{\partial p}{\partial x} = -g \sin \alpha - \frac{\lambda_2}{2D_{mp}} |V_2| V_2.$$



Учитывая специфику питающей пневмосистемы ГЭГ, общепринятое допущение об изотермичности процесса едва ли приемлемо. Поэтому, установившееся течение в пневмопроводе с учетом изменения температуры сжатого воздуха может быть описано следующими уравнениями [50]:

$$\frac{dp}{dx_1} \left( 1 - \frac{16M_2 k_g RT}{\pi^2 d^4 p^2} \right) = \lambda_{mn} \frac{8M_2^2 k_g RT}{\pi^2 d^5 p} - \frac{gp}{k_g RT} - \frac{16M_2^2 R}{\pi^2 d^4 p} \frac{dT}{dx_1},$$

$$k_m (T - T_0) dx_1 = C_p M_2 dT + g M_2 dx_1 - \frac{16M_2^3 (k_g RT)^2}{\pi^2 d^4} \frac{dp}{p^3},$$

где  $k_m$  – линейный (отнесенный к единице длины трубы) коэффициент теплопередачи от воздуха к воде;  $M_2$  – массовый расход газа;  $T_0$  – абсолютная температура воды, омывающей трубопровод;  $k_g$  – коэффициент, учитывающий отличия свойств сжатого при высоких давлениях воздуха от свойств идеального газа;  $R$  – газовая постоянная;  $C_p$  – массовая изобарная теплоемкость воздуха. Механизм учета изменения температуры сжатого воздуха на динамику пневмопровода описан в работе [69].

Математическое описание переходных процессов во всех технологических звеньях подводного оборудования не вписывается в ограниченный объем данной монографии. Поэтому авторы вынуждены были ограничиться ссылками на свои работы, в которых подробно описаны следующие переходные режимы (например, для стадии запуска):

- Разгон воды в подводящей трубе [69];
- Подъем первой порции твердого материала до выходного сечения подъемной трубы [69];
- Звено «насос – гибкий трубопровод» [55].

7. Для ресивера использован стандартный модуль аккумуляции в форме для сжимаемого газа. Ресивер описывается линеаризованным уравнением первого порядка [8]:

$$T_p \frac{d\Delta Q_p}{dt} + \Delta Q_p = \Delta Q_g,$$

где  $T_p$  – постоянная времени, зависящая от начального режима. Передаточная функция ресивера имеет вид:

$$W(p) = \frac{1}{T_p p + 1} = \frac{Q_p(p)}{Q_\kappa(p)},$$

где  $Q_p(p)$  – расход на выходе ресивера;  $Q_k(p)$  – производительность компрессора.

#### 8. Описание звена «Компрессорная станция».

Входной параметр – управляющее воздействие  $u_{зкс}(t)$ . Выходной параметр – расход воздуха на входе в пневмопровод  $Q_{vk}(t)$ . Связь описывается дифференциальным уравнением [18]:

$$T_k \frac{dQ_{vk}(t)}{dt} + Q_{vk}(t) = K_{kc} \cdot u_{зкс}(t),$$

где  $T_k$  – постоянная времени компрессора (определяется по переходным характеристикам);  $K_{kc}$  – передаточный коэффициент, определяемый по номинальным данным компрессорной станции:

$$K_{kc} = \frac{Q_{vk}^{ном}}{u_{зкс}^{ном}},$$

где  $Q_{vk}^{ном}$  – расход воздуха на выходе компрессорной станции при номинальном давлении нагнетания и номинальной температуре;  $u_{зкс}^{ном}$  – номинальное задающее воздействие компрессорной станции.

На базе приведенного выше математического аппарата определены длительности переходных процессов в рамках предложенного автоматизированного способа управления запуском и остановкой глубоководного гидроподъема [152] в следующих диапазонах изменения исходных данных:

- глубина разработки месторождения,  $H_p = 3 \dots 7$  км;
- годовая производительность по «сухому» сырью,  $M_I = 1 \dots 3$  млн.

т/год;

Для указанных диапазонов переходные процессы (запуск + останов) в глубоководных эрлифтах составляет 18 – 24% от продолжительности рабочего режима. Это объясняется значительной протяженностью пневмогидравлических трактов ГЭГ и относительно малой скоростью распространения кинематических волн концентраций компонентов. Данное обстоятельство указывает на необходимость корректировки значения часовой производительности ГЭГ, обеспечивающей рентабельную суточную норму с учетом длительности переходных процессов, что неизбежно повлечет изменение технического задания на проектирование гидроподъемов и усовершенствование алгоритмов управления. Данное направление является самостоятельным вопросом и выходит за рамки этой монографии. Однако, по убеждению авторов, исследования должны базироваться на запатентованной ими методике [161].

#### **4 ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И УСТОЙЧИВОСТИ ТРУБНОГО СТАВА ГИДРОПОДЪЕМА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ОКРУЖАЮЩЕЙ МОРСКОЙ СРЕДОЙ**

Одной из крупных проблем при проектировании систем глубоководного гидротранспорта является решение комплекса задач, связанных с внешним обтеканием транспортной магистрали морской средой.

В данном разделе приведены аэродинамические коэффициенты элементов конструкции трубного става, которые определяют его форму при перемещении в толще морской воды, а также исследованы аэрогидроупругие автоколебания трубной конструкции и ее динамическая устойчивость в условиях волновой качки. Оба указанных фактора оказывают существенное влияние не только на параметры напряженно-деформированного состояния трубного става, отвечающие за его целостность и работоспособность [69, 70] но и на процесс транспортирования пульпы по трубопроводу ввиду силового взаимодействия упругой конструкции става с протекающей по нему массой.

Вопросы влияния параметров внешней гидродинамики (обтекание трубного става окружающей морской средой) на закономерности процесса транспортирования гидросмеси на достаточном методическом уровне рассмотрены в работе [70]. Откуда, в частности, следует, что вопросы внешней и внутренней гидродинамики следует рассматривать в сопряженной постановке, с учетом взаимовлияния их параметров. Этот чрезвычайно важный теоретический и практический результат положен в основу разработанного программного обеспечения [65, 66, 67, 76, 83]. Поэтому авторы монографии сочли необходимым поместить в этом разделе ранее частично опубликованный материал по трубопроводному ставу гидроподъема [69], существенно дополнив его и более детально представив используемую экспериментальную базу. Здесь же приведены результаты экспериментальных исследований аэрогидродинамических коэффициентов погруженной технологической платформы.

Трубная система добычи полезных ископаемых со дна Мирового океана представляет собой сложную конструкцию в виде пакета трубопроводов, состоящего из центрального добычного трубопровода, по которому транспортируется пульпа, и нескольких вспомогательных трубопроводов другого функционального назначения (газовод, трубопроводы управляющих и энергетических кабелей и пр.)

Доминирующим является добычной трубопровод, который является и основным силовым элементом системы. Дополнительные трубопроводы имеют значительно меньшие диаметры и крепятся к центральному трубопроводу. Наличие в пакете нескольких трубопроводов различного диаметра приводит к несимметрии его поперечного сечения, вследствие чего элемент пакета при любом направлении набегающего потока испытывает кроме силы сопротивления также боковую силу и крутящий момент.

В настоящее время единственным средством определения аэродинамических сил для тел сложного поперечного сечения является эксперимент в аэродинамических трубах (или в гидродинамических установках) на масштабных моделях.

Поэтому, для определения аэрогидродинамических характеристик элементов трубного става системы добычи полезных ископаемых были предприняты широкомасштабные систематические исследования гидродинамических моделей трубного става в аэродинамической трубе Т-5 кафедры аэрогидромеханики Днепропетровского национального университета под руководством одного из авторов данной монографии О. Г. Гомана. Большинство экспериментальных моделей были изготовлены, непосредственно исследованы и обработаны доцентом кафедры аэрогидромеханики, кандидатом технических наук И. Ю. Графским, считавшим, что честность в результатах эксперимента не менее важна, чем профессионализм.

Аэродинамическая труба Т-5 – это установка замкнутого типа с открытой рабочей частью, диаметр выходного сопла – 0,75 м (рис. 4.1). Поток воздуха обеспечивается осевым вентилятором; максимальная скорость потока 45 м/с. Неравномерность поля скоростей в ядре потока пустой трубы не превышает 0,5%; скос потока в вертикальной и горизонтальной плоскостях – не более 0,5%. Начальная турбулентность потока  $\varepsilon = 0,4 - 0,5\%$ ; акустический шум при максимальной скорости потока – 96 дБ.

Для определения аэродинамических сил труба оснащена трехкомпонентными тензометрическими весами, которые позволяют измерять силу сопротивления  $X$  (вдоль потока), боковую силу  $Y$  (перпендикулярно потоку) и боковую силу  $Y_1$  на плече, через которую вычисляется крутящий момент относительно оси крепления модели.

Весовые элементы « $X$ » и « $Y$ » выполнены в виде упругих пластин, консольно закрепленных на опорных стойках симметрично относительно модели. Пластины « $X$ » и « $Y$ » развернуты друг относительно друга на  $90^\circ$  и связаны между собой жесткими разъемными соединениями. Консольный конец весового элемента представляет собой узел крепления с шаровым трехступенным шарниром, в котором свободно закрепляется конец оси модели.

На рис. 4.2 схематически показаны трехкомпонентные весы и их расположение вместе с моделью в трубе.

Весовой элемент  $Y_1$  в виде упругой пластины одним концом крепится к массивному координатнику, с помощью которого производится изменение угла атаки модели, а другим – тягой с двумя шарнирами с моделью.

На упругие пластины наклеены тензодатчики, соединенные по мостовой схеме между собой и с тензостанцией.

Достоинство такой конструкции тензовесов в том, что кроме стационарных сил они могут измерять силы и амплитуды нестационарных колебаний при возникновении аэроупругой неустойчивости моделей, исследуемых путем ос-

циллографирования процесса колебаний и предварительной тарировки перемещений упругих весовых элементов под действием нагрузки.

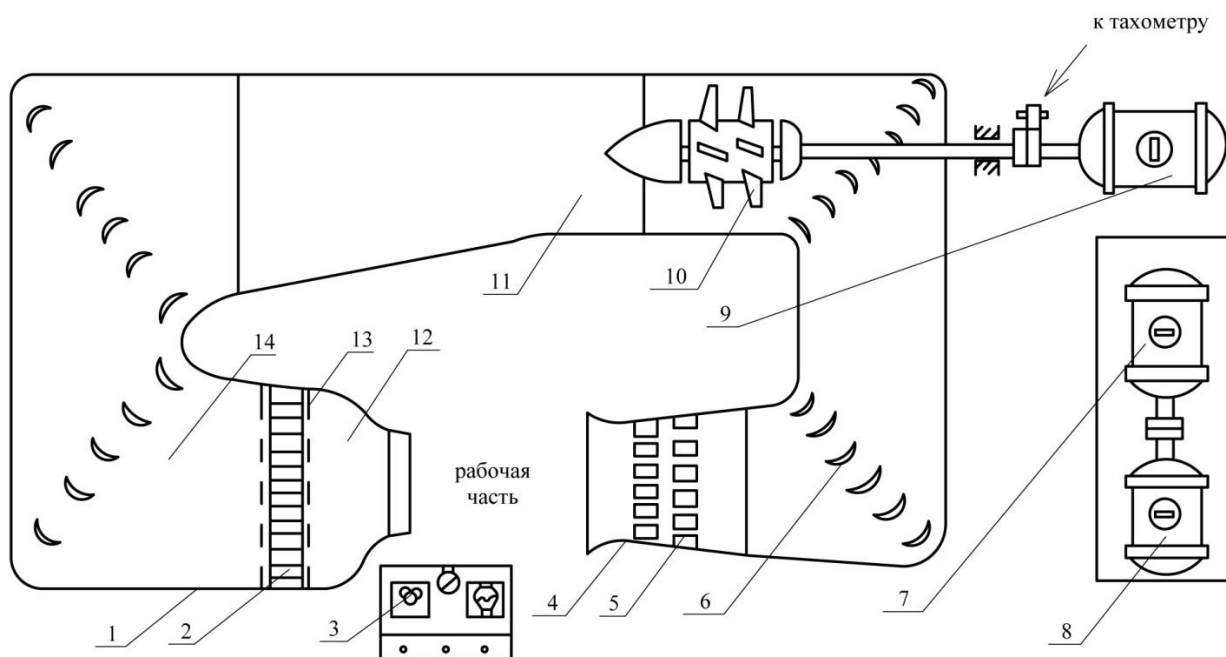


Рисунок 4.1 – Схема аэродинамической трубы Т-5

1 – внутренний контур трубы; 2 – хонейкомб; 3 – пульт управления; 4 – диффузор; 5 – отверстия для демпфирования пульсаций давления; 6 – лопатки поворотные; 7 – генератор постоянного тока; 8 – электромотор переменного тока; 9 – электромотор постоянного тока; 10 – вентиляторная установка; 11 – канал нагнетания; 12 – сопло; 13 – сетки турбулизирующие; 14 – форкамера.

Цель исследования состояла, во-первых, в определении фактических значений аэрогидродинамических коэффициентов элементов става заданных компоновок и, во-вторых, в параметрическом исследовании влияния различных геометрических и кинематических параметров на эти коэффициенты.

Ориентировочные размеры трубопроводов става были получены по результатам предварительного гидравлического и прочностного расчетов такой установки на производительность добычи полезного продукта (железо-марганцевых конкреций) порядка  $\dot{m}_T \cong 7,8$  кг/с с глубины  $H \sim 6000$  м [1, 10, 38, 53].

Исследованию были подвергнуты одиночный цилиндр, пакет цилиндрических элементов в целом, а также отдельные цилиндры в составе пакета и другие элементы погружных конструкций (платформа, стыковые узлы, обтекатели и пр.) при поперечном и косом обтекании.

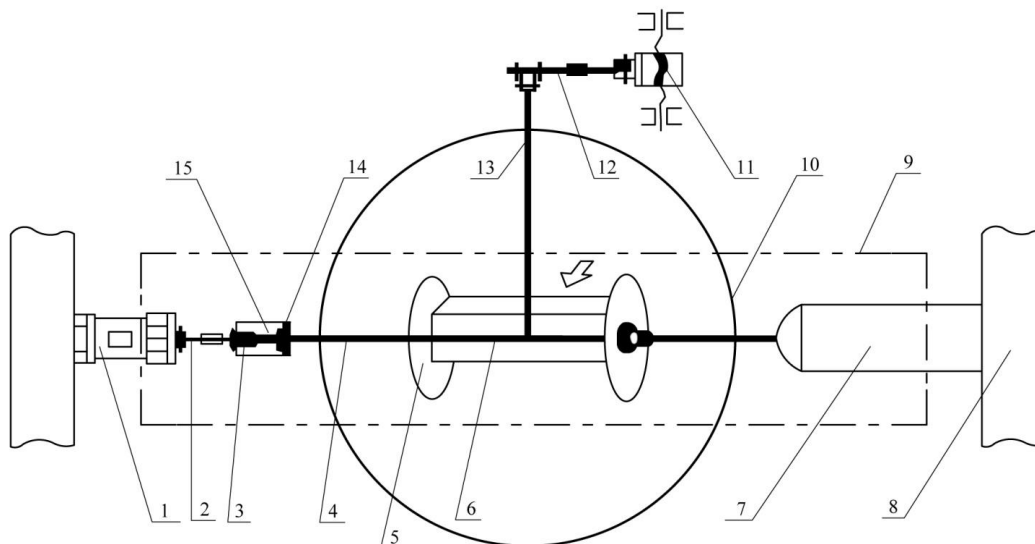


Рисунок 4.2 – Схема тензометрических трехкомпонентных весов в рабочей части аэродинамической трубы:

1, 2, 12 – упругие весовые элементы «X», «Y», « $Y_1$ »; 3 – шарнир шаровой; 4 – жесткая ось модели; 5 – шайба концевая; 6 – исследуемая модель; 7 – обтекатель; 8 – стойка опорная; 9 – механический колебательный контур; 10 – сопло трубы; 11 – координатник; 13 – тяга с двумя шарнирами; 14 – шаровая опора с отверстием; 15 – накладка.

В частности, были выполнены исследования по определению зависимости коэффициента силы сопротивления цилиндра от степени шероховатости поверхности (с целью прогноза влияния естественной коррозии трубного става и обрастания его микроорганизмами на необходимое усилие, затрачиваемое плавсредством на его транспортировку сквозь толщу океана), а также от интенсивности турбулентности набегающего потока.

Исследования выполнены во всем диапазоне чисел Рейнольдса, доступных для аэродинамической трубы Т-5.

Кроме того, с целью обнаружения возможных случаев возникновения различных видов аэрогидроупругой неустойчивости и выявления влияния схемы компоновки пакета на его склонность к неустойчивости, был выполнен ряд динамических испытаний, которые по отношению к реальной конструкции следует рассматривать как качественные.

#### 4.1 Аэрогидродинамические характеристики одиночного цилиндрического тела

Аэродинамическая модель для исследования поперечного обтекания цилиндра представляла собой элемент стальной трубы с внешним диаметром

$d = 100$  мм и длиной  $L = 450$  мм. Для реализации условий плоскопараллельного обтекания данного элемента в аэродинамической трубе модель снабжалась двумя аэродинамическими шайбами, в виде достаточно тонких жестких металлических дисков, закрепленных на торцах (рис. 4.3, а). Дополнительная сила сопротивления шайб учитывалась за счет отдельной продувки шайб в присутствии модели.

Для исследования косоуго обтекания цилиндра использовалась модель цилиндра с удлинением  $L/d = 15$ , плоские торцы которого были скруглены в виде полусфер, чтобы уменьшить концевые эффекты (рис. 4.3, б). В силу значительного удлинения модели, влиянием концевых эффектов перетекания на значение аэрогидродинамических коэффициентов этой модели, по оценкам, можно было пренебречь.

Моделирование турбулентности осуществлялось при помощи турбулизирующих сеток, которые устанавливались в выходном сечении сопла аэродинамической трубы.

Интенсивность турбулентности характеризует наличие пульсаций скорости набегающего потока  $V_\infty$  и определяется величиной:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{u^2}}{V_\infty} \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

где  $\sqrt{u^2}$  – среднеквадратичная пульсация скорости, [29].

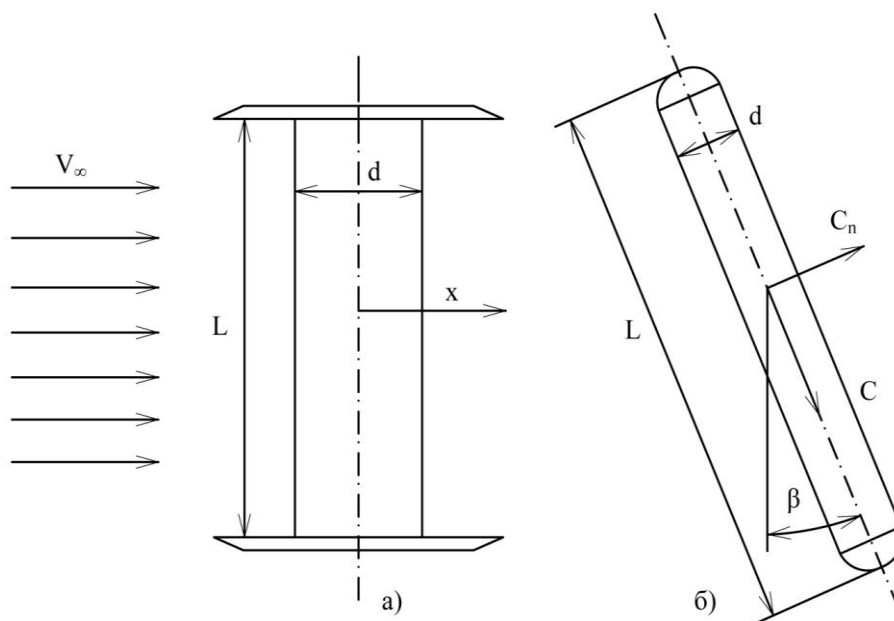


Рисунок 4.3 – Экспериментальные модели для поперечного (а) и косоуго (б) обтекания цилиндра

Шероховатость поверхности моделировалась при помощи наждачной бумаги, которая наклеивалась на поверхность цилиндра. Средняя высота шероховатости  $h$  определялась крупностью песчинок наждачной бумаги. Степень шероховатости поверхности тела характеризуется величиной относительной шероховатости:

$$k = \frac{h}{d}, \quad (4.2)$$

где  $d$  – диаметр цилиндра.

Коэффициент силы сопротивления  $C_x$  при поперечном обтекании определялся как:

$$C_x = \frac{X}{q d L}, \quad (4.3)$$

где  $X$  – экспериментальное значение силы сопротивления цилиндра (с учетом поправки на сопротивление державки);  $q = \frac{\rho}{2} V_\infty^2$  – скоростной напор;  $V_\infty$  – скорость набегающего потока (в выходном сечении сопла трубы);  $\rho$  – плотность потока (плотность атмосферного воздуха при температуре и давлении в лаборатории в момент эксперимента).

Число Рейнольдса в эксперименте определялось как

$$Re = \frac{V_\infty d}{\nu_2}, \quad (4.4)$$

где  $\nu_2$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха.

Согласно теории подобия и размерности [29], коэффициент силы сопротивления  $C_x$  зависит от числа Рейнольдса  $Re$ , интенсивности турбулентности  $\varepsilon$  и степени шероховатости  $k$ :

$$C_x = C_x(Re, \varepsilon, k) \quad (4.5)$$

и эта зависимость является универсальной для любых газов и жидкостей.

Полная сила сопротивления цилиндрического тела складывается из двух сил: силы от неравномерного распределения давления по поперечному сечению (сопротивление давления) и силы трения за счет касательных напряжений (сопротивление трения). Полный (суммарный) коэффициент силы сопротивления  $C_x$  является суммой:



$$C_x = C_{x\delta} + C_{xmp}, \quad (4.6)$$

где  $C_{x\delta}$  – коэффициент сопротивления давления;  $C_{xmp}$  – коэффициент сопротивления трения.

При эксперименте определяется суммарный коэффициент силы сопротивления.

Цилиндр является плохообтекаемым телом, которое почти при всех числах  $Re$  (за исключением достаточно малых  $Re \leq 20$ ) обтекается с отрывом потока. Для обтекания с отрывом главную долю в коэффициенте силы сопротивления играет сопротивление давления.

На рис. 4.4 приведена классическая зависимость коэффициента силы сопротивления гладкого ( $k \cong 0$ ) цилиндра от числа  $Re$  при  $\varepsilon \approx 0$ , заимствованная из [29] (так называемая стандартная кривая). Эта зависимость получена как результат многолетних экспериментальных исследований многих авторов.

Сложная немонотонная зависимость  $C_x(Re)$  на рис. 4.4 объясняется разной долей компонентов  $C_{x\delta}$  и  $C_{xmp}$  в суммарном коэффициенте  $C_x$  при различных числах Рейнольдса, что связано в основном с изменением ширины отрывной зоны и величины в ней давления от числа  $Re$ .

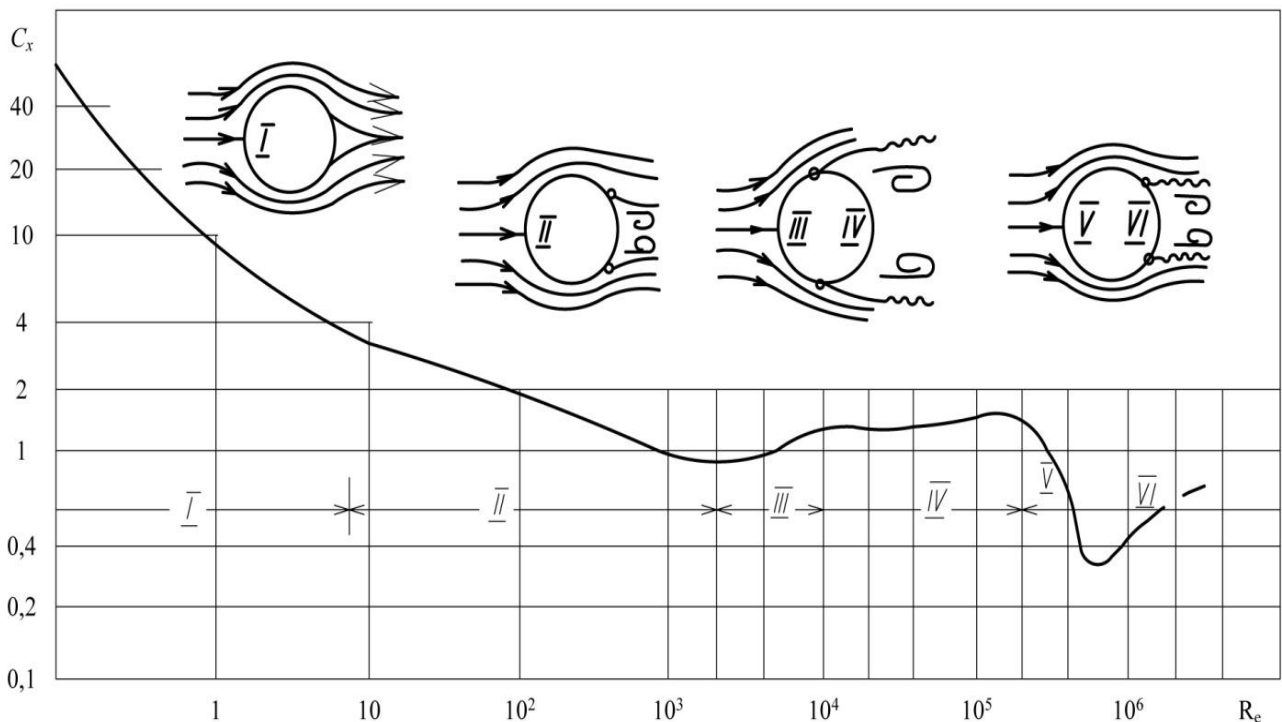


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента силы сопротивления гладкого кругового цилиндра от числа Рейнольдса

Наиболее характерной особенностью этой кривой является наличие так называемого «кризиса сопротивления», который для гладкого цилиндра наступает при критическом числе Рейнольдса  $Re_{кр} = 3 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$  и состоит в следующем. При достижении критического значения  $Re_{кр}$  пограничный слой в точке отрыва становится турбулентным, в результате чего сама точка отрыва почти скачком смещается вниз по потоку. При этом за счет резкого сужения зоны отрыва происходит резкое снижение суммарного коэффициента силы сопротивления, что и обозначается как кризис сопротивления. В закризисной зоне (зона VI на рис. 4.4) коэффициент силы сопротивления  $C_x$  с увеличением числа  $Re$  сначала резко возрастает, а затем возрастает все более медленно и становится почти постоянным. (Следует отметить, что диапазон чисел  $Re > 10^7$  для аэродинамических труб недоступен).

Значение критического числа  $Re_{кр}$ , при котором наступает кризис сопротивления (резкое падение сопротивления) зависит от параметров  $\varepsilon$  и  $k$ .

Полученная в результате обработки данных экспериментальных исследований зависимость  $Re_{кр}(\varepsilon, k)$  представлена на рис. 4.5. В области кризиса сопротивления значение коэффициента силы сопротивления сильно зависит от  $\varepsilon$  и  $k$ .

Полученные экспериментальные зависимости коэффициента силы сопротивления цилиндра  $C_x$  от  $Re$ ,  $\varepsilon$  и  $k$  представлены на рис. 4.6, а, б, в, г.

Эти данные существенно дополняют стандартную кривую, рис. 4.4. Пунктиром на рис. 4.6 показаны предполагаемые значения  $C_x$  в закризисной области, построенные экстраполяцией на числа  $Re$ , недоступные для трубы Т-5.

Каждая экспериментальная точка осреднялась по 10–12 пускам. Число Рейнольдса в эксперименте варьировалось за счет изменения скорости потока  $V_\infty$  от 5 м/с до 45 м/с.

Следует отметить, что при ориентировочном диаметре добычной трубы  $d = 250$  мм и скорости транспортировки  $V_\infty = 0,3 - 0,8$  м/с, число  $Re$  в натуральных условиях составляет ( $\nu \cong 1,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с при  $t = 5^\circ\text{C}$ ):  $Re = 0,5 - 1,4 \cdot 10^5$ , так что с учетом достаточно большой естественной турбулентности морской воды, трубный став находится как раз в условиях начала кризиса сопротивления.

Если цилиндрическое тело большой протяженности (в частности, гибкое цилиндрическое тело) расположено над некоторым углом скольжения к набегающему потоку, то сила  $\bar{R}$ , действующая на каждый элемент цилиндра, не будет перпендикулярной к оси данного элемента. Аэрогидродинамическая сила  $\bar{R}$  лежит в плоскости, соединяющей вектор скорости и ось элемента. Проекция силы  $\bar{R}$  на оси поточной системы координат обозначим  $X$  и  $Y$ , а на оси связан-

ной системы –  $T$  и  $N$ . Угол между вектором скорости  $\bar{V}_\infty$  и нормалью к оси элемента обозначим через  $\beta$ .

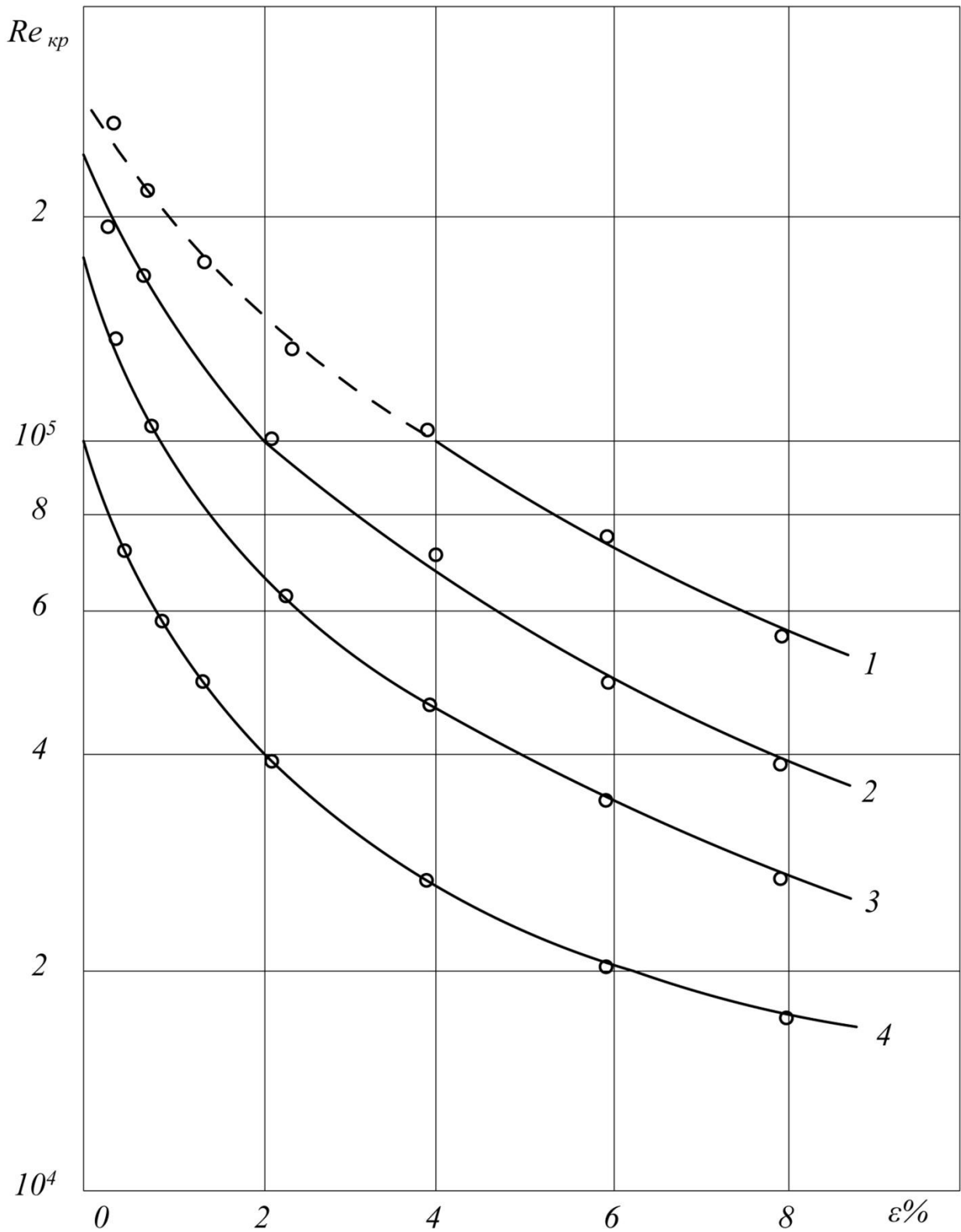
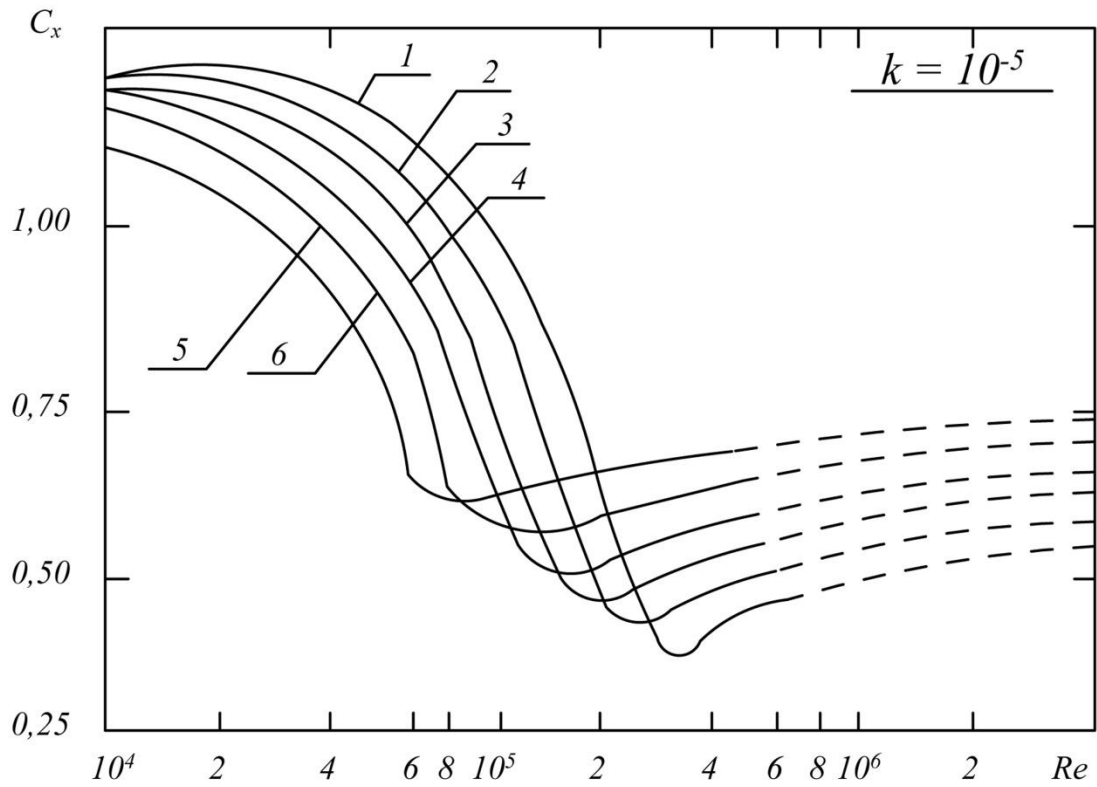
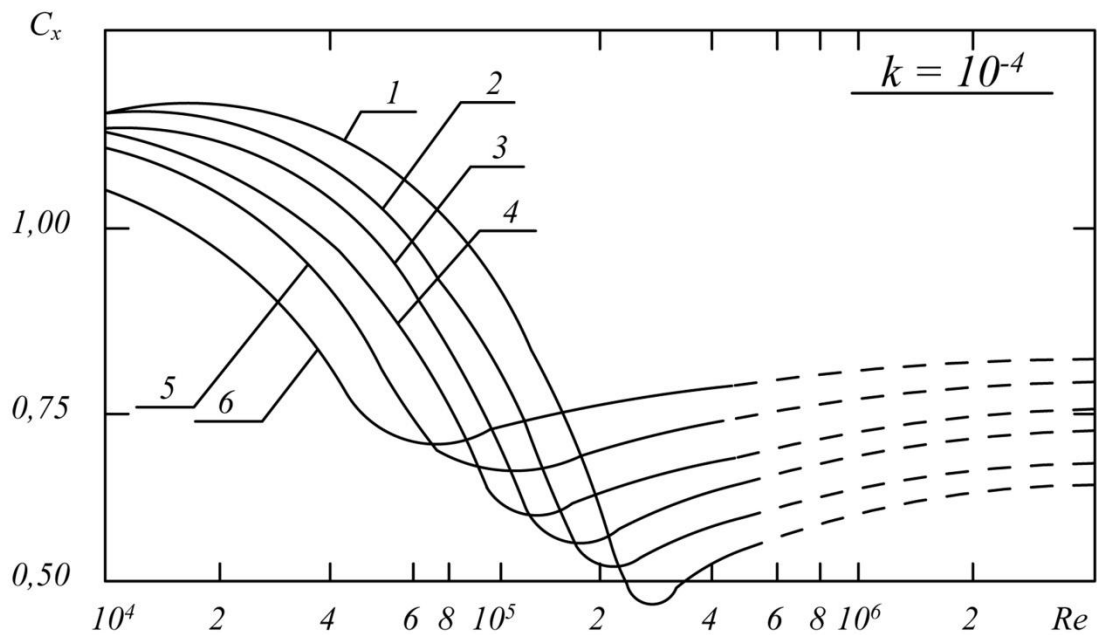


Рисунок 4.5 – Зависимость критического числа Рейнольдса от интенсивности турбулентности потока и шероховатости поверхности

1 –  $k = 10^{-5}$ ; 2 –  $k = 10^{-4}$ ; 3 –  $k = 10^{-3}$ ; 4 –  $k = 10^{-3}$ .

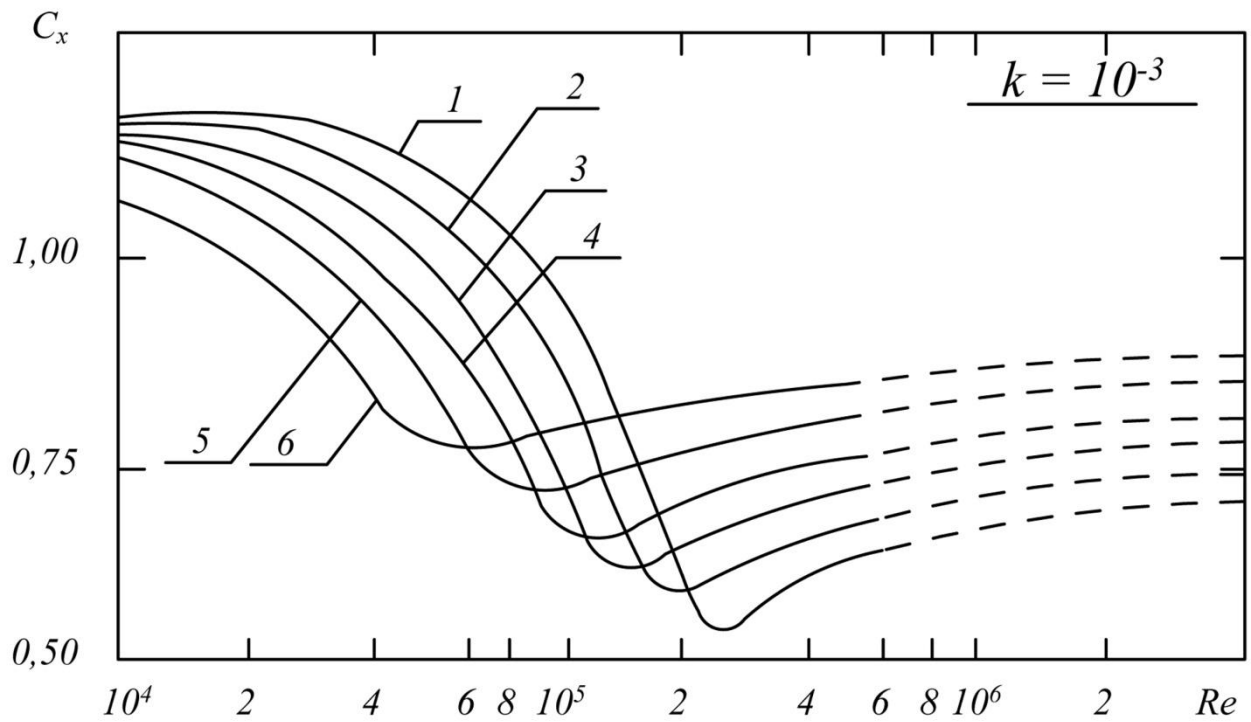


a)

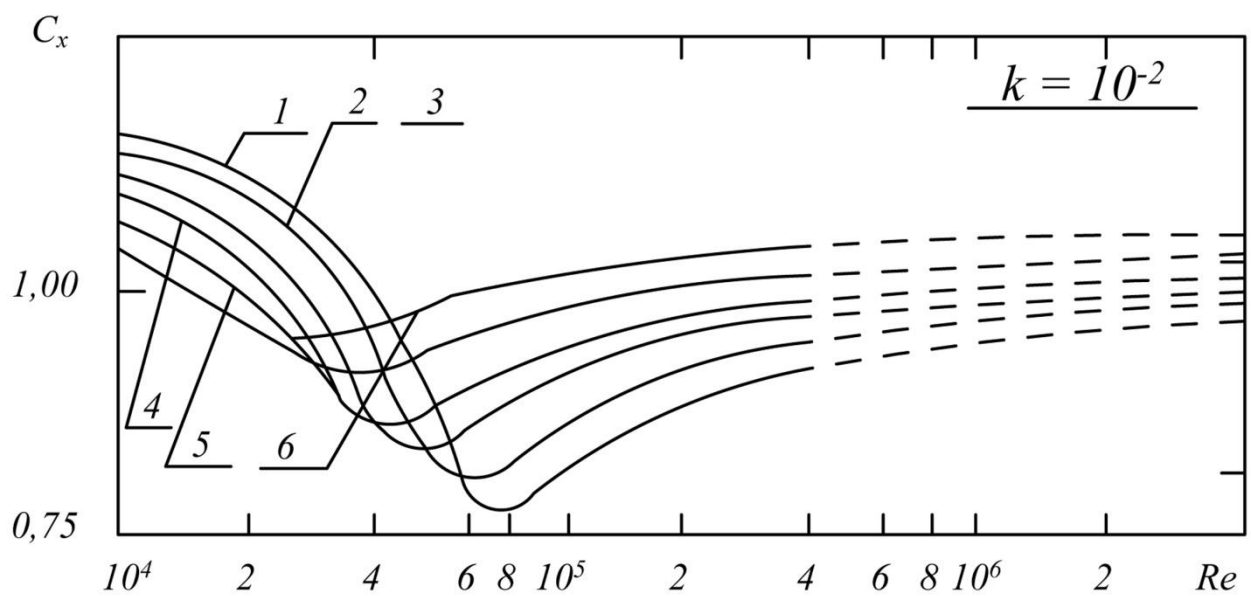


б)

Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента силы сопротивления одиночного цилиндра в поперечном потоке от числа Рейнольдса, интенсивности турбулентности и степени шероховатости



б)



в)

Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента силы сопротивления одиночного цилиндра в поперечном потоке от числа Рейнольдса, интенсивности турбулентности и степени шероховатости

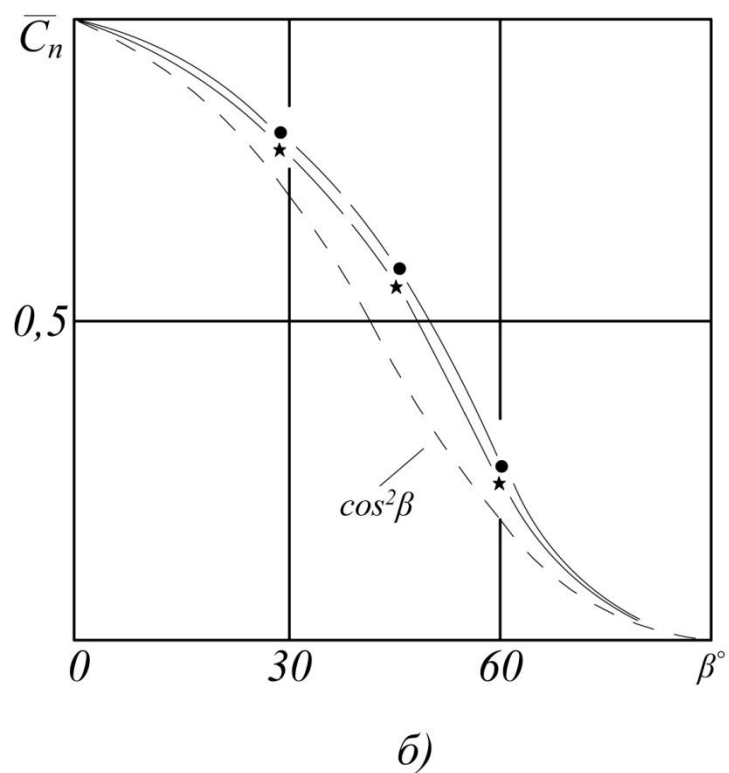
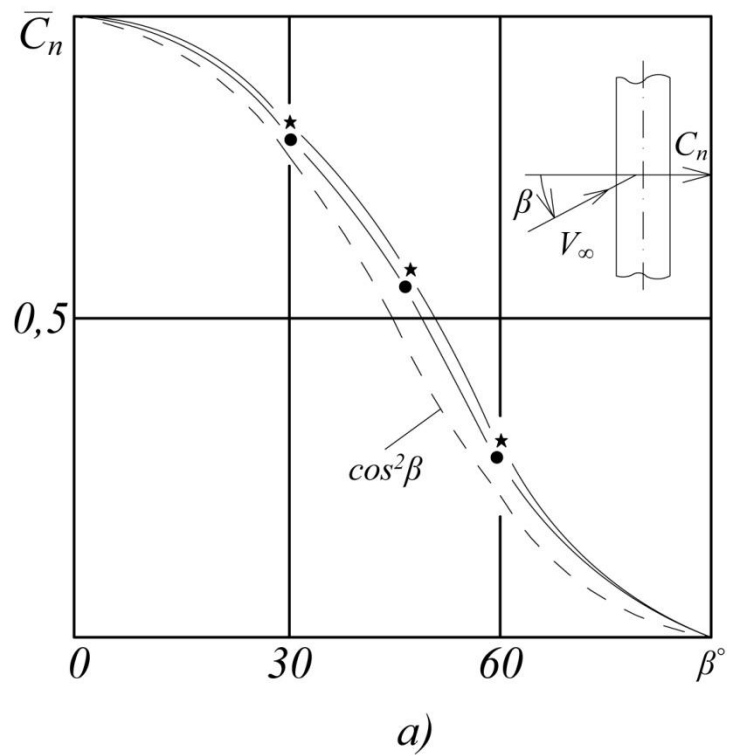


Рисунок 4.7 – Коэффициент нормальной силы одиночного цилиндра в косом потоке  
 а) –  $k = 10^{-3}$ ; б) –  $k = 10^{-2}$ ; — • —  $\varepsilon = 0,5\%$ ; — \* —  $\varepsilon = 8\%$ ;

Экспериментальная модель, которая была использована для исследования косоого обтекания, изображена на рис. 4.3,б.

При проведении экспериментов тензометрические пластины весов были ориентированы по отношению к модели таким образом, чтобы измерять силы  $T$  и  $N$  в связанной системе координат. При этом оказалось, что измерение осевой силы  $T$  ненадежно, поскольку эта сила, вызванная только трением на боковой поверхности цилиндра, слишком мала и ее измерение находилось на грани чувствительности измерительной аппаратуры. Поэтому, при экспериментальном исследовании косоугольного обтекания определялась только сила  $N$  и ее коэффициент

$$C_n(\beta) = \frac{N}{qLd}. \quad (4.7)$$

Результаты измерений коэффициента обрабатывались в виде зависимости:

$$\overline{C}_n(\beta) = C_n(\beta)/C_{n0},$$

где  $C_{n0}$  – значение коэффициента нормальной силы цилиндра при заданной скорости  $V_\infty$  и угле  $\beta = 0$  (значение  $C_{n0}$  равно коэффициенту силы сопротивления цилиндра при поперечном обтекании  $C_{n0} = C_x|_{\beta=0}$  с той же скоростью  $V_\infty$ ). Образец такой зависимости приведен на рис. 4.7. Как оказалось, величина  $\overline{C}_n(\beta)$  фактически не зависит от числа  $Re$ . Влияние интенсивности турбулентности и степени шероховатости поверхности на значение  $\overline{C}_n(\beta)$  тоже оказались незначительными, причем шероховатые цилиндры практически нечувствительны к изменению интенсивности  $\varepsilon$ . Из рис. 4.7, а также аналогичных данных для других значений  $\varepsilon$  и  $k$  видно, что зависимость  $\overline{C}_n(\beta)$  близка к функции

$$\overline{C}_n(\beta) = \cos^2 \beta, \quad (4.8)$$

которая соответствует предположению о том, что при косом обтекании нормальная сила сопротивления  $N$  определяется только нормальной компонентой скорости набегающего потока:  $V_{\text{он}} = V_\infty \cos \beta$ . На рис. 4.7 эта зависимость показана пунктиром (см. также [15, 29]).

Для определения осевой силы  $T$  при косом обтекании цилиндра следует прибегать к расчетным методикам.

## 4.2 Гидродинамические нагрузки на узлы соединений трубного става гидроподъема

Узлы соединения трубного става глубоководного гидроподъема являются элементами, от которых сильно зависит целостность системы. В связи с этим

выполнены экспериментальные исследования по определению коэффициента силы сопротивления элементов таких узлов. Всего был рассмотрен 51 вариант узлов соединения, геометрические характеристики которых приведены в таблице 4.1.

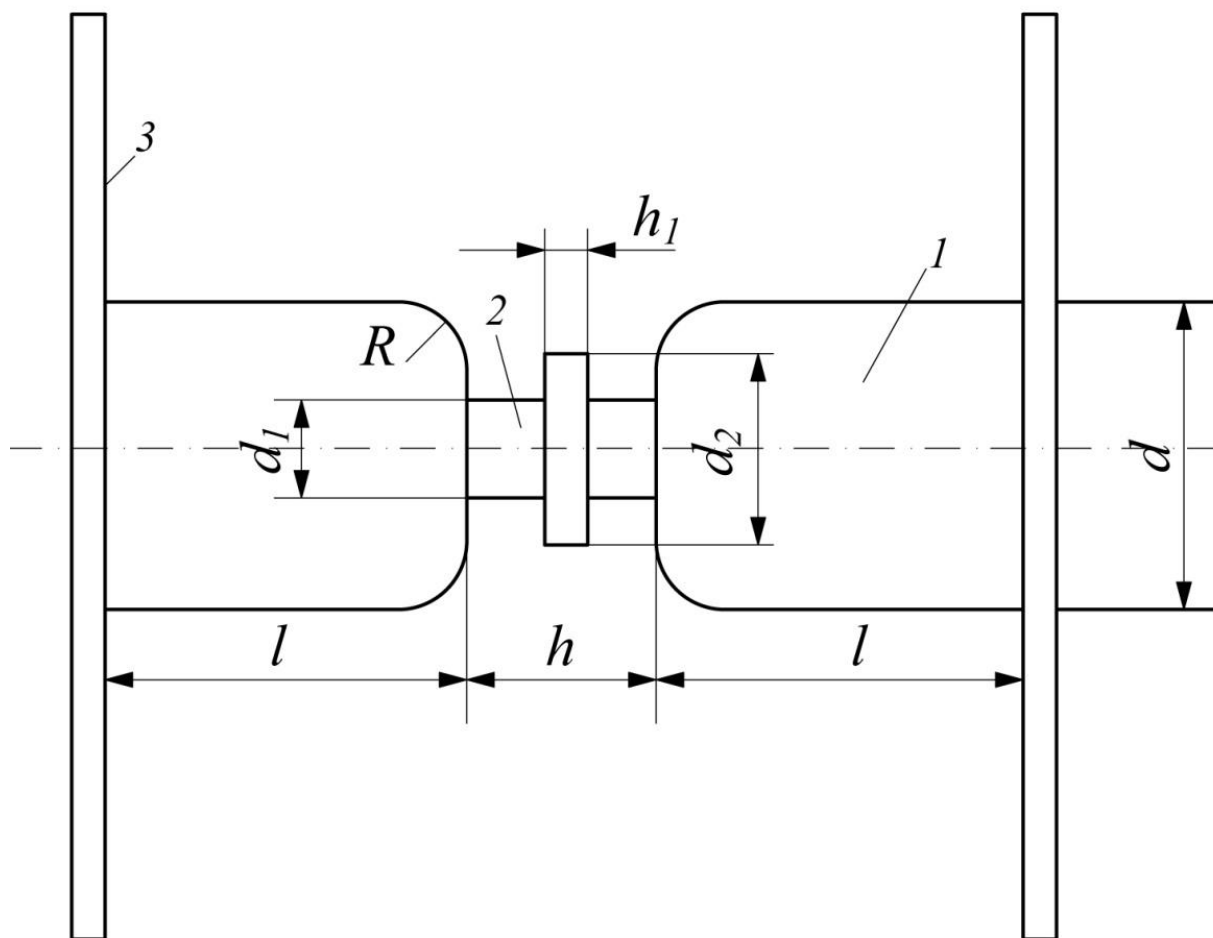
Вид экспериментальной модели показан на рис. 4.8. Исследование проведено при интенсивности турбулентности  $\varepsilon \approx 1-1,5\%$  и относительной шероховатости поверхности моделей  $k = 10^{-4}$ . Результаты приведены на рис. 4.9 – 4.20 в зависимости от числа Re. В качестве характерной площади выбрана площадь «в свету». Влияние соединительного узла распространяется на 1,5 – 2 калибра по максимальному диаметру с обеих сторон соединения. На рисунках нанесены значения для одиночного цилиндра (кривая А –  $\varepsilon \approx 1,5\%$ ,  $k = 10^{-4}$ ; кривая Б –  $\varepsilon \approx 1,5\%$ ,  $k = 10^{-3}$ ).

Таблица 4.1 Пределы изменения геометрических размеров моделей соединения трубопроводов (все размеры отнесены к  $d$ )

Номер графика	$\overline{d_1}$	$\overline{d_2}$	$\overline{h}$	$\overline{h_1}$	$\overline{R}$	$\overline{e}$
1	0,7	0,9	0,8	0,36	0	1,6
2	0,7	1	0,8	0,36	0	1,6
3	0,7	-	0,8	0	0	1,6
4	0,7	-	0,6	0	0	1,6
5	0,7	-	0,5	0	0	1,6
6	0,7	-	0,4	0	0	1,6
7	0,7	-	0,2	0	0	1,6
8	0,6	0,9	0,8	0,4	0,06	1,6
9	0,6	1	0,8	0,3	0,08	1,6
10	0,6	-	0,8	0	0,08	1,6
11	0,6	-	0,6	0	0,08	1,6
12	0,6	-	0,5	0	0,08	1,6
13	0,6	-	0,4	0	0,08	1,6
14	0,6	-	0,2	0	0,08	1,6
15	0,6	0,9	0,8	0,38	0	1,6
16	0,6	1	0,8	0,3	0	1,6
17	0,6	-	0,8	0	0	1,6
18	0,6	-	0,6	0	0	1,6
19	0,6	-	0,5	0	0	1,6



Номер графика	$\overline{d_1}$	$\overline{d_2}$	$\overline{h}$	$\overline{h_1}$	$\overline{R}$	$\overline{e}$
20	0,6	-	0,4	0	0	1,6
21	0,6	-	0,2	0	0	1,6
22	0,5	-	0,8	0	0,16	1,6
23	0,5	-	0,6	0	0,16	1,6
24	0,5	-	0,5	0	0,16	1,6
25	0,5	-	0,4	0	0,16	1,6
26	0,5	-	0,2	0	0,16	1,6
27	0,5	-	0,8	0	0	1,6
28	0,5	-	0,6	0	0	1,6
29	0,5	-	0,5	0	0	1,6
30	0,5	-	0,4	0	0	1,6
31	0,5	-	0,2	0	0	1,6
32	0,4	-	0,8	0	0,24	1,6
33	0,4	-	0,6	0	0,24	1,6
34	0,4	-	0,5	0	0,24	1,6
35	0,4	-	0,4	0	0,24	1,6
36	0,4	-	0,2	0	0,24	1,6
37	0,4	-	0,8	0	0	1,6
38	0,4	-	0,6	0	0	1,6
39	0,4	-	0,5	0	0	1,6
40	0,4	-	0,4	0	0	1,6
41	0,4	-	0,2	0	0	1,6
42	0,3	-	0,8	0	0,4	1,6
43	0,3	-	0,6	0	0,4	1,6
44	0,3	-	0,5	0	0,4	1,6
45	0,3	-	0,4	0	0,4	1,6
46	0,3	-	0,2	0	0,4	1,6
47	0,3	-	0,8	0	0	1,6
48	0,3	-	0,6	0	0	1,6
49	0,3	-	0,5	0	0	1,6
50	0,3	-	0,4	0	0	1,6
51	0,3	-	0,2	0	0	1,6



1 – трубопровод; 2 – узел соединения трубопроводов;  
3 – концевые шайбы

Рисунок 4.8 – Модель узла соединения трубопроводов и  
изменяемые в эксперименте параметры

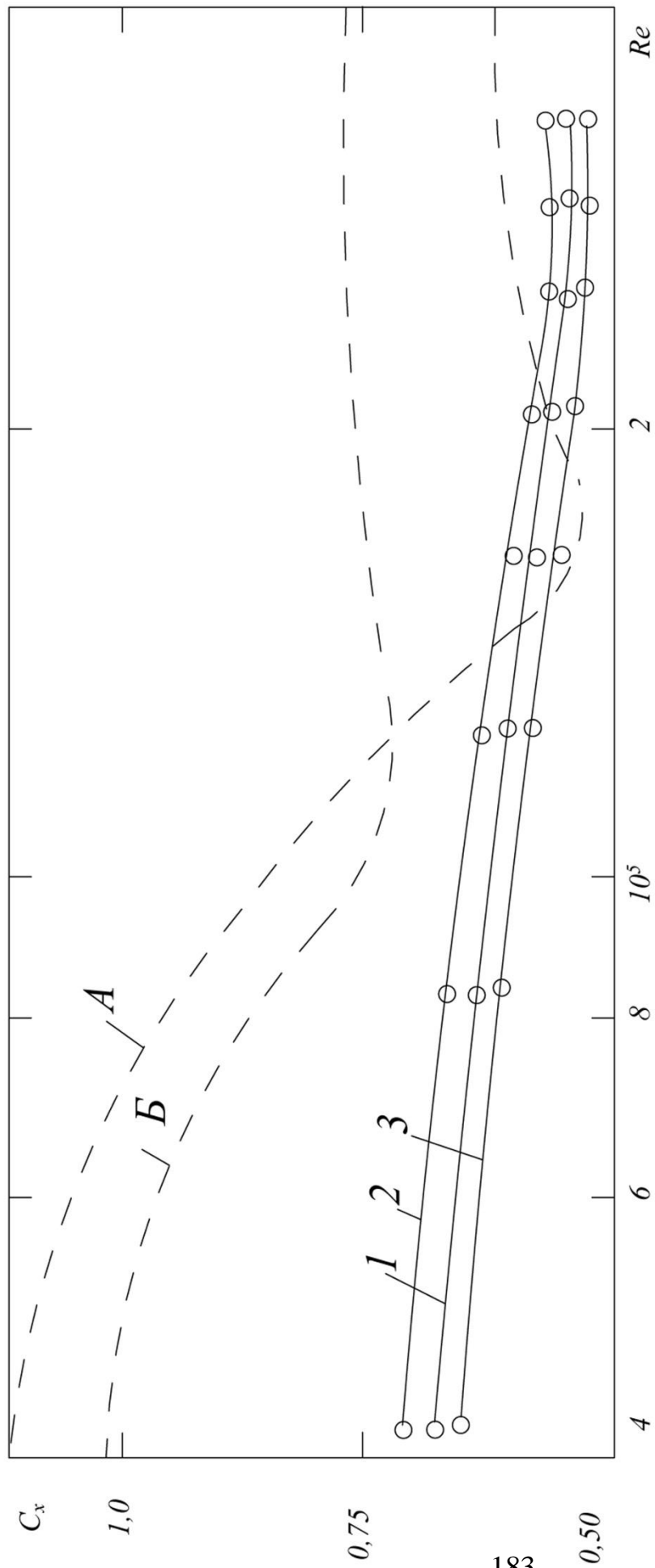


Рисунок 4.9 – Зависимость коэффициента  $C_x$  от числа  $Re$  узла соединения при изменении параметров  $\bar{d1}$ ,  $\bar{d2}$ ,  $\bar{h1}$ ,  $\bar{R}$  ( $\bar{h} = 0,8$ ). Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

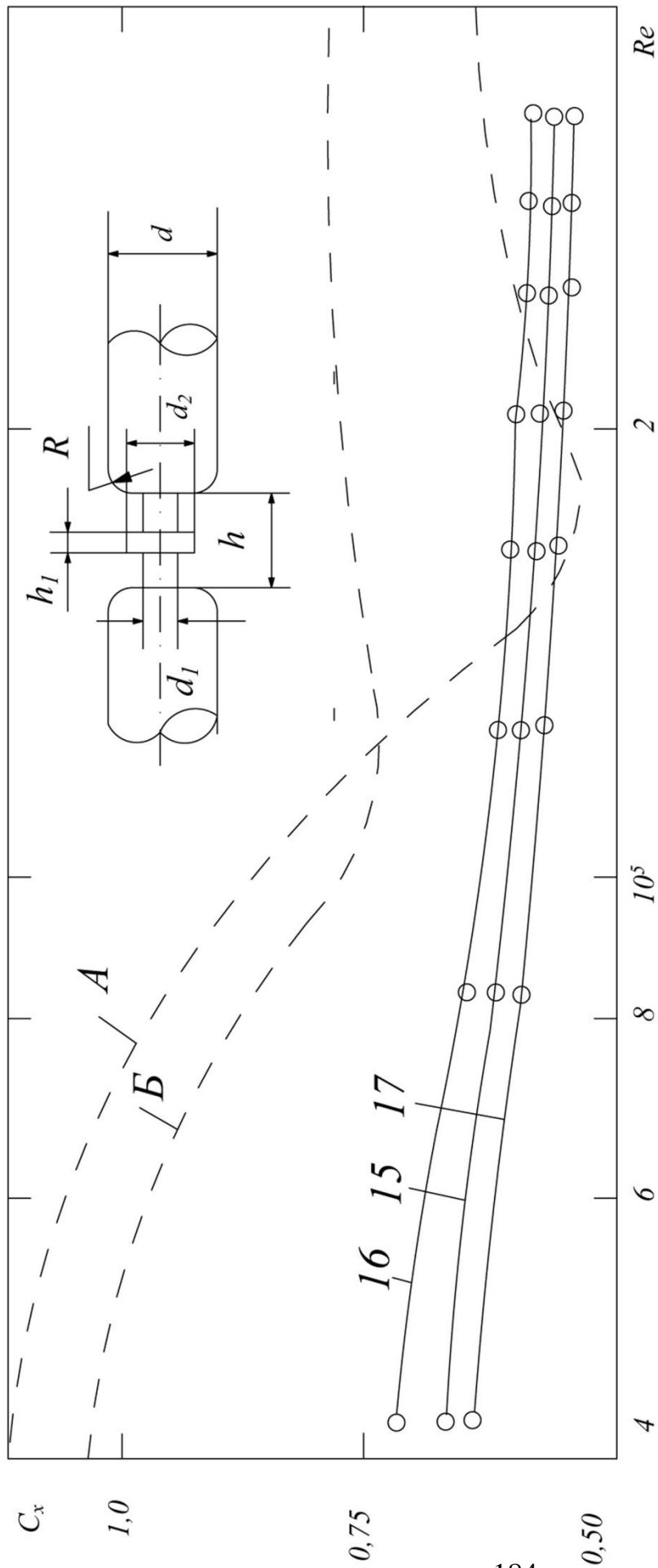


Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициента  $C_x$  от числа  $Re$  узла соединения при изменении параметров  $\bar{d}_1, \bar{d}_2, \bar{h}_1, \bar{R}$  ( $\bar{h} = 0,8$ ).  
 Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

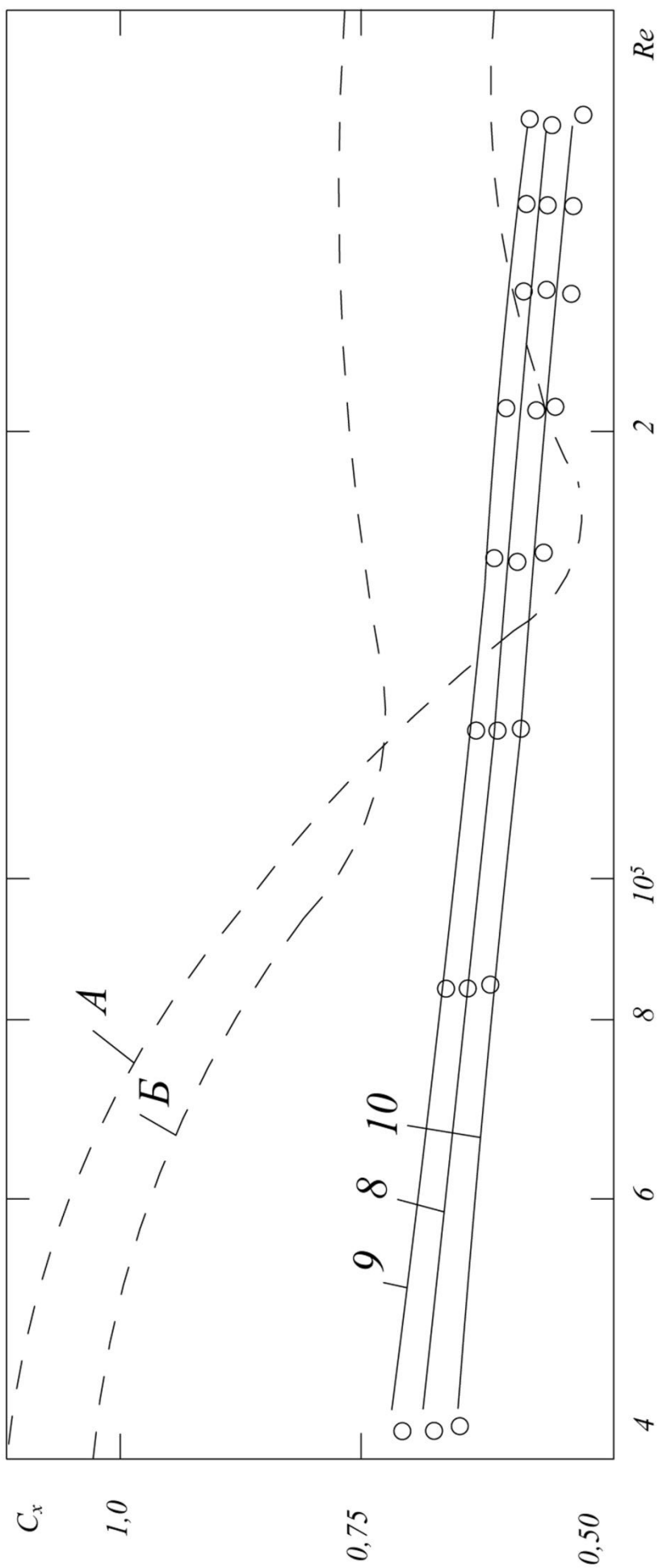


Рисунок 4.11 – Зависимость коэффициента  $C_x$  от числа  $Re$  узла соединения при изменении параметров  $\bar{d1}, \bar{d2}, \bar{h1}, \bar{R}$  ( $\bar{h} = 0,8$ ).  
 Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

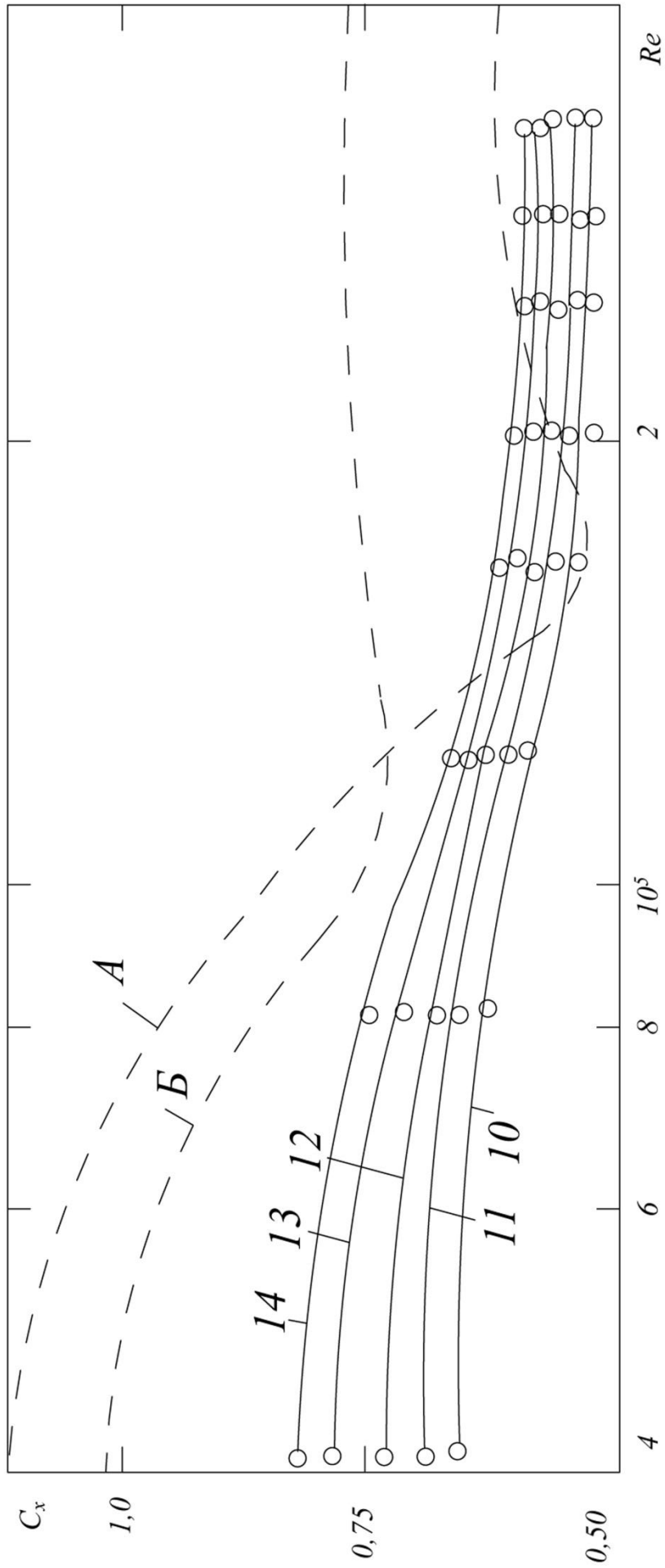


Рисунок 4.12 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1

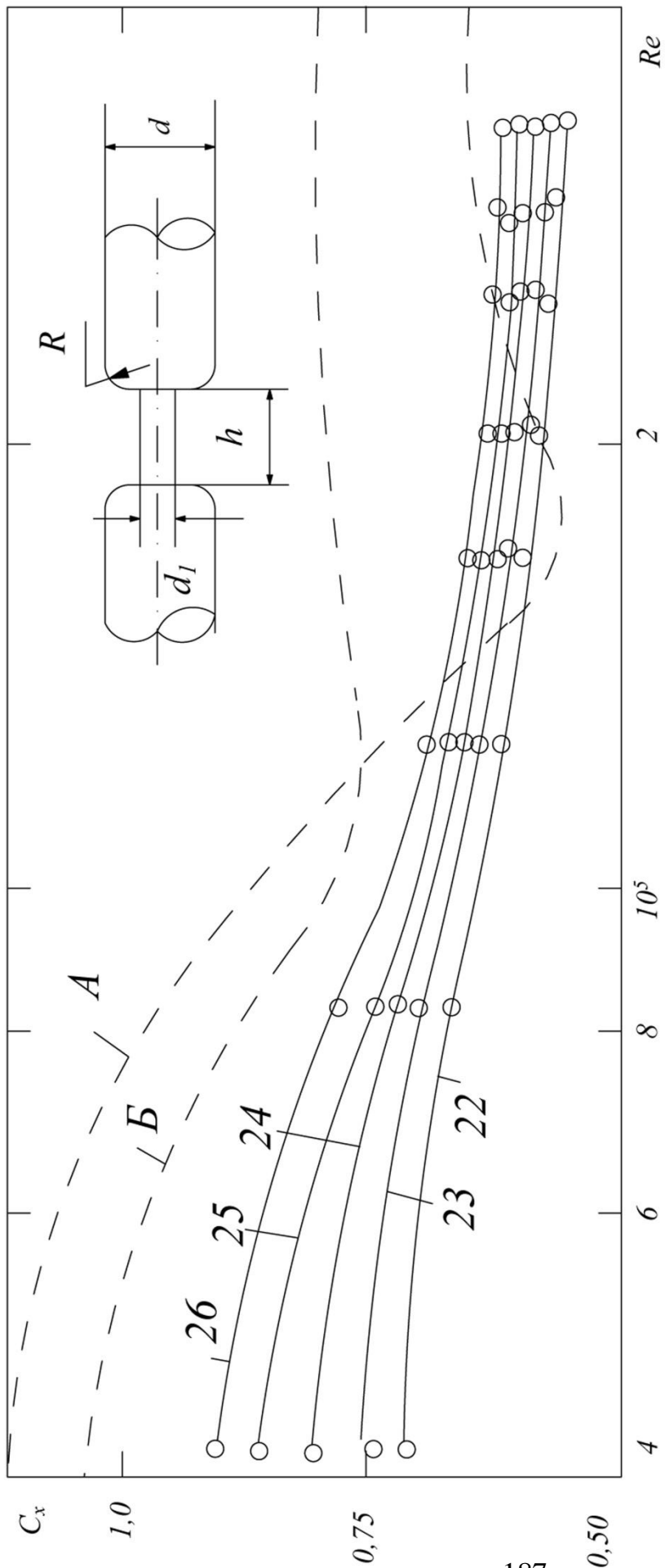


Рисунок 4.13 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1

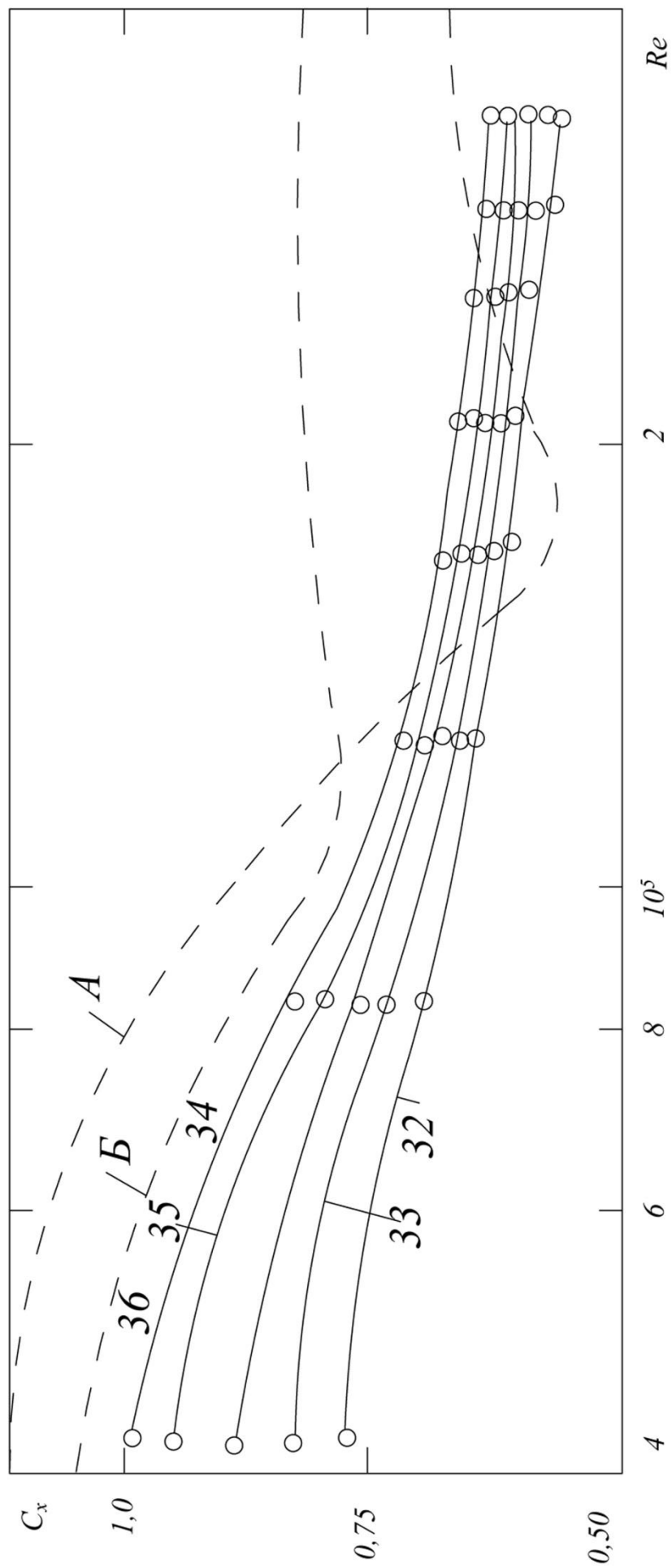


Рисунок 4.14 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1



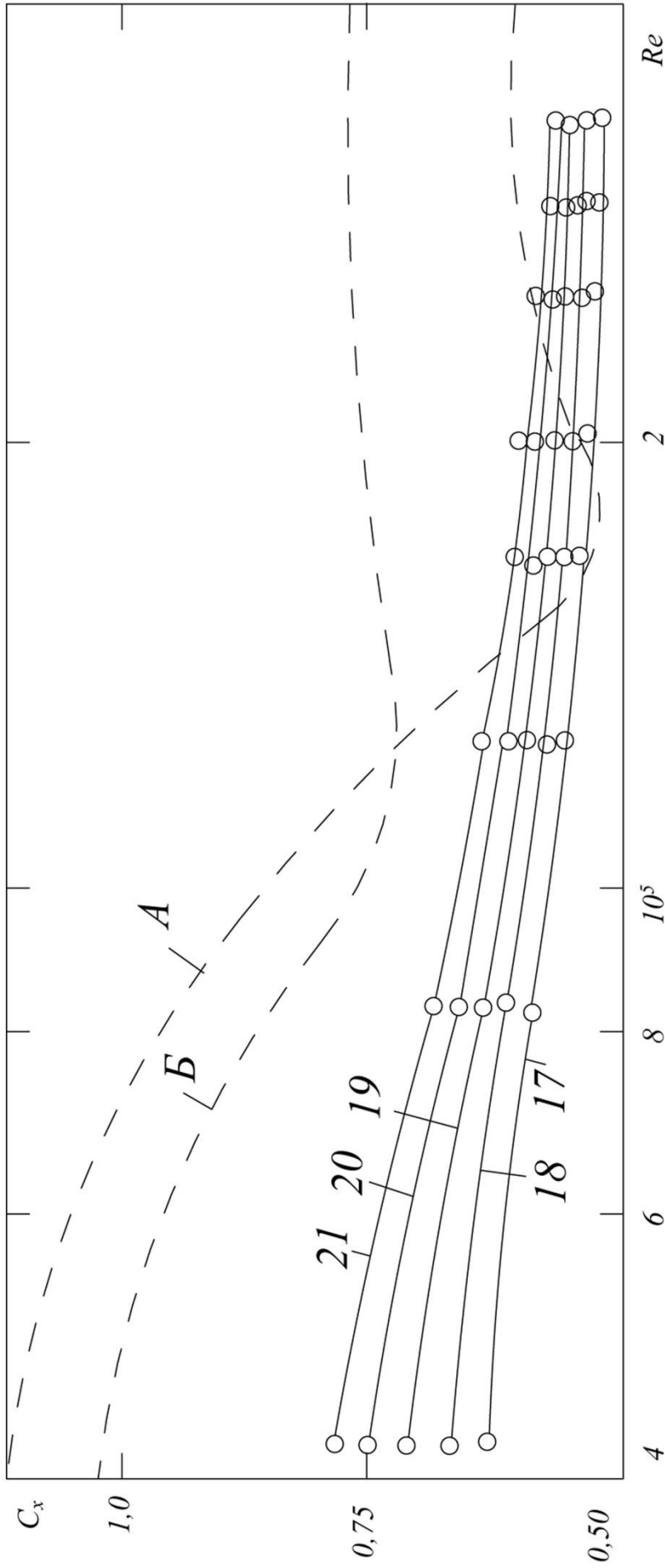


Рисунок 4.15 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{h}$ ,  $\bar{d}_1$ , ( $\bar{R}=0$ ). Номера кривых соответствуют таблице 4.1

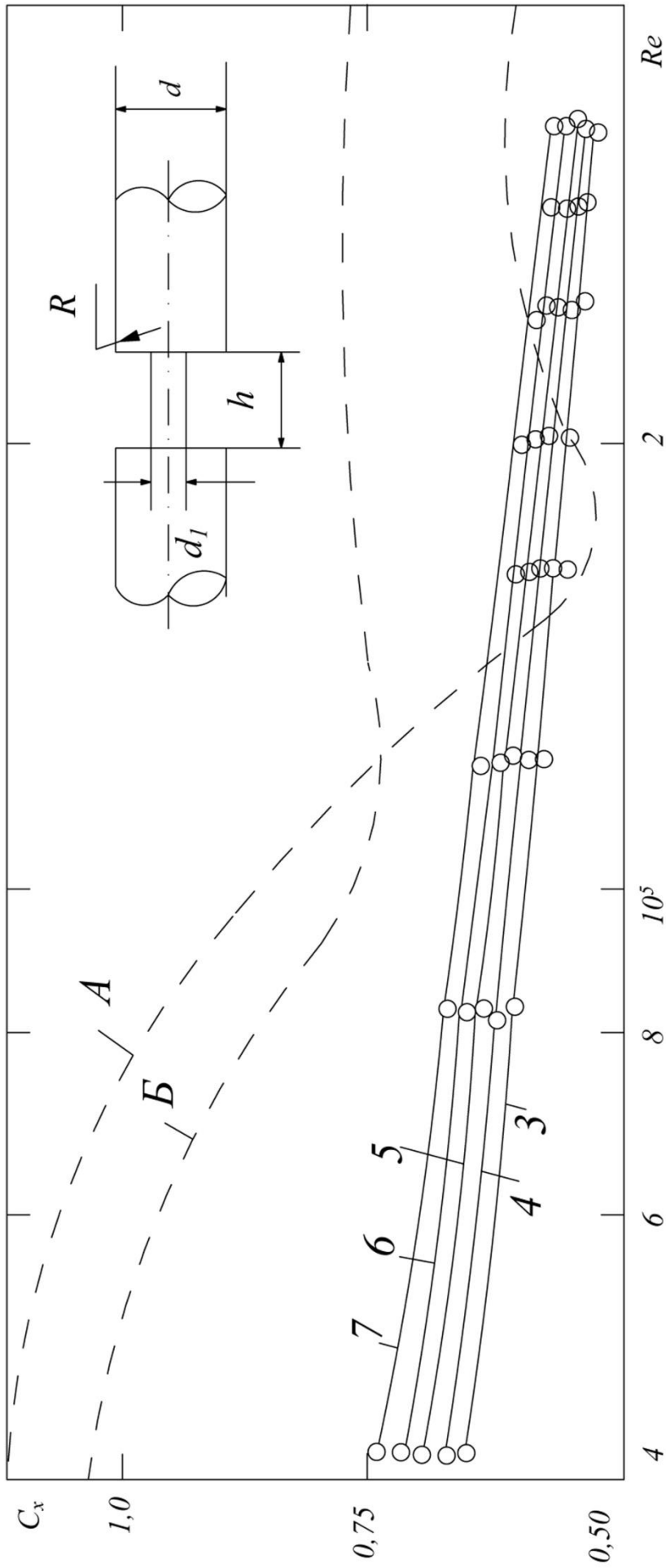


Рисунок 4.16 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{h}$ ,  $\bar{d}_1$ , ( $\bar{R}=0$ ). Номера кривых соответствуют таблице 4.1

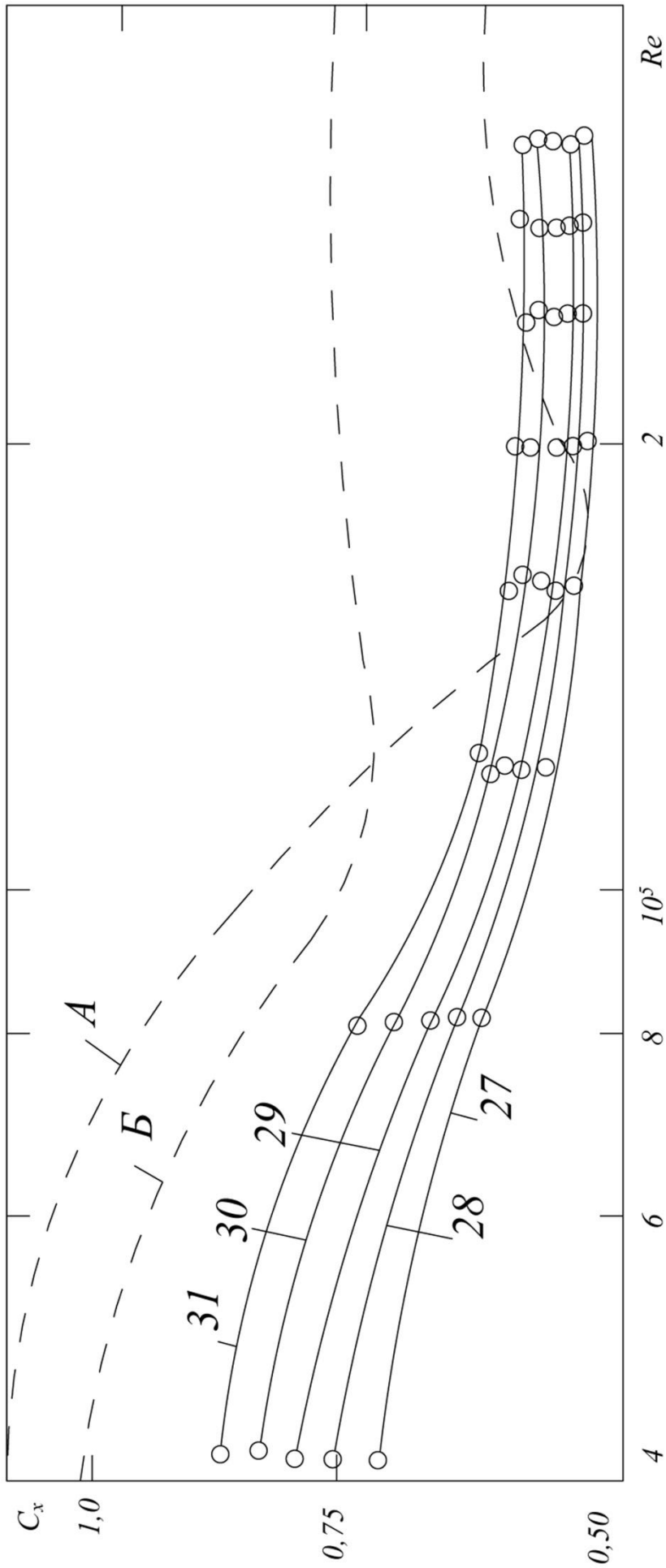


Рисунок 4.17 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{h}, \bar{dL}, (\bar{R}=0)$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1

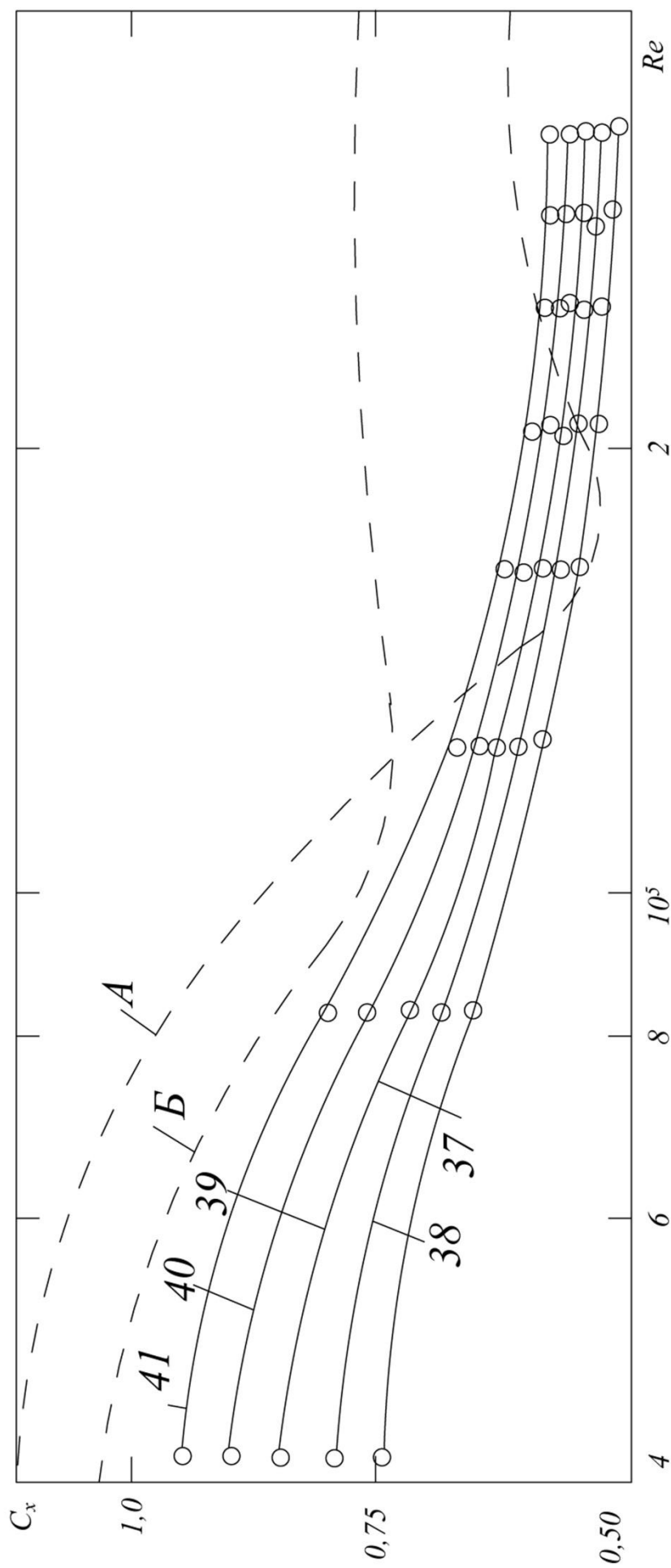


Рисунок 4.18 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}, \bar{h}, \bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

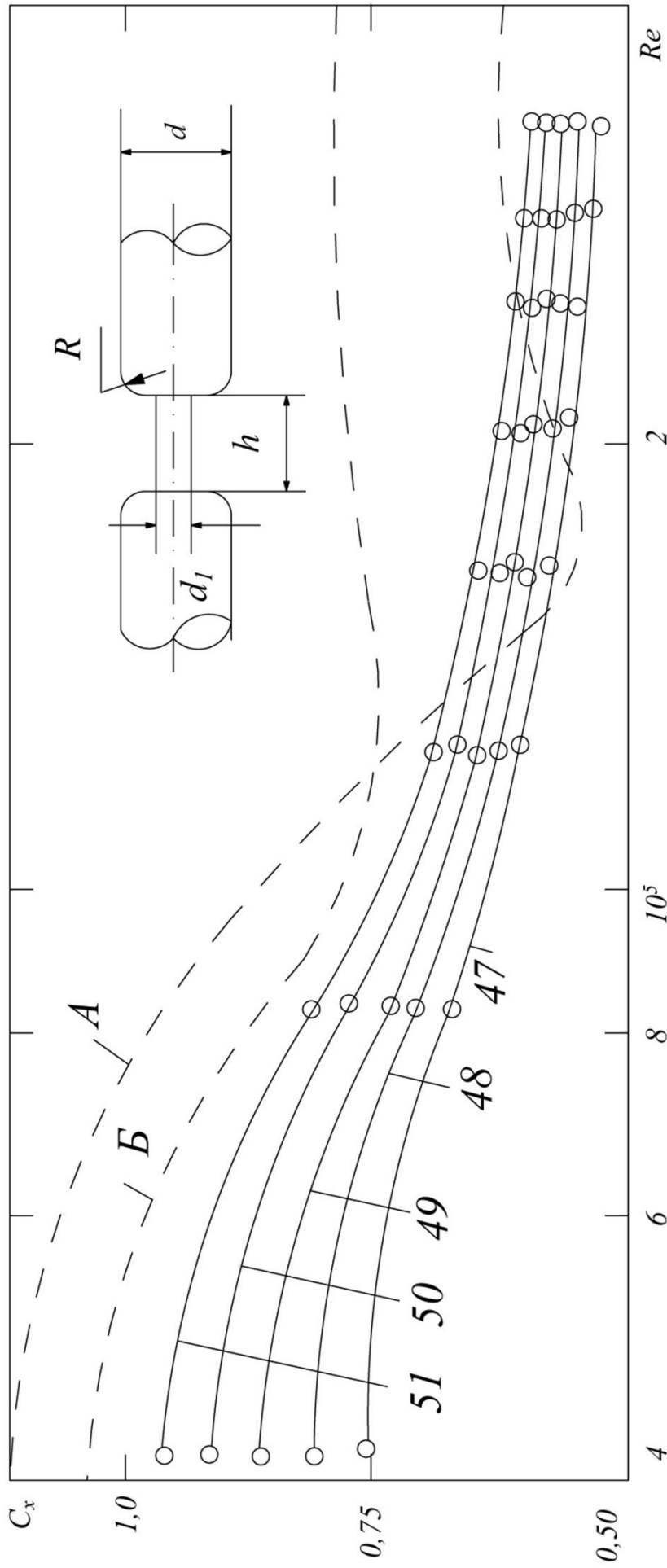


Рисунок 4.19 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

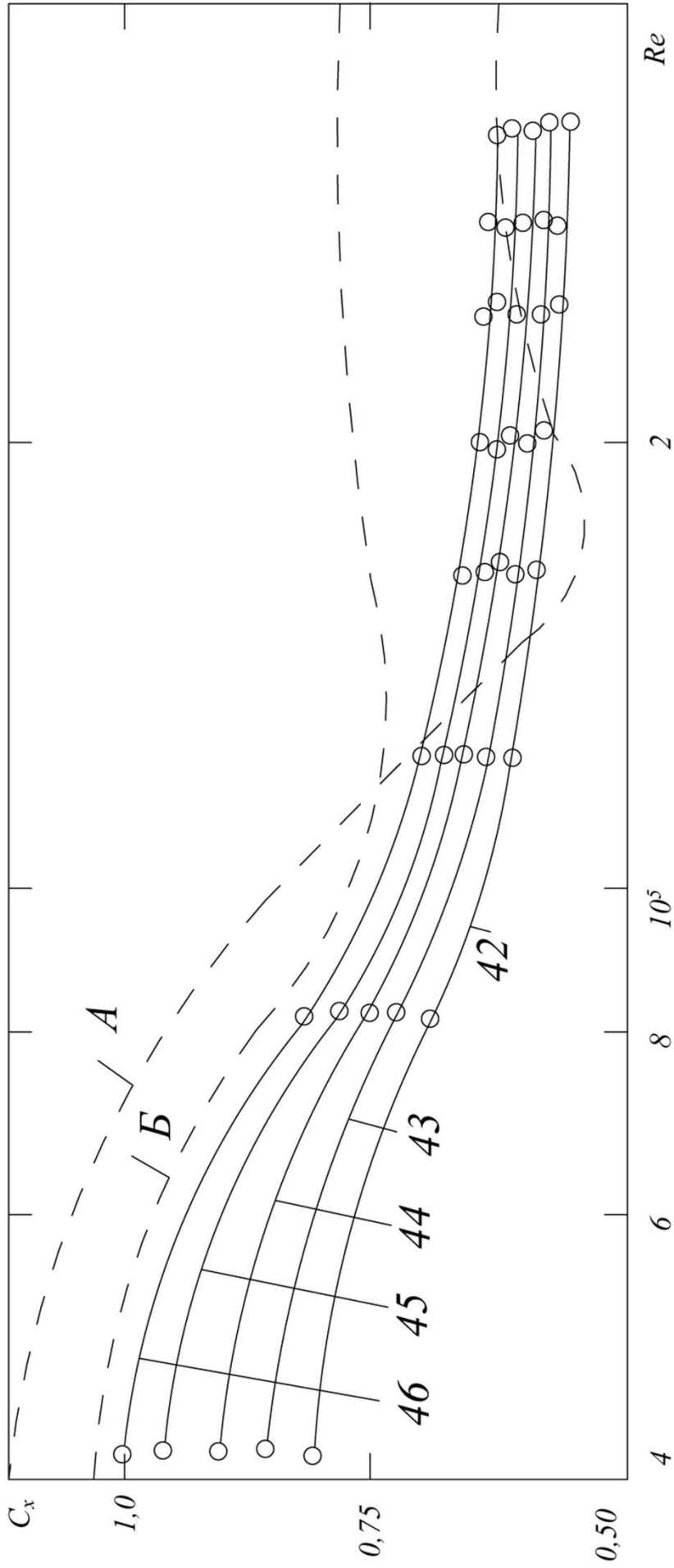


Рисунок 4.20 – Зависимость коэффициента  $C_x$  узла соединения от числа  $Re$  при изменении  $\bar{d}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{R}$ . Номера кривых соответствуют таблице 4.1.

Обобщая приведенные выше результаты исследований коэффициентов силы сопротивления различных вариантов узлов соединения, можно сделать вывод о том, что в узлах соединений проявляется закономерность потери автономности зависимости этих коэффициентов от числа Рейнольдса, но не менее явно, чем для одиночного цилиндрического тела.

### 4.3 Аэрогидродинамические характеристики обтекателей элементов трубного става

В качестве средств снижения силы сопротивления цилиндрического тела могут применяться различного рода обтекатели. С целью выяснения эффективности использования обтекателей для уменьшения коэффициента силы сопротивления трубного става в аэродинамической трубе были проведены экспериментальные исследования моделей трех типов обтекателей: жесткого обтекателя, форма которого показана на рис. 4.21, гибкого и пластинчатого обтекателя, вид которых показан на рис. 4.26.

Геометрические параметры исследованных жестких обтекателей приведены в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Геометрические параметры обтекателей

Тип модели	Хорда в мм	Поперечный размер, $d$ , мм	Положение оси вращения $X_T$ , мм	Радиус задней кромки $R$ , мм	Удлинение $\bar{b} = b/d$
А	62,5	50	25	16	1,25
Б	75	50	25	9	1,5
В	110	52	26	6	2,1
Г	120	46	30	2	2,6

Аэродинамические коэффициенты силы сопротивления  $C_x$ , боковой силы  $C_y$  и момента  $m_z$  жестких обтекателей в зависимости от угла атаки  $\alpha$  представлены на рис. 4.23–4.25.

Коэффициенты  $C_x$  и  $C_y$  отнесены к площади  $S = dl$ ; коэффициент  $m_z$  отнесен к площади  $S = dl$ , длине  $d$  и вычисляется относительно оси вращения  $O$ , расстояние от которой до передней кромки равно  $X_T$  (относительно оси охватываемого обтекателем цилиндра).

Рис. 4.23 иллюстрирует влияние числа Re на аэродинамические характеристики обтекателя, а рис. 4.24, 4.25 – влияние турбулентности.

Анализ полученных зависимостей показывает, что

- в отличие от круглоцилиндрического тела на обтекателе при ненулевом угле атаки кроме силы  $X$  появляется боковая сила  $Y$  и момент  $M_z$ ;
- коэффициент  $C_y$  заметно зависит от числа Re, что вызвано прежде всего наличием у обтекателей притупленной задней кромки;
- повышение турбулентности потока стабилизирует обтекание, что проявляется в снижении экстремальных значений коэффициентов  $C_x$  и  $C_y$ ;
- увеличение удлинения  $\bar{b}$  при малых значениях  $\alpha$  способствует значительному снижению лобового сопротивления.

На рис. 4.22 дано сравнение коэффициента силы сопротивления круглого цилиндра и рассмотренных обтекателей при нулевом угле атаки. Видно, что для обтекателя г) с удлинением  $\bar{b} = 2,6$  значение коэффициента  $C_x$  почти в пять раз ниже, чем для круглого цилиндра.

Таким образом, значительного снижения сопротивления става можно добиться путем установки на его элементах жестких безмоментных обтекателей (т.е. обтекателей, самонаворачивающихся по направлению вектора скорости набегающего потока).

Была проведена серия экспериментов с пластинчатыми и гибкими обтекателями. В качестве пластинчатых обтекателей использовались обтекатели типа флага (гибкая пластина) и жесткой пластинки различного удлинения, установленные в кормовой части цилиндра.

Оказалось, что гибкие обтекатели длиной  $b \leq 4d$  не работают: из-за наличия в кормовой зоне возвратного течения они складываются в «гармошку» и прилипают к поверхности цилиндра.

Для обтекателей в виде жесткой пластинки значение относительного коэффициента силы сопротивления равно

$$\bar{C}_x = \frac{C_x}{C_{x0}},$$

где  $C_{x0}$  – коэффициент силы сопротивления изолированного цилиндра, показано на рис. 4.26 (кривые 1–4).

В качестве гибких обтекателей использовались обтекатели в виде мягкой удобообтекаемой оболочки оживальной формы с забором воздуха на поверхности цилиндра и протоком в кормовой части (рис. 4.26). Среди рассмотренных мягких обтекателей наименьшим сопротивлением обладал оживальный обтекатель с удлинением  $\bar{b} \sim 1,6$ , относительным зазором входной щели  $2,5\% d$  и углом забора потока внутрь оболочки  $75\text{--}80^\circ$  от лобовой точки. Значение  $C_x$  для указанного мягкого обтекателя представлено на рис. 4.26 (кривая 5).



Полученные результаты показывают, что применение указанных обтекателей является эффективным средством снижения коэффициента силы сопротивления элементов трубного става.

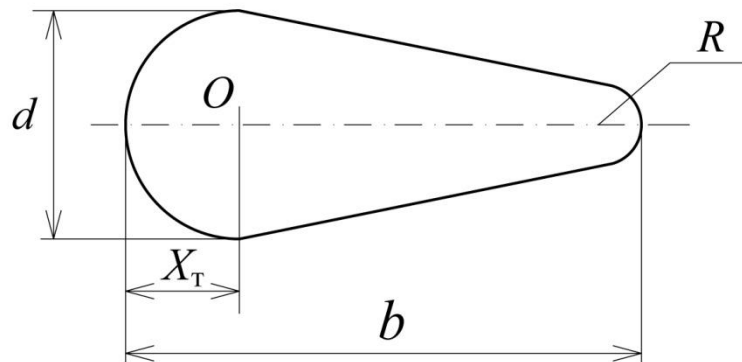


Рисунок 4.21 – Форма обтекателей

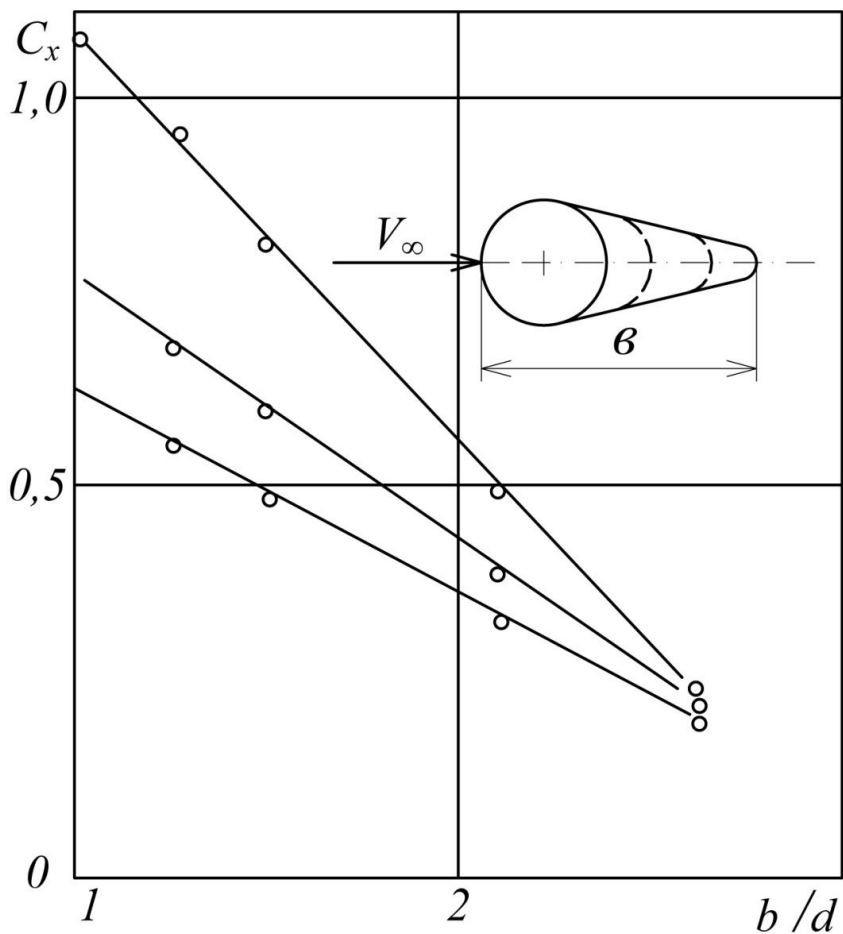
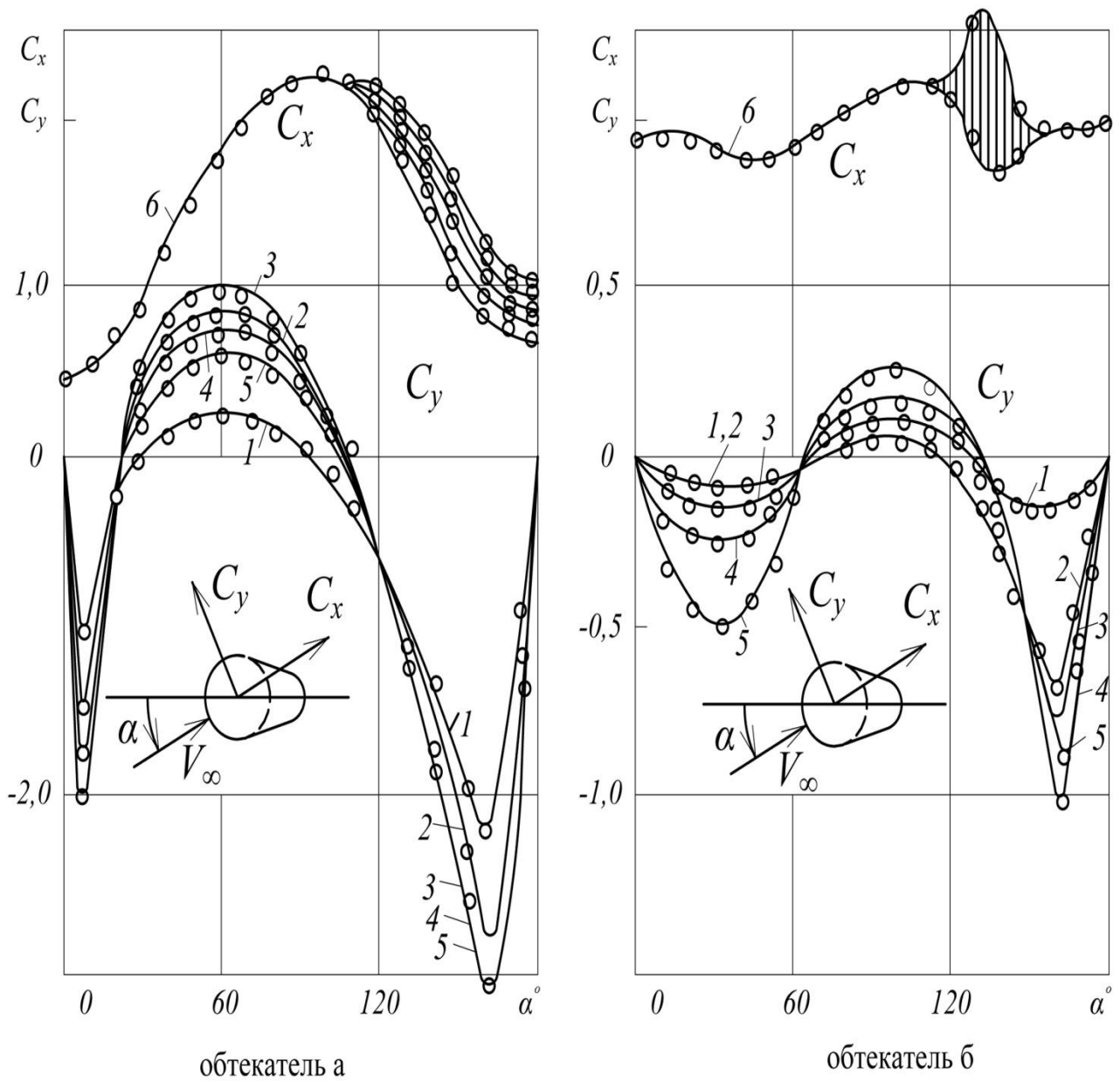


Рисунок 4.22 – Влияние удлинения обтекателей на коэффициент силы сопротивления

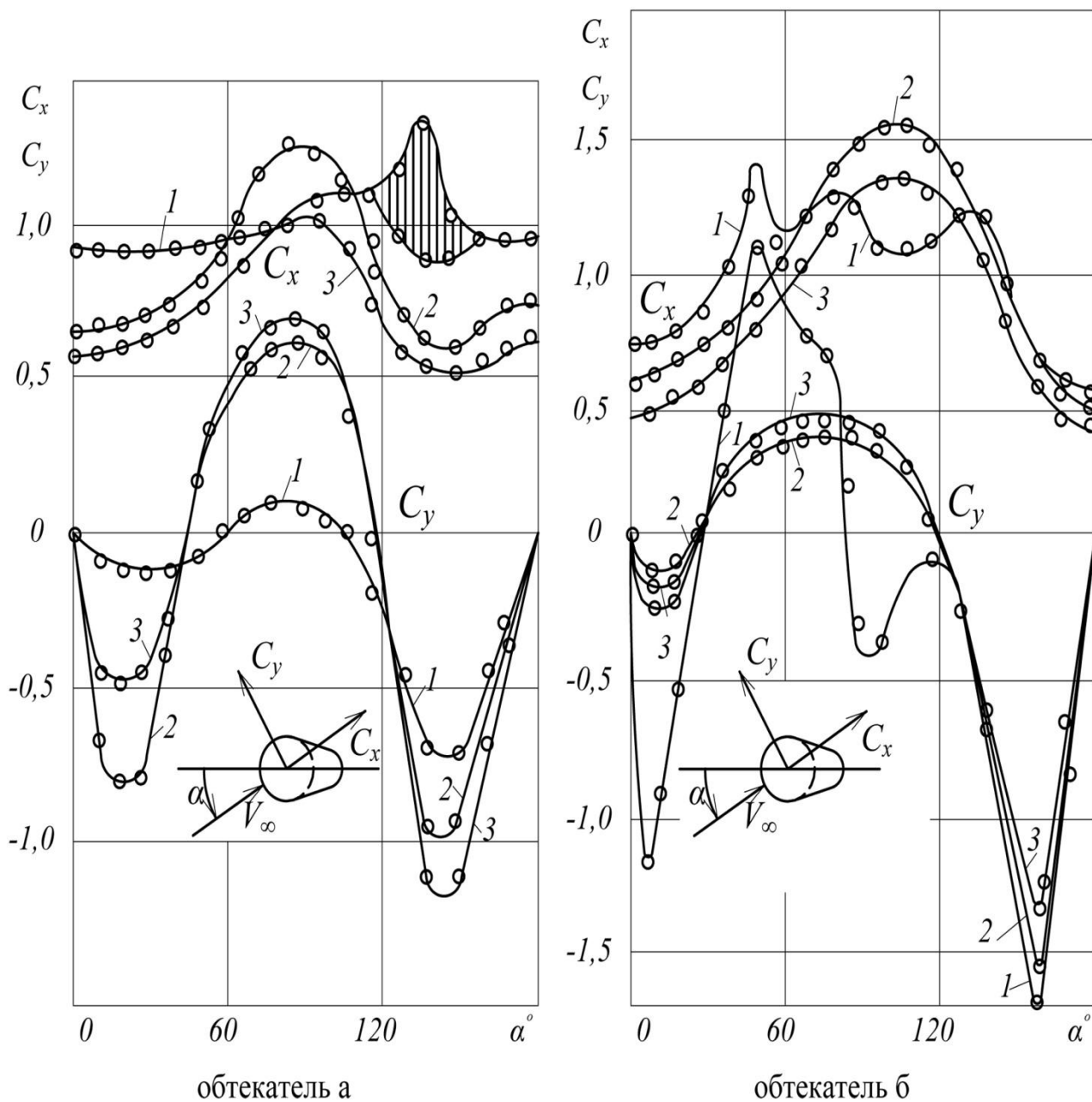


$$\varepsilon = 0,5 \%;$$

$$1 - \text{Re} = 0,4 \cdot 10^5; \quad 2 - \text{Re} = 0,9 \cdot 10^5; \quad 3 - \text{Re} = 1,1 \cdot 10^5;$$

$$4 - \text{Re} = 1,3 \cdot 10^5; \quad 5 - \text{Re} = 1,7 \cdot 10^5; \quad 6 - \text{Re} = (0,4-1,7) \cdot 10^5;$$

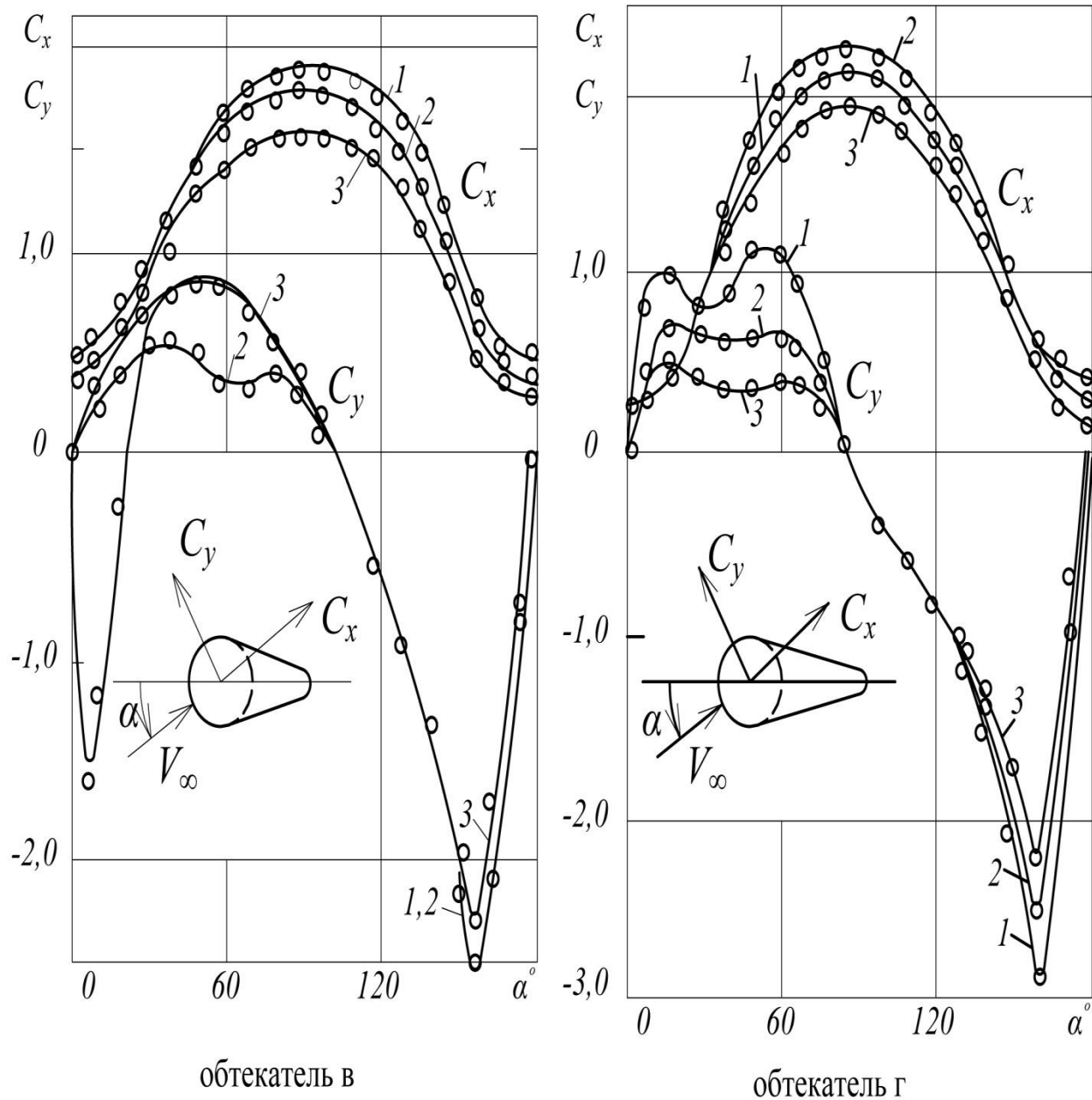
Рисунок 4.23 – Зависимость аэродинамических коэффициентов от угла атаки при различных числах Рейнольдса



$$Re = 8 \cdot 10^4;$$

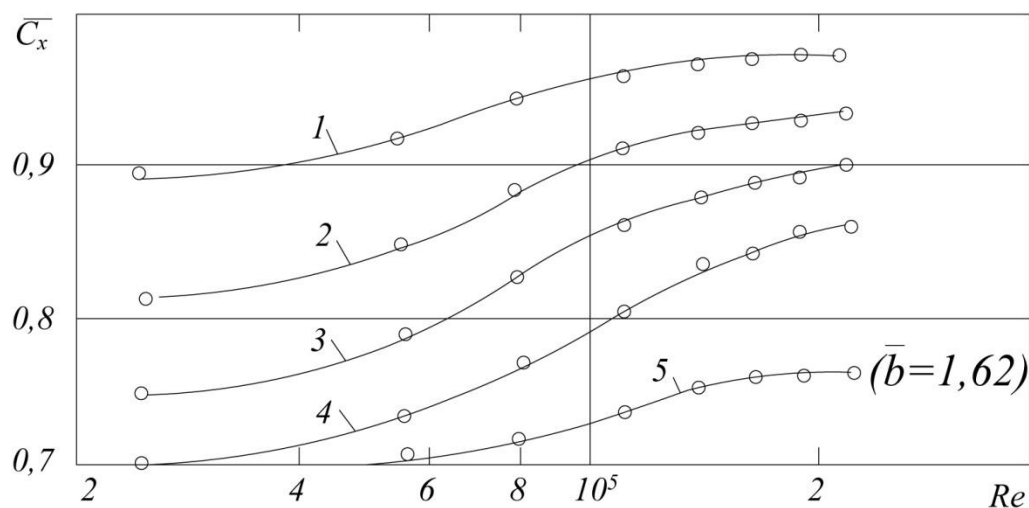
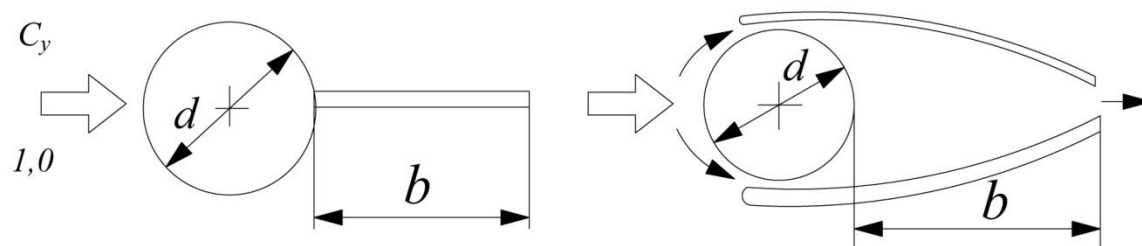
1 –  $\varepsilon = 0,5 \%$ ; 2 –  $\varepsilon = 2,5 \%$ ; 3 –  $\varepsilon = 8 \%$ ; 4 –  $\varepsilon = 0,5-8 \%$ ;

Рисунок 4.24 – Влияние интенсивности турбулентного потока на аэродинамические коэффициенты обтекателей



$Re = 8 \cdot 10^4$ ; 1 -  $\varepsilon = 0,5\%$ ; 2 -  $\varepsilon = 2,5\%$ ; 3 -  $\varepsilon = 8\%$

Рисунок 4.25 – Влияние интенсивности турбулентности потока на аэродинамические коэффициенты обтекателей



$\bar{C}_x = C_x/C_{x0}$ ,  $C_{x0}$  – коэффициент силы сопротивления одиночного цилиндра;  
 1 –  $\bar{b} = 1$ ; 2 –  $\bar{b} = 1$ ; 3 –  $\bar{b} = 1$ ; 4 –  $\bar{b} = 1$ ; 5 – мягкий обтекатель

Рисунок 4.26 – Зависимость коэффициента силы сопротивления цилиндра с обтекателем от числа Рейнольдса

Приведенные выше результаты дают основания полагать, что установка в следе за цилиндром жестких, гибких и пластинчатых обтекателей позволяет снизить сопротивление трубного става в пределах 10–30%.

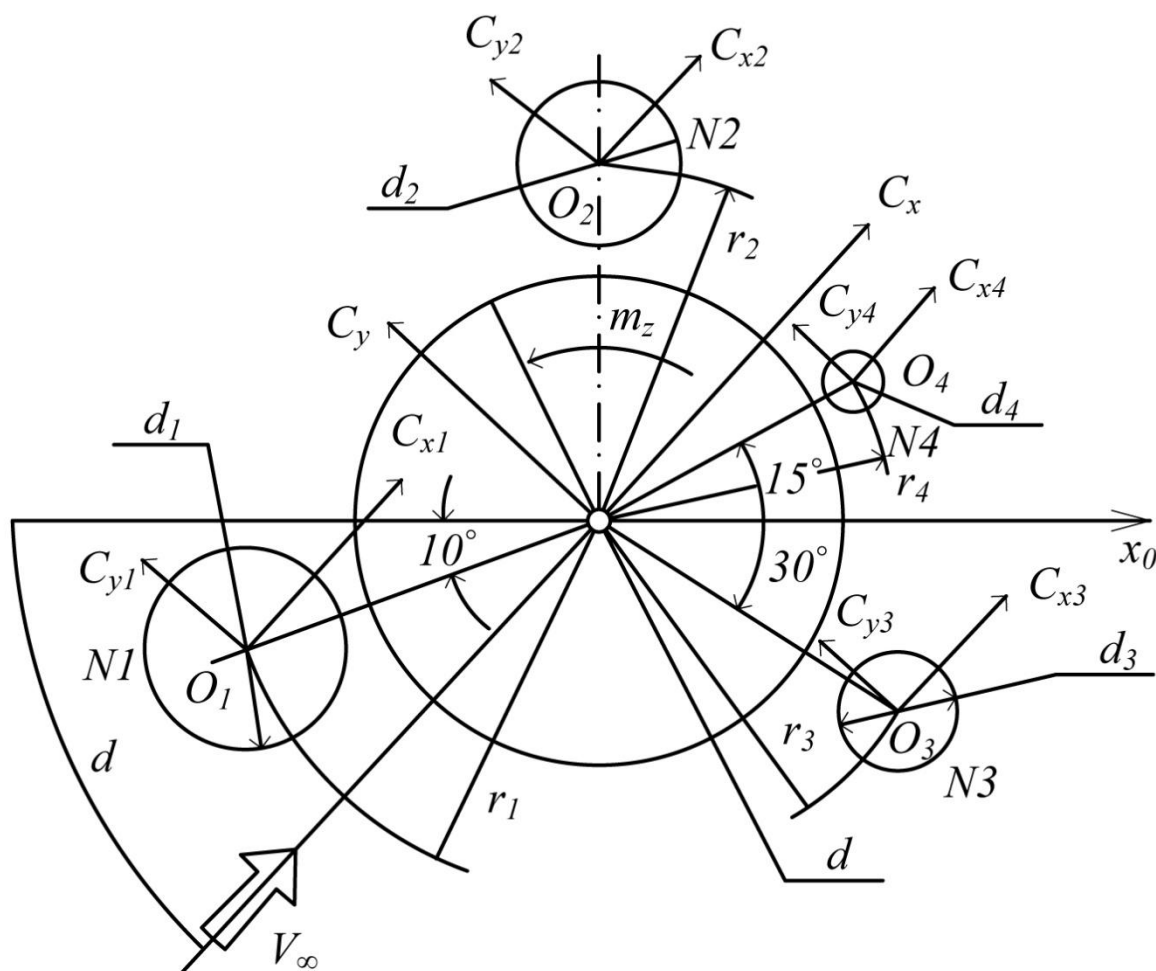
С учетом данного фактора аспирантом кафедры горной механики ГВУЗ НГУ Романюковым А.В. разработана обладающая патентной чистотой новая конструкция гидроподъема, отличающаяся улучшенными аэрогидродинамическими характеристиками.

#### 4.4 Экспериментальные исследования аэрогидродинамических характеристик трубного става гидроподъема

Как уже было сказано выше, трубный став представляет собой сложную трубную систему, состоящую из нескольких магистралей, объединенных в пакет. Для экспериментального исследования элементов трубного става были изготовлены аэрогидродинамические модели, которые представляли собой пакет пяти металлических труб, выполненных в определенном масштабе по отноше-

нию к предполагаемым натурным размерам, полученным предварительным расчетом.

Варианты исследованных компоновок труб в пакетах представлены на рис. 4.27–4.31. Основные варианты компоновок труб в пакете показаны на рис. 4.27 (компоновка № 1) и на рис. 4.28 (компоновка № 2). Кроме того, компоновка № 2 была подвержена некоторым параметрическим исследованиям. Модификации А, В и С компоновки № 2 показаны на рис. 4.29–4.31, причем геометрические размеры отнесены к диаметру центрального трубопровода  $d$ . На рис. 4.29–4.31 даны предполагаемые натурные диаметры трубопроводов и их модельные значения. Для экспериментальной модели было взято  $d = 100$  мм.

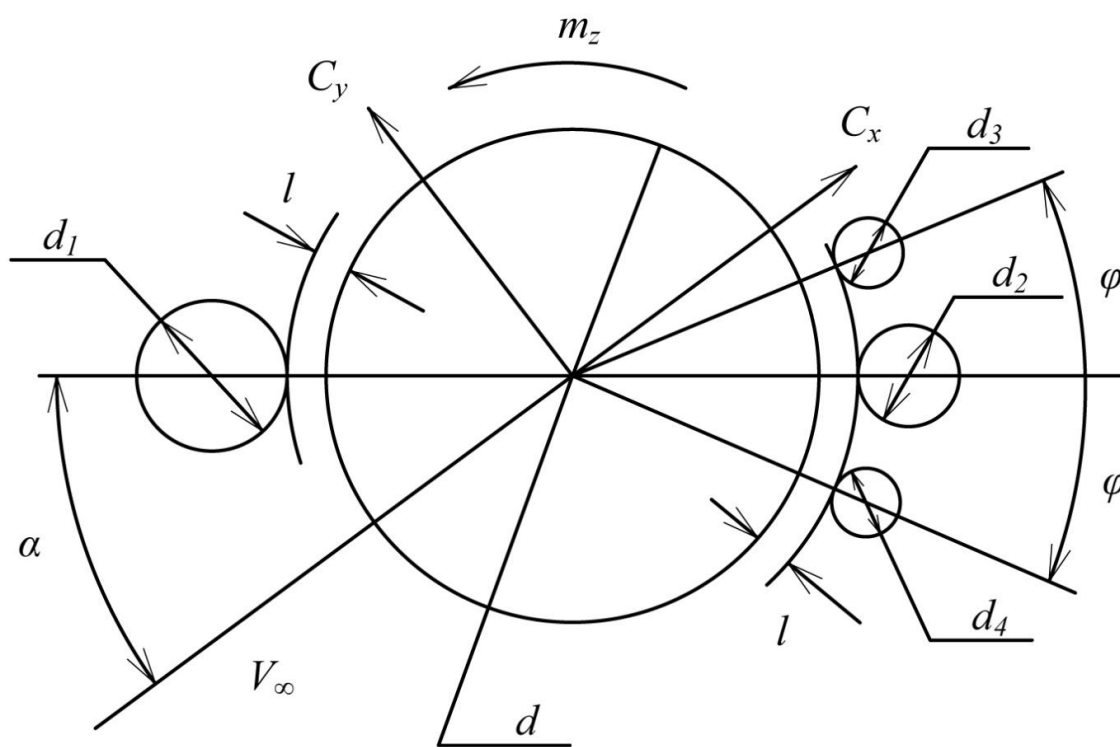


$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$
1	0,33	0,22	0,1	0,06	0,79	0,74	0,66	0,62

Рисунок 4.27 – Компоновка труб в пакете и схема гидродинамических сил, действующих на вспомогательные цилиндры (компоновка № 1)

Схема суммарных аэрогидродинамических сил и моментов, приложенных к пакету при поперечном обтекании, приведены на рис. 4.27, 4.28. На рис. 4.27 показана также схема сил, действующих на каждый отдельный цилиндр в пакете.

Наиболее обширные экспериментальные исследования как суммарных аэродинамических коэффициентов пакета в целом, так и сил, действующих на каждый отдельный трубопровод, выполнены на модели компоновки № 2. На модели компоновки № 2 и ее модификациях А, В и С (рис. 4.29–4.31) выполнены параметрические исследования по влиянию расположения вспомогательных трубопроводов на суммарные аэрогидродинамические характеристики пакета в целом.



$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$
1,0	0,33	0,1	0,1	0,1

Рисунок 4.28 – Схема сил и компоновочная схема пакета трубопровода (компоновка № 2)

При этом варьировались два параметра: угловое расположение вспомогательных трубопроводов (которое определялось углом  $\varphi$ ) и их расстояние  $l$  до центрального трубопровода (см. рис. 4.28). Модель, в которой все вспомогательные трубопроводы расположены вплотную к центральному ( $l = 0$ ) и, кроме того, трубопроводы № 2, № 3 и № 4 расположены впритык друг с другом (при этом  $\varphi = \varphi_0$ ), называлась «пучком трубопроводов».

Модели пакетов исследовались только при поперечном обтекании. Ориентация пакета по отношению к набегающему потоку задавалась углом атаки  $\alpha$ , который изменялся в диапазоне  $\alpha = 0-360^\circ$  и отсчитывался от некоторой условной конструктивной оси, указанной на рис. 4.27–4.31.

Некоторые основные экспериментальные результаты представлены на графиках рис. 4.32–4.51, причем номера кривых соответствуют следующим углам атаки  $\alpha$ : 1 –  $0^\circ$ ; 2 –  $45^\circ$ ; 3 –  $90^\circ$ ; 4 –  $135^\circ$ ; 5 –  $180^\circ$ ; 6 –  $225^\circ$ ; 7 –  $270^\circ$ ; 8 –  $315^\circ$ .

Для модели компоновки № 1 эксперимент проводился в два приема. Сначала с помощью тензометрических весов замерялись суммарные аэродинамические силы  $X$ ,  $Y$  и крутящий момент (относительно оси центральной трубы), приложенные к пакету в целом.

Жесткость модели пакета в целом обеспечивалась жестким креплением всех отдельных труб по торцам к концевым шайбам. Затем, при этой же скорости и том же угле атаки замерялись силы  $X_i$ ,  $Y_i$ , действующие на каждый вспомогательный трубопровод (за один эксперимент исследовался только один трубопровод). Для этого исследуемый трубопровод освобождался от крепления к шайбам и подключался к своим тензометрическим весам. При эксперименте с каждым отдельным вспомогательным трубопроводом определялись только силы  $X_i$  и  $Y_i$  в поточной системе координат.

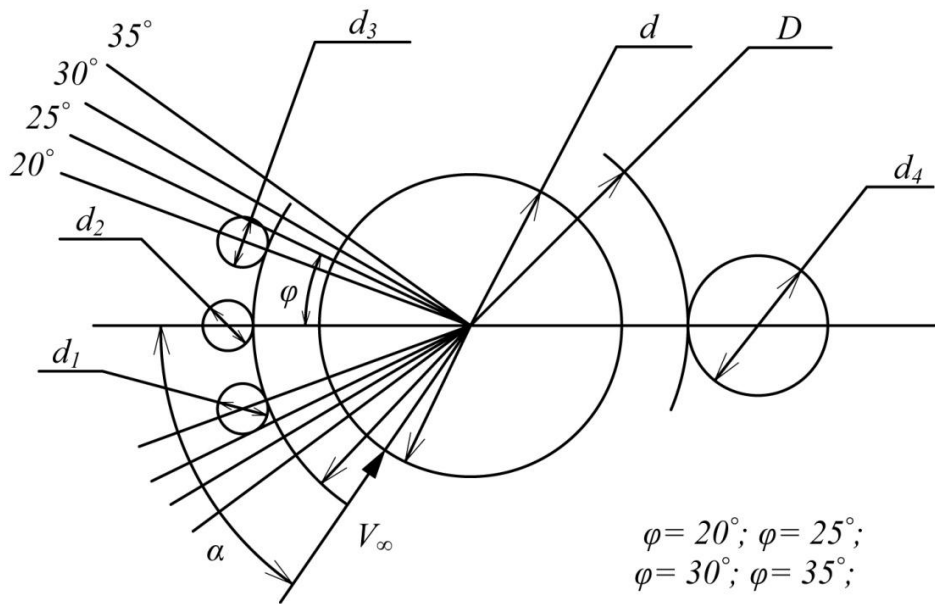
Аэродинамические коэффициенты пакета трубопроводов ( $C_x, C_y, m_z$ ) и каждого вспомогательного цилиндра в отдельности ( $C_{xi}, C_{yi}$ ) определялись следующим образом:

$$C_x = \frac{X}{qS}, C_y = \frac{Y}{qS}, m_z = \frac{M_z}{qSd}, C_{xi} = \frac{X_i}{qS_i}, C_{yi} = \frac{Y_i}{qS_i} \quad (4.9)$$

где:  $S = L \cdot d$ ;  $S_i = L \cdot d_i$ ;  $L$  – длина модели;  $d$ ,  $d_i$  – диаметр центрального и  $i$ -го вспомогательного цилиндра модели пакета.







	$d$	$D$	$d_1$	$d_2 = d_3$	$d_4$
<i>Натура</i>	245	355	55	60	130
<i>Модель</i>	100	144,9	22,5	24,5	53

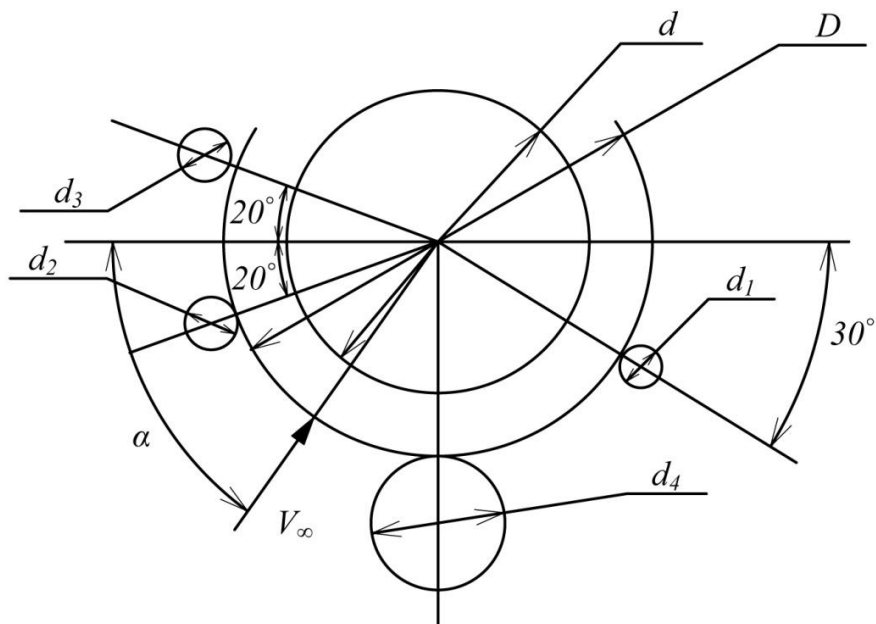
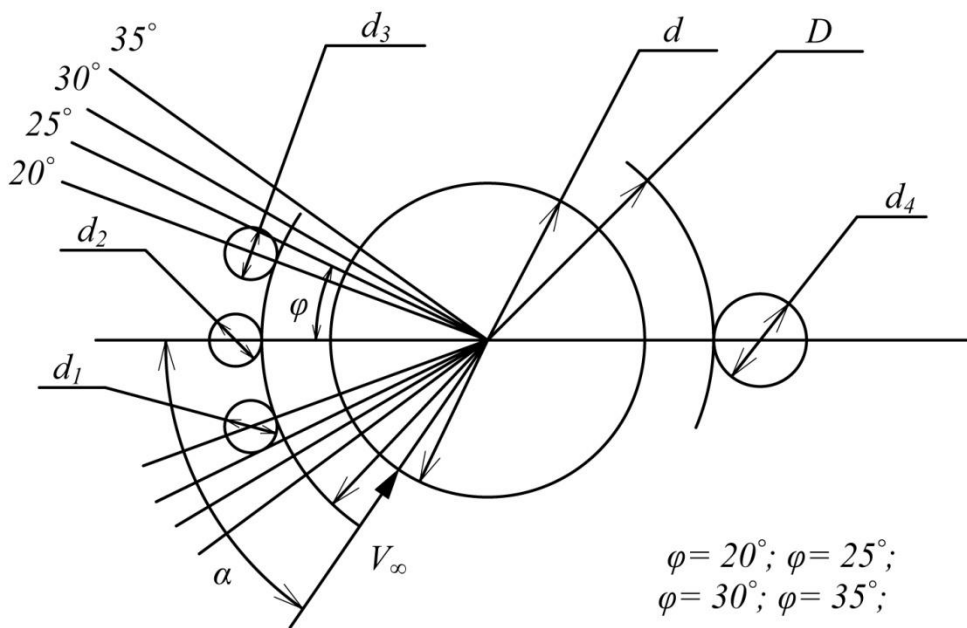


Рисунок 4.30 – Вариант В компоновочной схемы № 2 для пакета



	$D$	$d_1$	$d_2 = d_3$	$d_4$
<i>Натура</i>	660	55	60	130
<i>Модель</i>	100	8,35	9,1	19,7

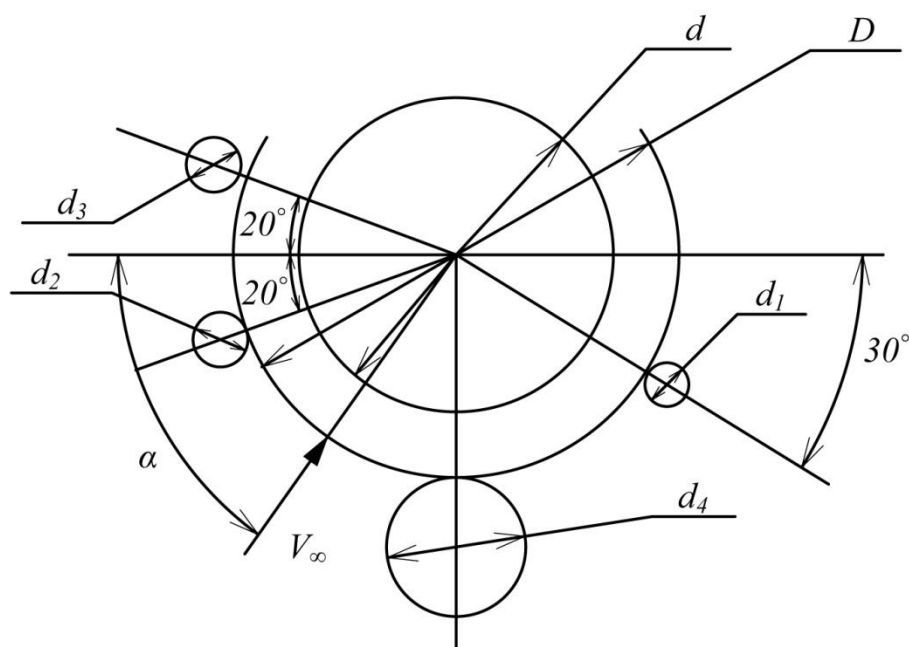
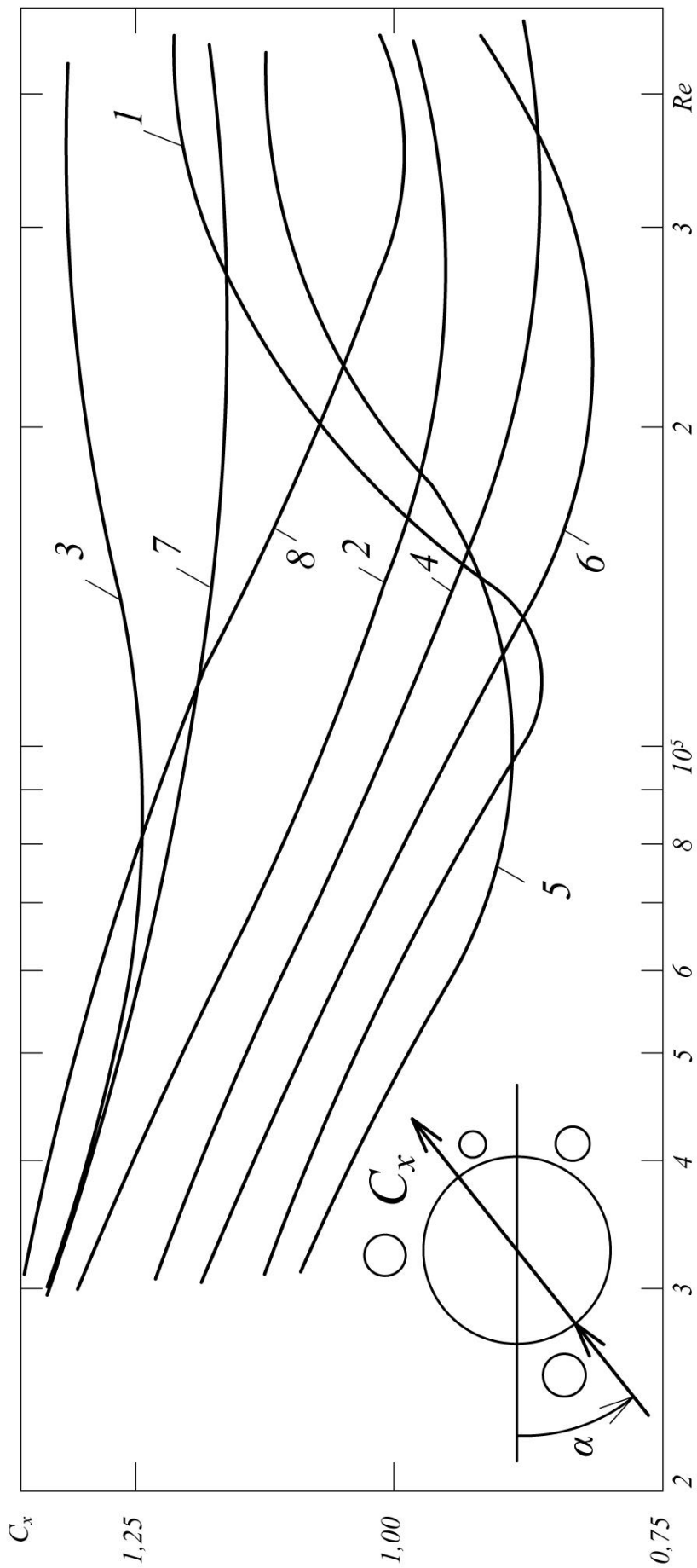
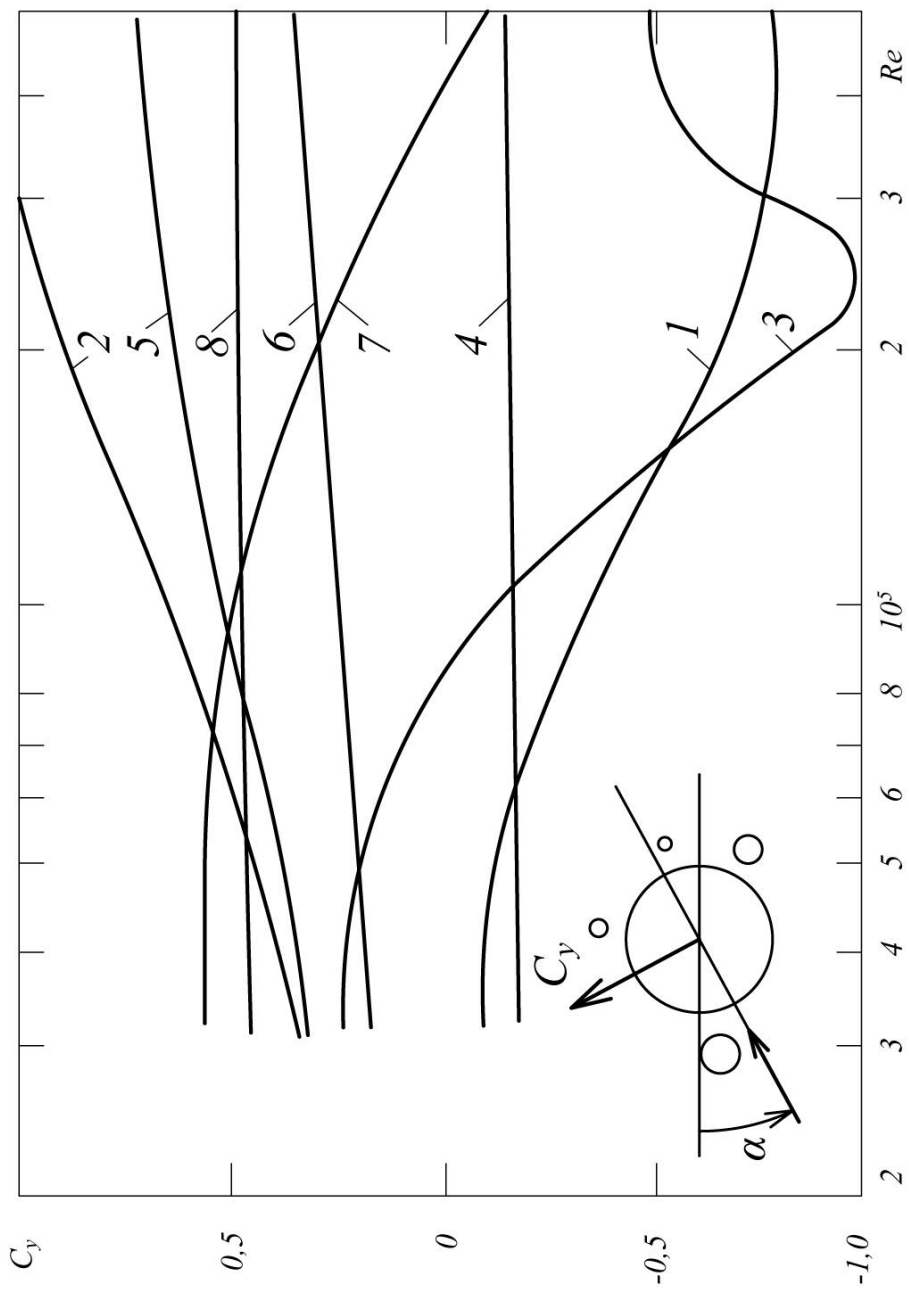


Рисунок 4.31 – Вариант С компоновочной схемы № 2 для пакета



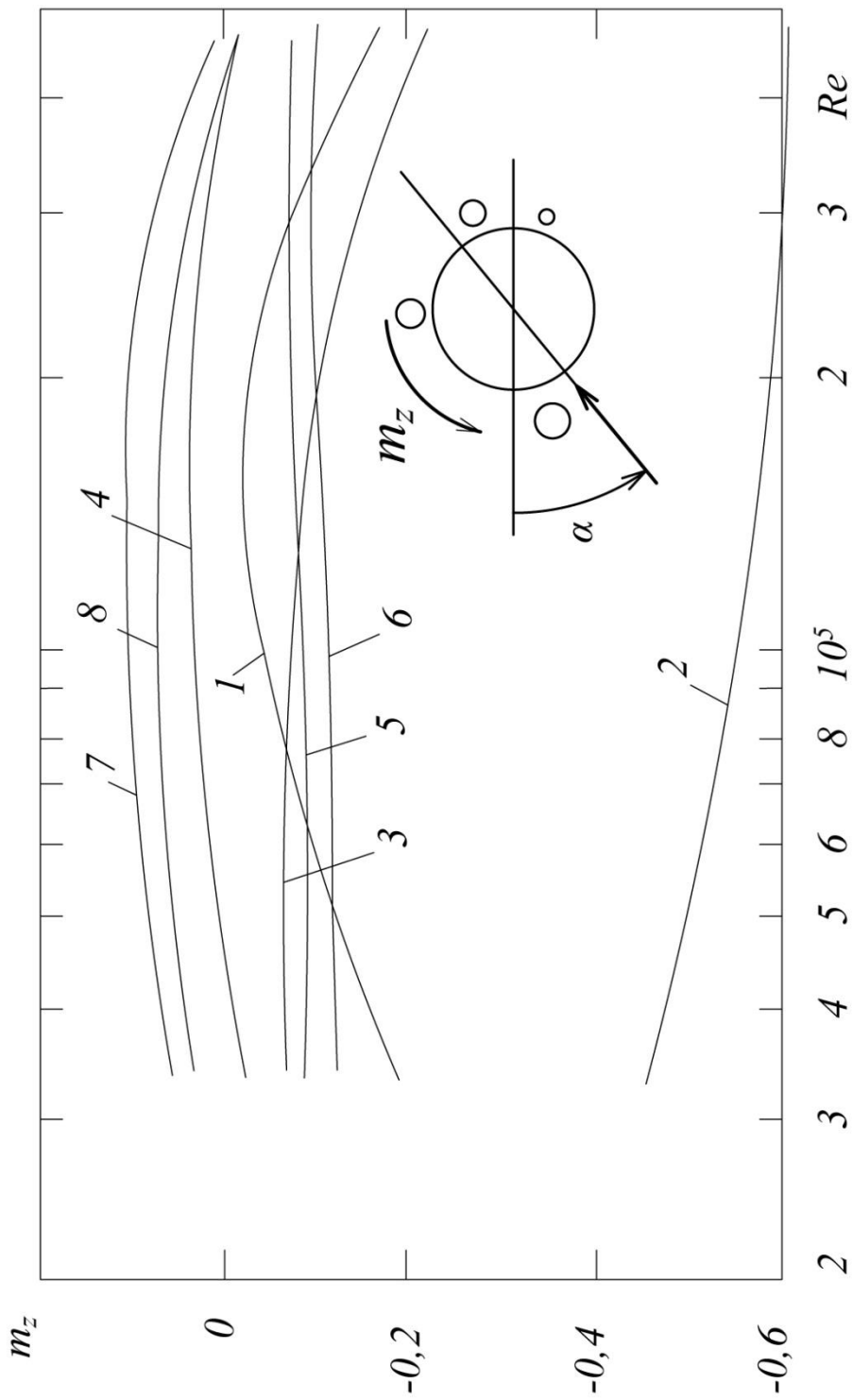
A

Рисунок 4.32 – Аэродинамические коэффициенты для пакета компоновки № 1



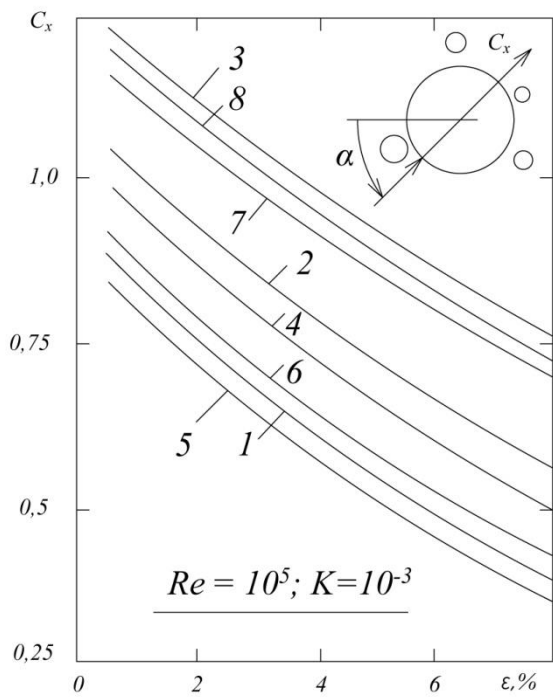
*Б*

Рисунок 4.33 – Аэродинамические коэффициенты для пакета компоновки № 1

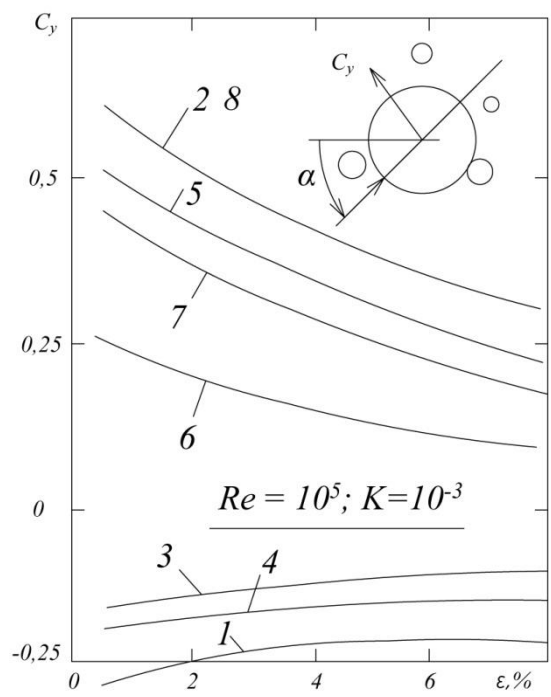


*B*

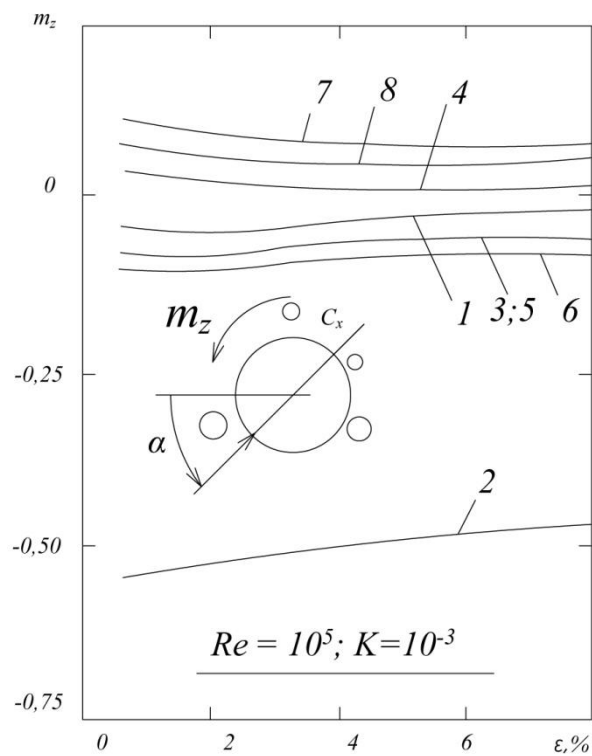
Рисунок 4.34 – Аэродинамические коэффициенты для пакета компоновки № 1



а)



б)



в)

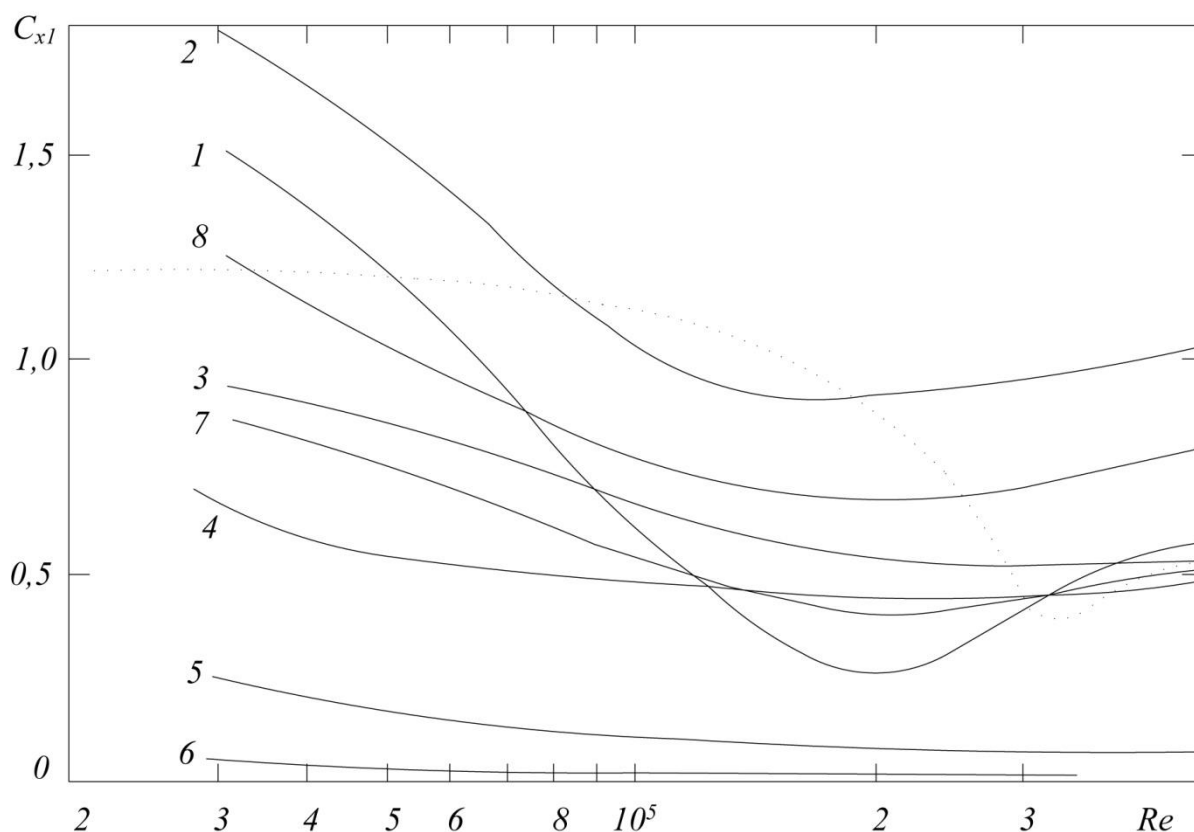
Рисунок 4.35 – Влияние интенсивности турбулентности набегающего потока на аэродинамические коэффициенты для пакета компоновки № 1 а) коэффициент силы сопротивления; б) коэффициент боковой силы; в) коэффициент момента

Суммарные аэрогидродинамические коэффициенты для пакета компоновки №1 в зависимости от числа  $Re$  изображены на рис. 4.32–4.34, а на рис. 4.35 показано влияние на эти коэффициенты интенсивности турбулентности потока. Из рис. 4.35 видно, что рост величины  $\varepsilon$  сказывается в основном на коэффициенте силы сопротивления: увеличение  $\varepsilon$  от 0,5 до 8% приводит к значительному уменьшению коэффициента силы сопротивления, в некоторых случаях в 2–3 раза. При некоторых углах  $\alpha$  увеличение  $\varepsilon$  приводит к снижению коэффициента боковой силы  $C_y$ . Коэффициент  $m_z$  от  $\varepsilon$  практически не зависит.

Для иллюстрации на рис. 4.36, 4.38 приведены аэродинамические коэффициенты вспомогательного цилиндра № 1 в составе пакета компоновки № 1.

Основные аэрогидродинамические характеристики компоновки пакета № 2 приведены на рис. 4.45–4.51 (безразмерные величины обозначены чертой сверху и отнесены к диаметру центрального трубопровода).

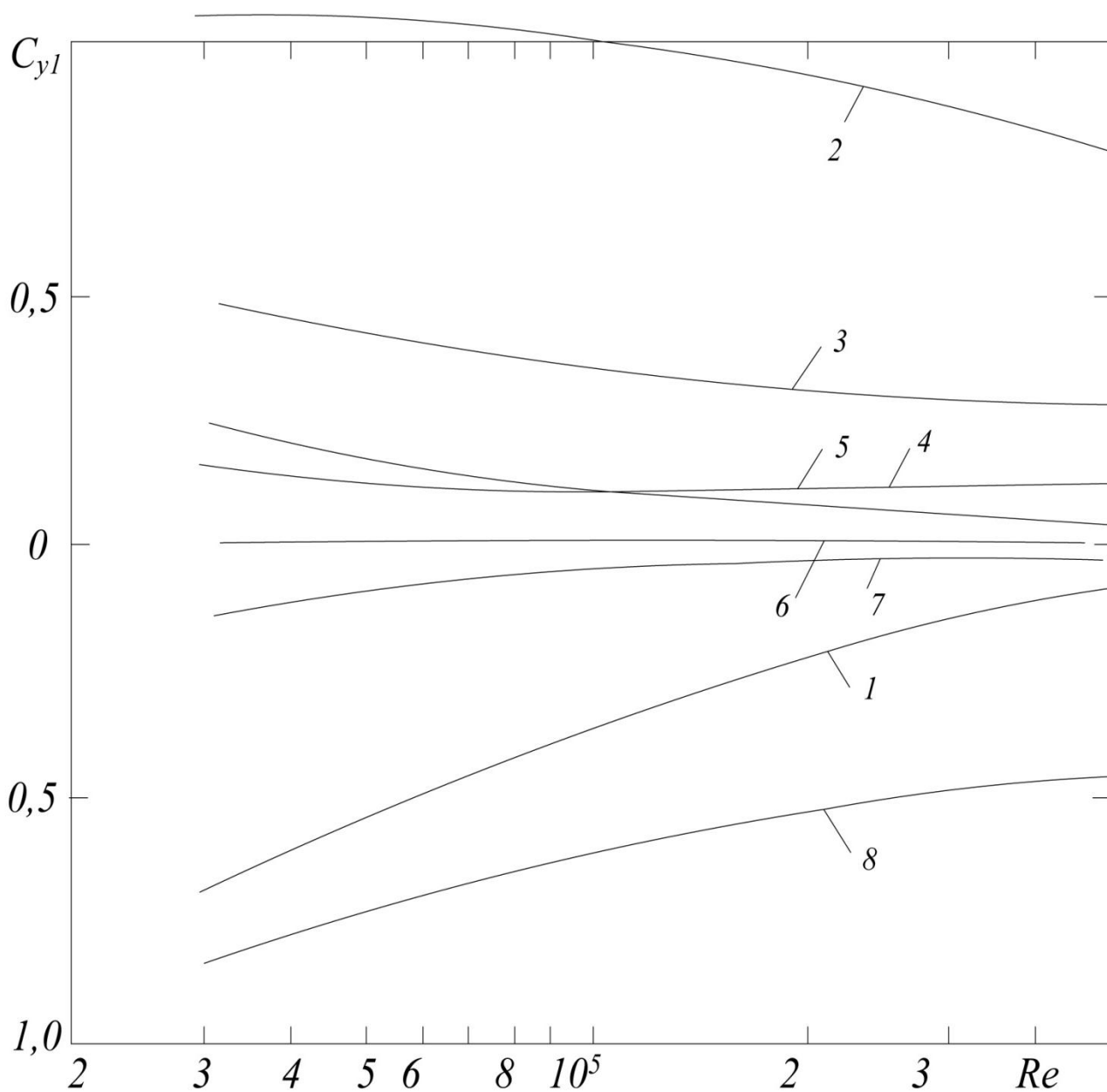
Более подробно аэрогидродинамические характеристики пакетов компоновок № 1 и № 2 проанализированы в работе [20].



А

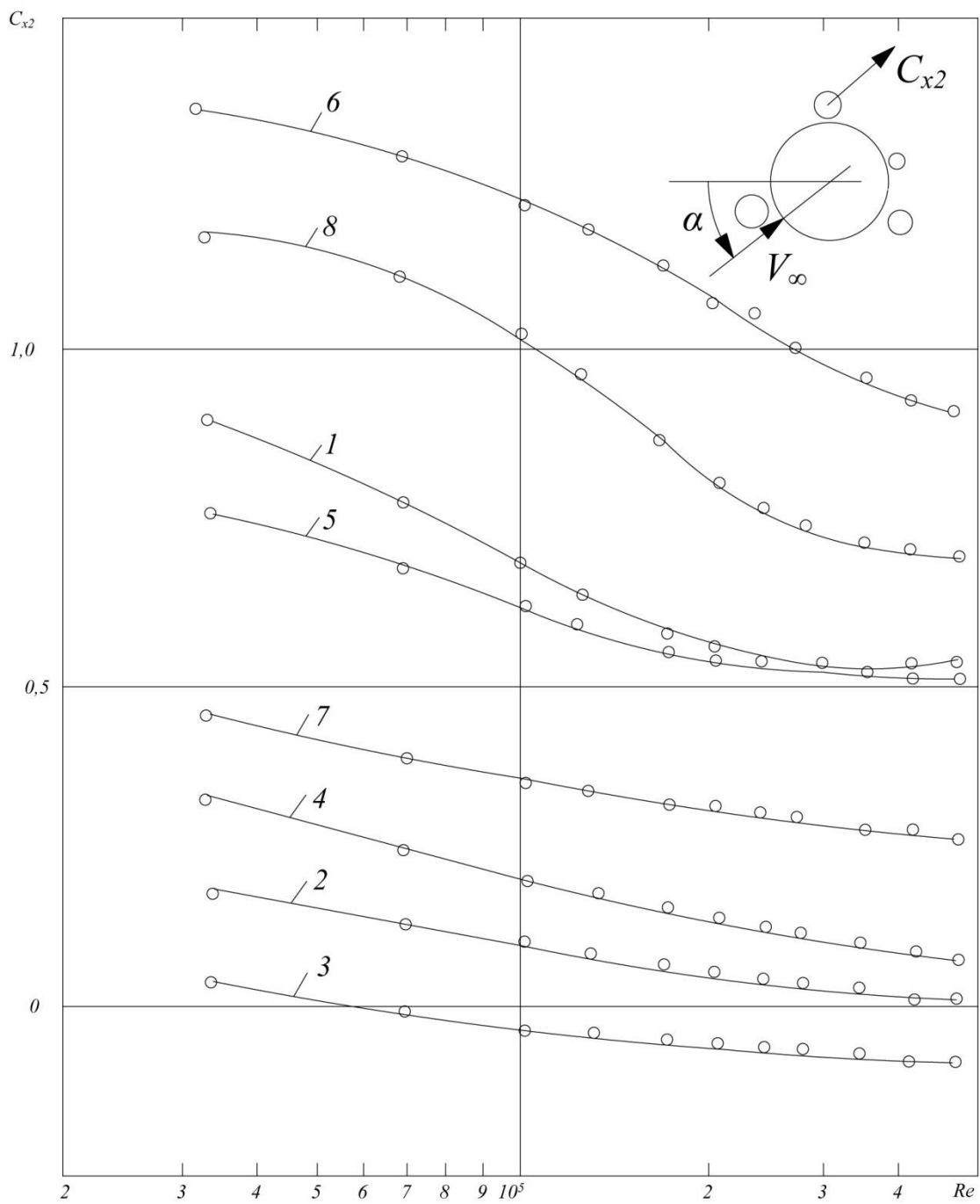
Рисунок 4.36 – Аэродинамические коэффициенты вспомогательного цилиндра № 1 в пакете компоновки № 1





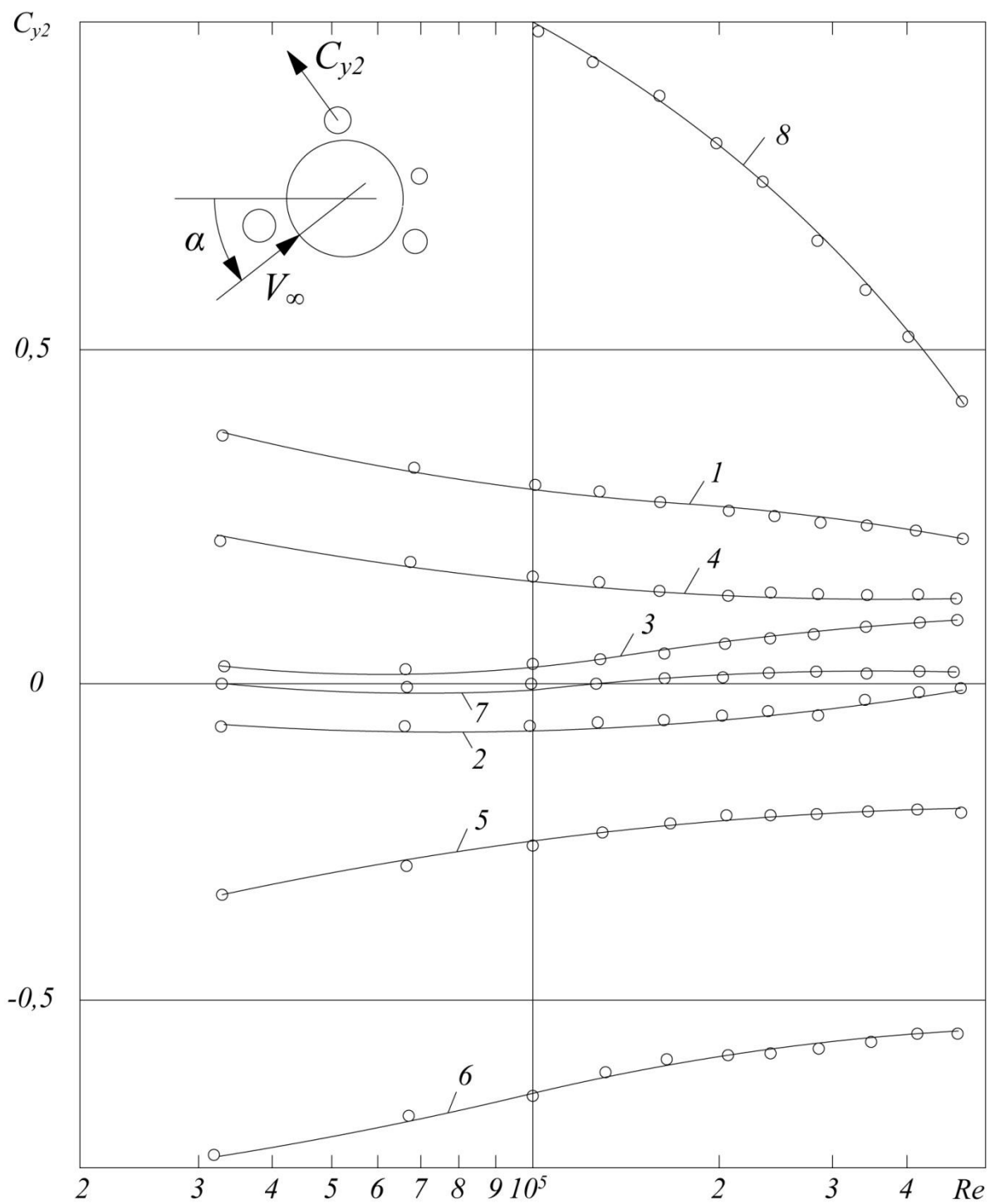
Б

Рисунок 4.37 – Аэродинамические коэффициенты вспомогательного цилиндра № 1 в пакете компоновки № 1



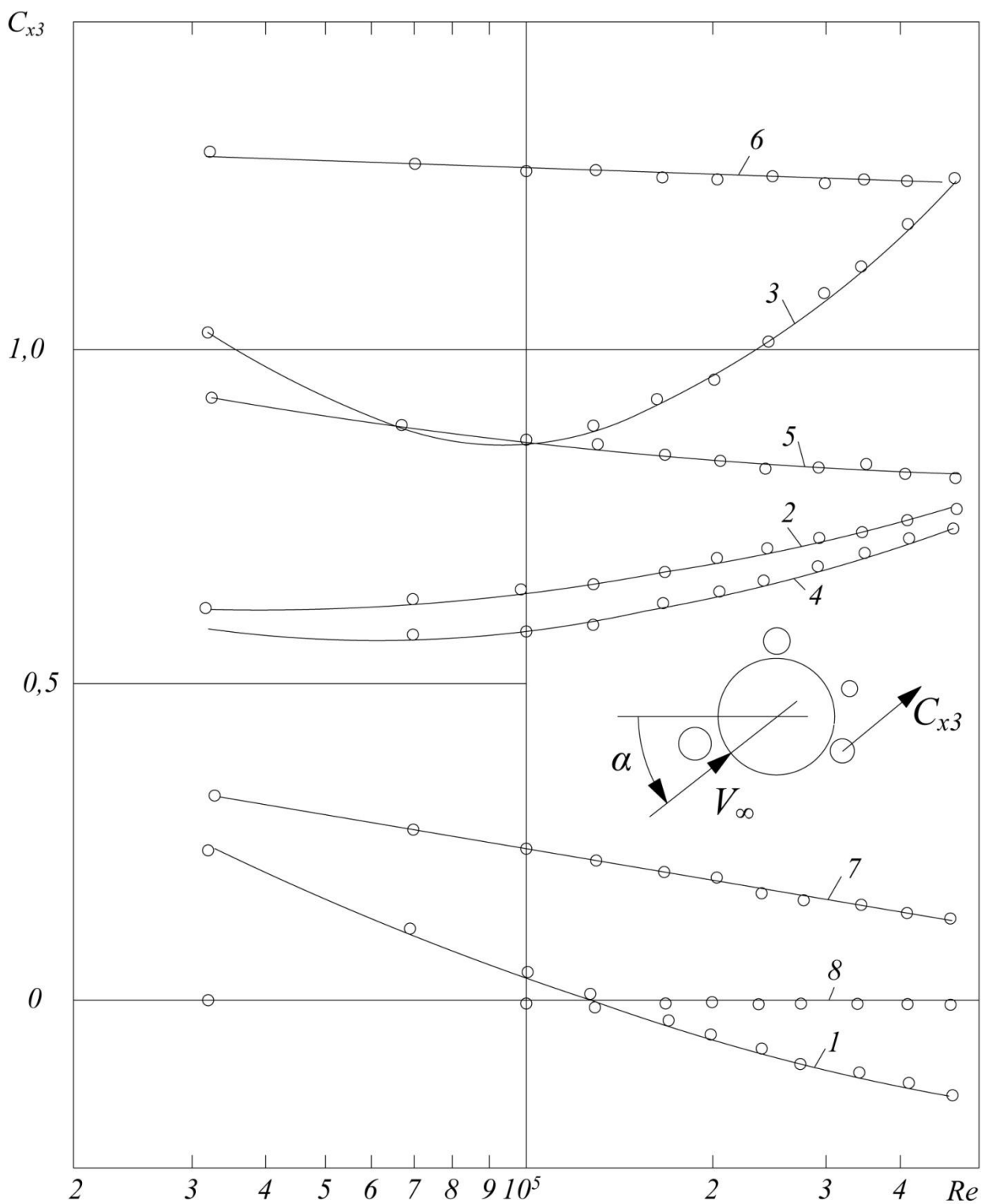
1 -  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 -  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 -  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 -  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 -  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 -  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.38 – Коэффициент силы сопротивления  
 вспомогательного трубопровода №2 пакета компоновки №1



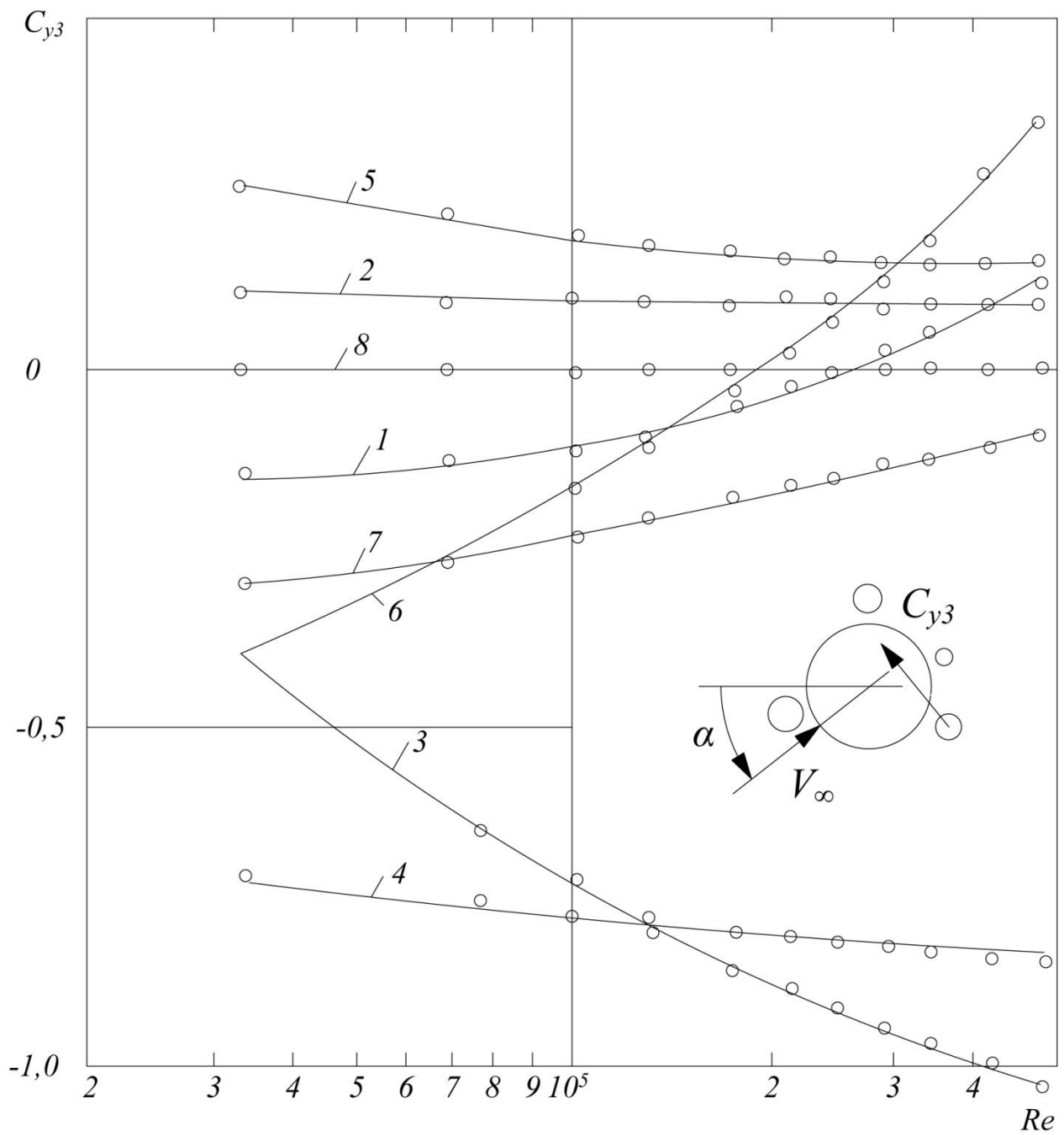
1 -  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 -  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 -  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 -  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 -  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 -  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.39 – Коэффициент боковой силы вспомогательного трубопровода №2 пакета компоновки №1



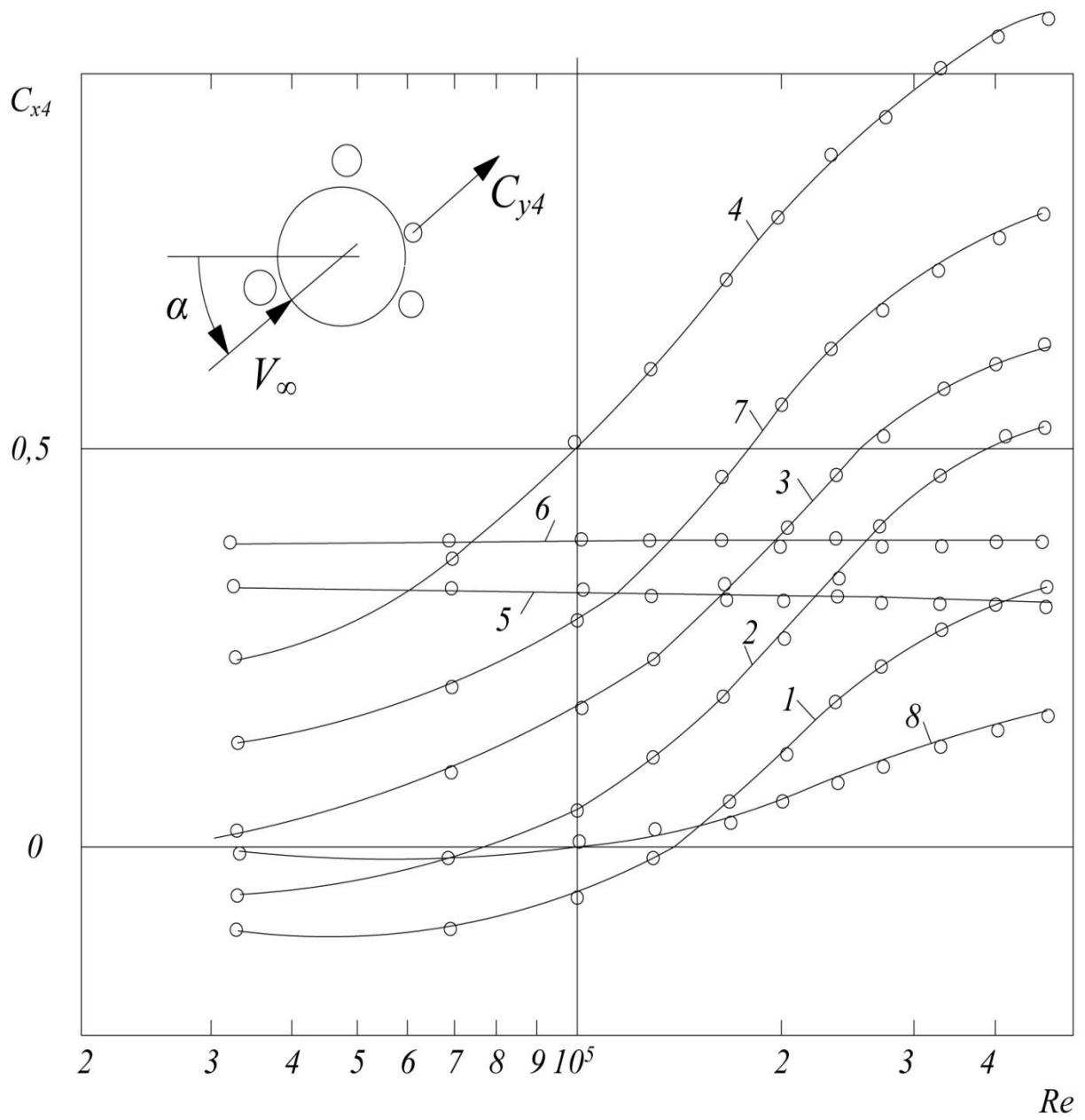
1 –  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 –  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 –  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 –  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.40 – Коэффициент силы сопротивления вспомогательного трубопровода №3 пакета компоновки №1



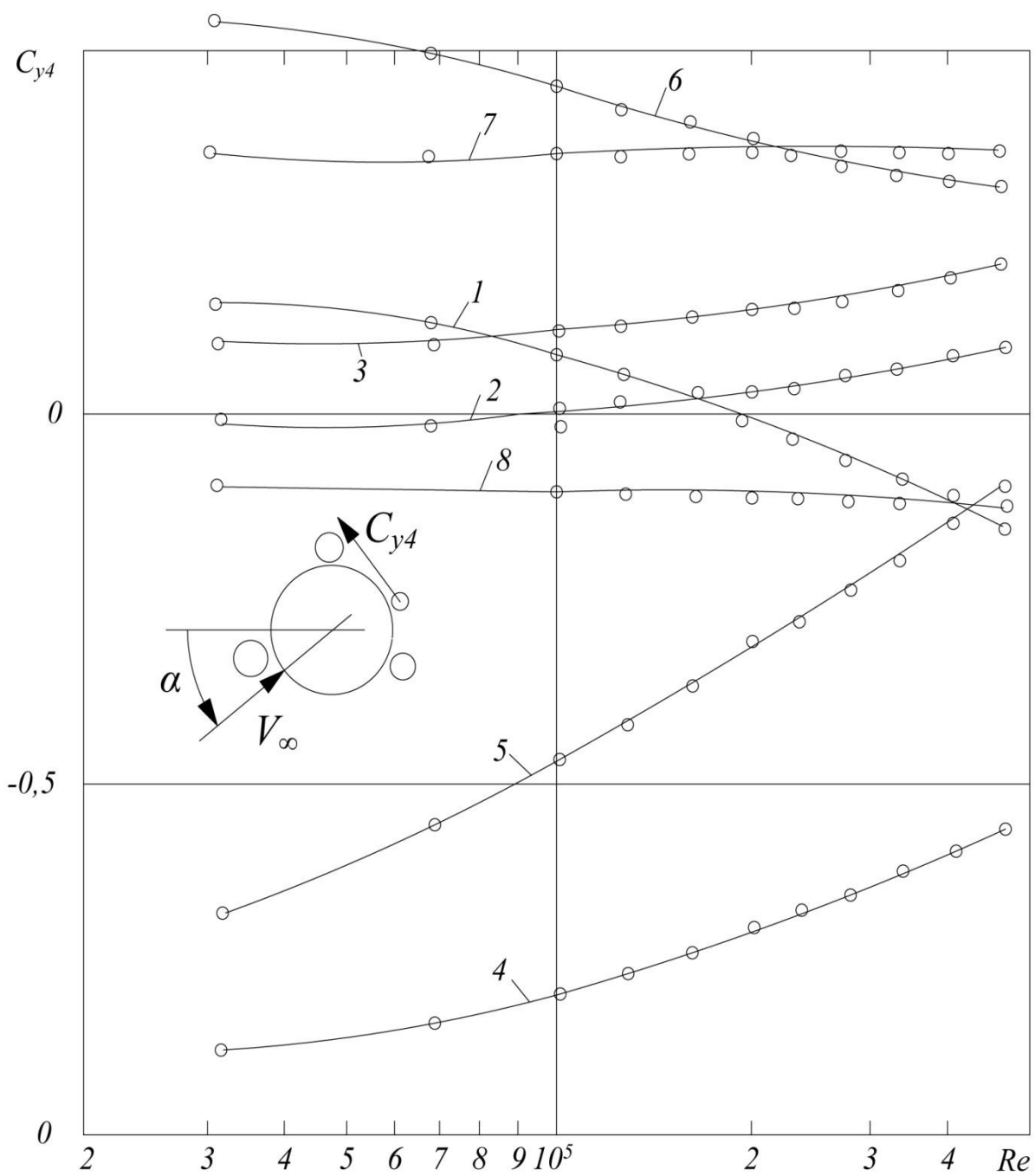
1 –  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 –  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 –  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 –  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.41 – Коэффициент боковой силы вспомогательного цилиндра №3 пакета компоновки №1



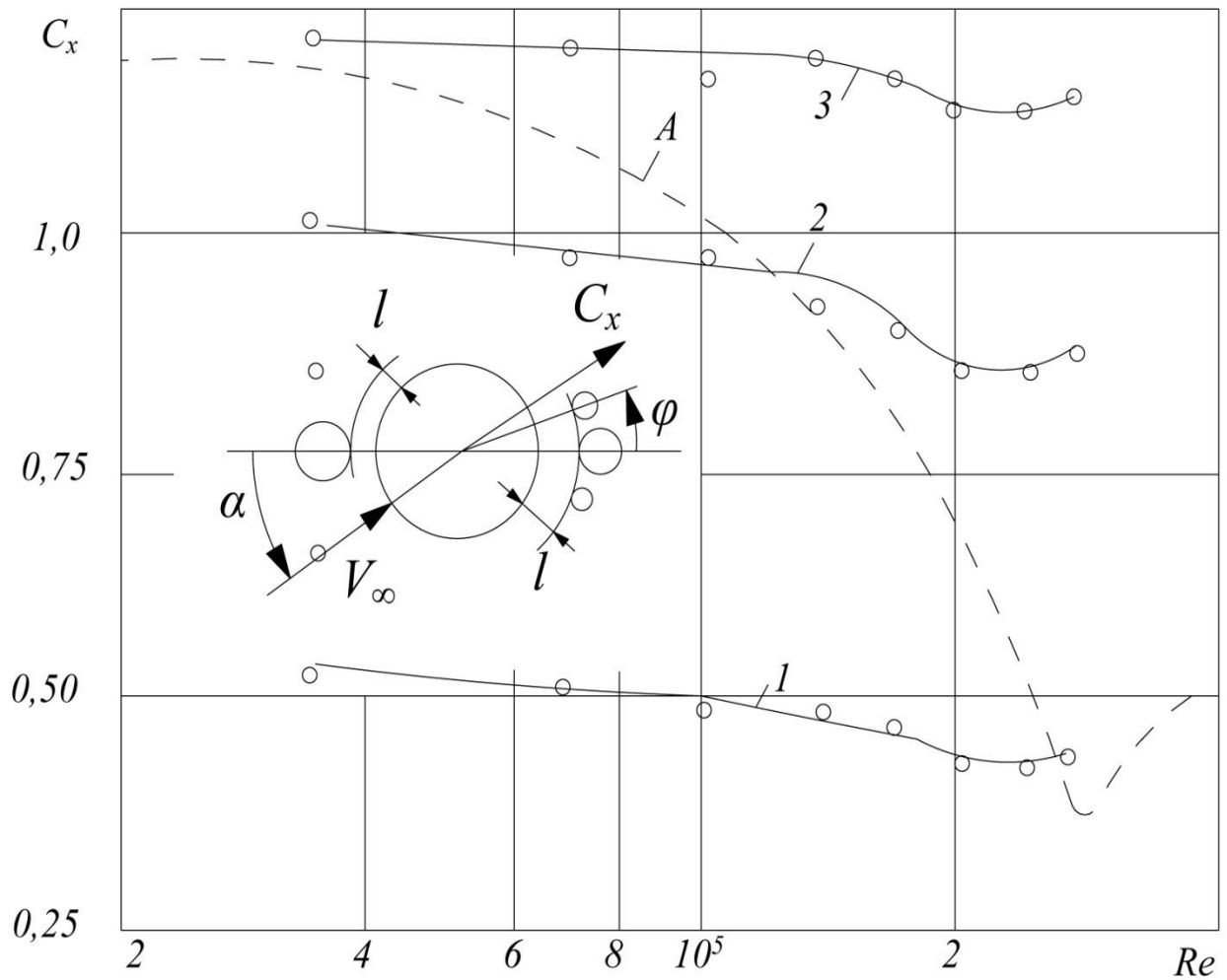
1 –  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 –  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 –  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 –  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.42 – Коэффициент силы сопротивления вспомогательного цилиндра №4 пакета компоновки №1



1 -  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 45^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 90^\circ$ ; 4 -  $\alpha = 135^\circ$ ;  
 5 -  $\alpha = 180^\circ$ ; 6 -  $\alpha = 225^\circ$ ; 7 -  $\alpha = 270^\circ$ ; 8 -  $\alpha = 315^\circ$

Рисунок 4.43 – Коэффициент боковой силы вспомогательного трубопровода №4 пакета компоновки №1



$k = 10^{-5}; \varepsilon = 1\%;$   
 $A$  – одиночный цилиндр;  $1 - \bar{l} = 0, \alpha = 0;$   
 $2 - \bar{l} = 0, \alpha = 150^\circ;$   $3 - \bar{l} = 0, \alpha = 180^\circ;$

Рисунок 4.44 – Зависимость коэффициента силы сопротивления пакета компоновки №1 от числа Рейнольдса



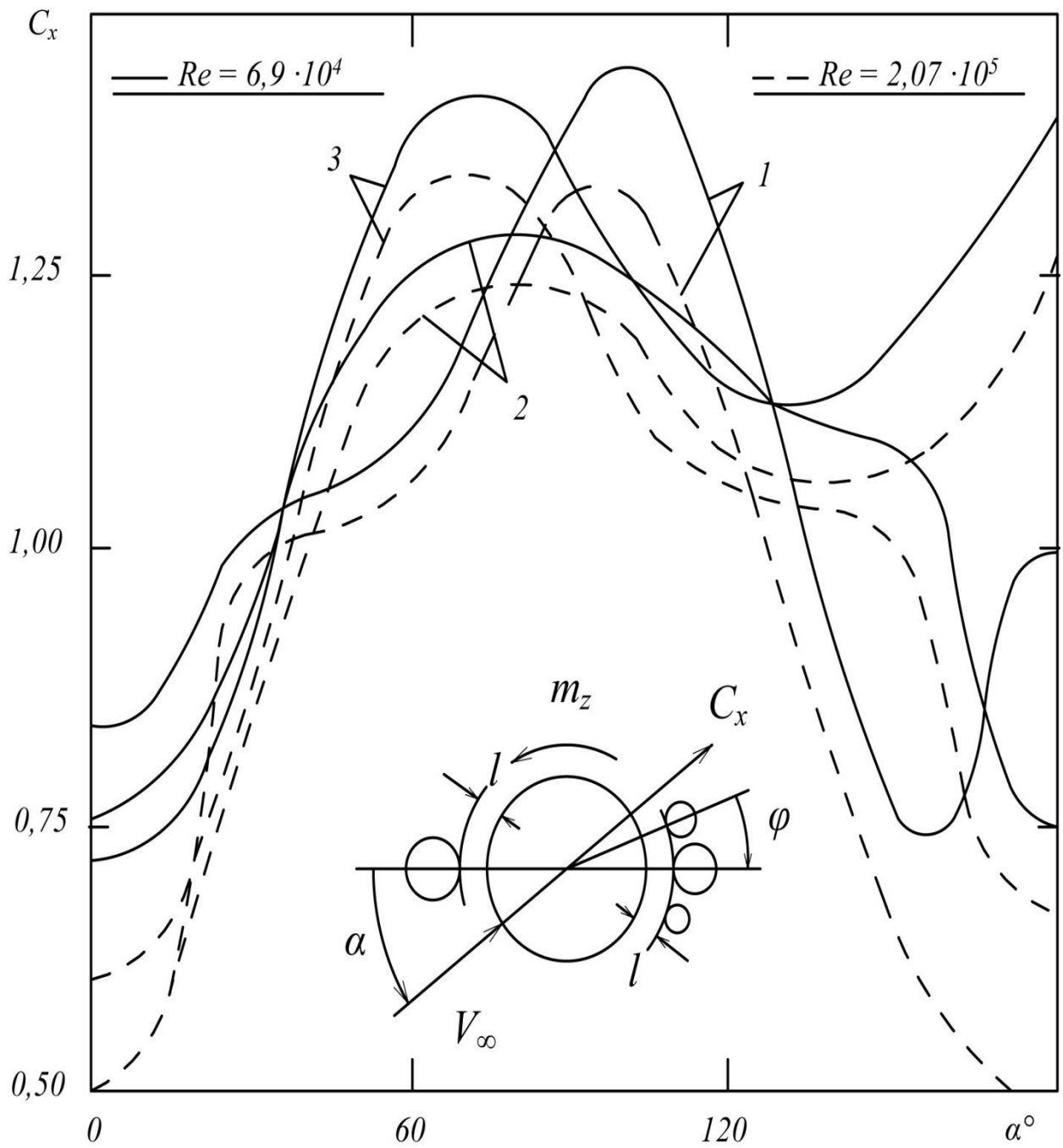


Рисунок 4.45 – Коэффициент силы сопротивления для компоновки № 2  
 1 –  $\bar{l} = 0,5$ ;  $\varphi = \varphi_0$ ; 2 –  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = 30^\circ$ ; 3 –  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = 45^\circ$

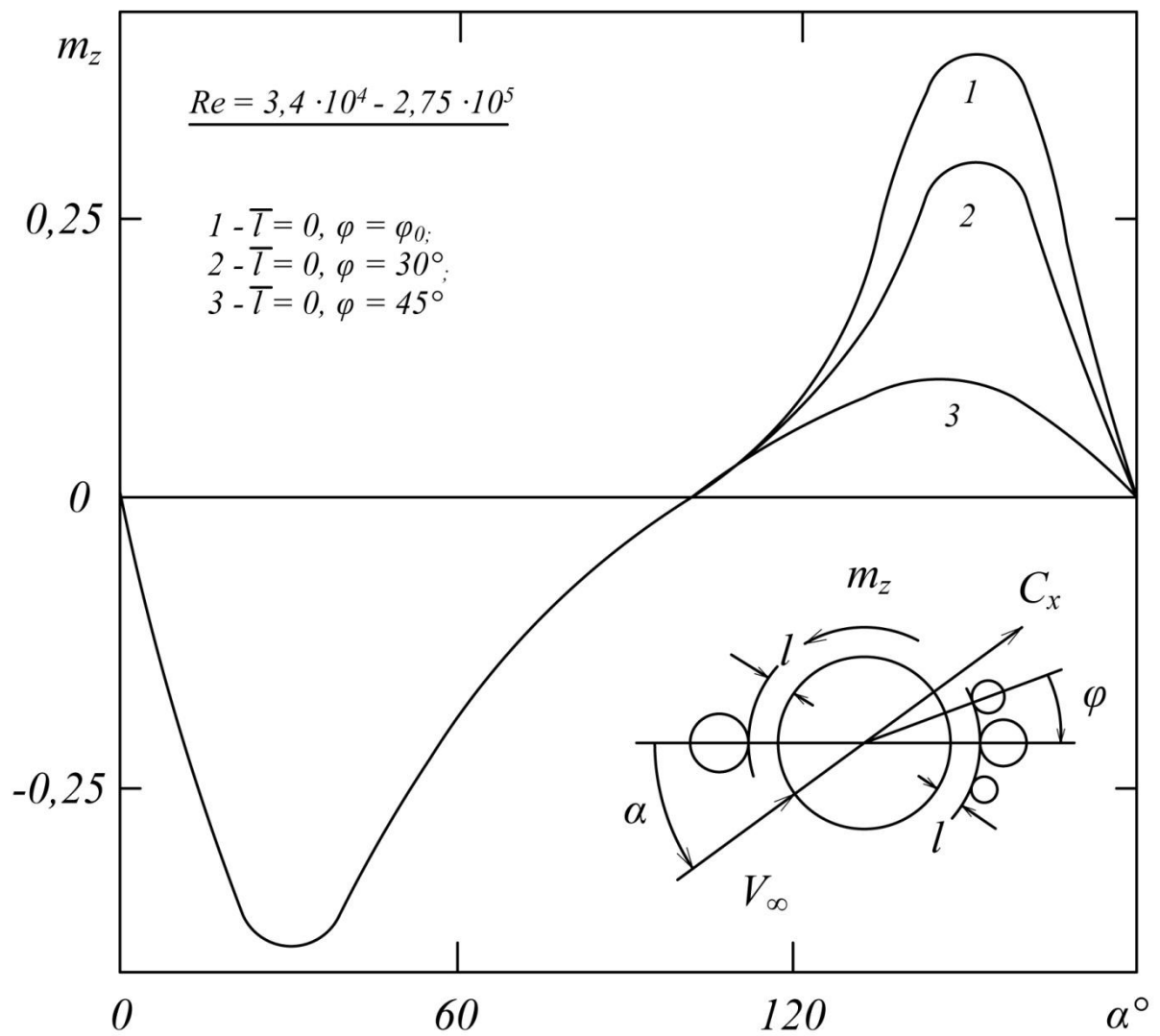


Рисунок 4.46 – Коэффициент момента для компоновки № 2

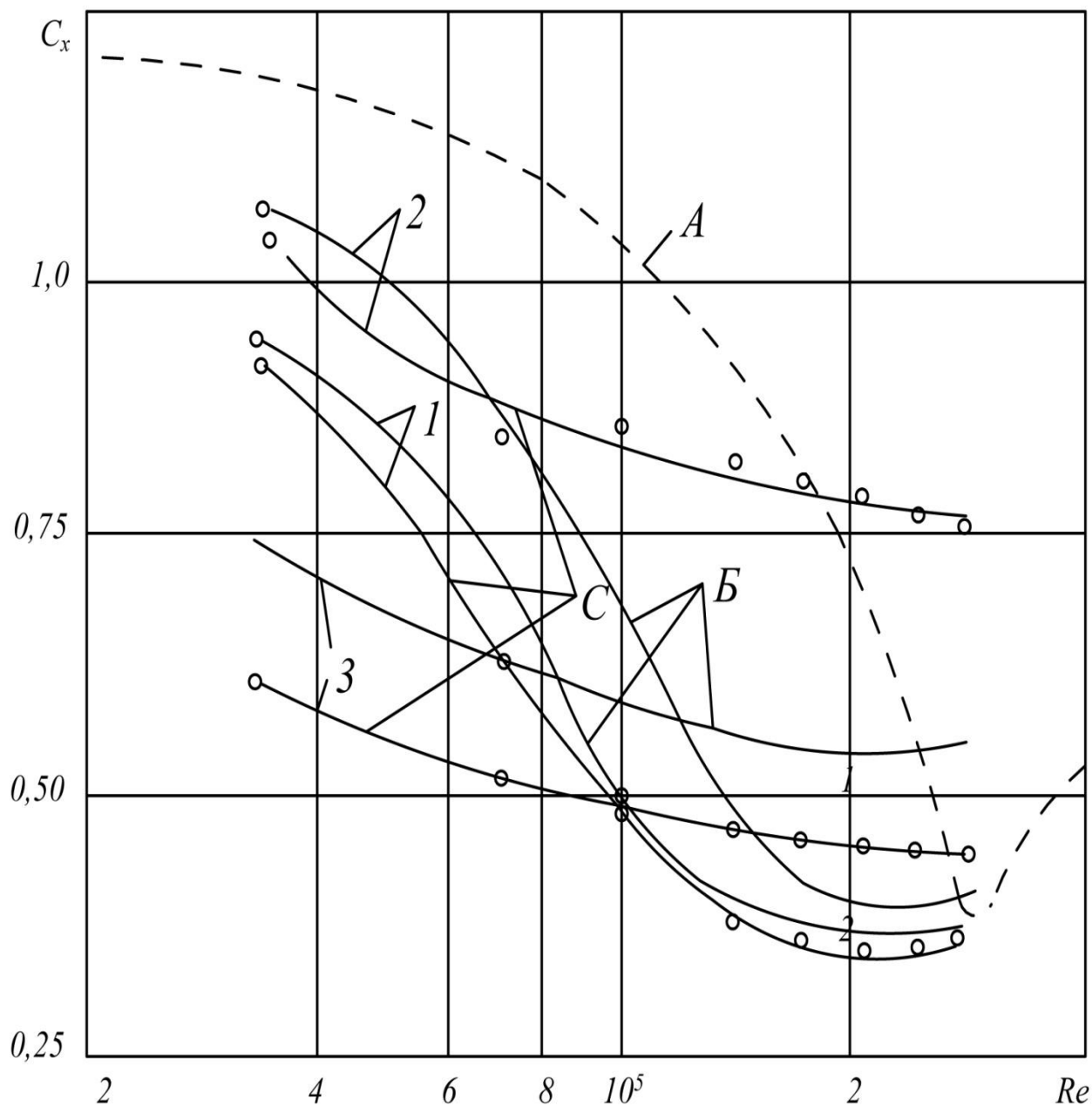


Рисунок 4.47 – Зависимость коэффициента силы сопротивления пакета компоновки № 2 от числа Рейнольдса

$k = 10^{-5}$ ;  $\varepsilon = 1\%$ ; А – одиночный цилиндр; Б –  $\bar{l} = 0$ ,  $\varphi = \varphi_0$  (пучок трубопроводов);  
 С –  $\bar{l} = 0$ ,  $\varphi = 30^\circ$ ; 1 –  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 150^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 180^\circ$

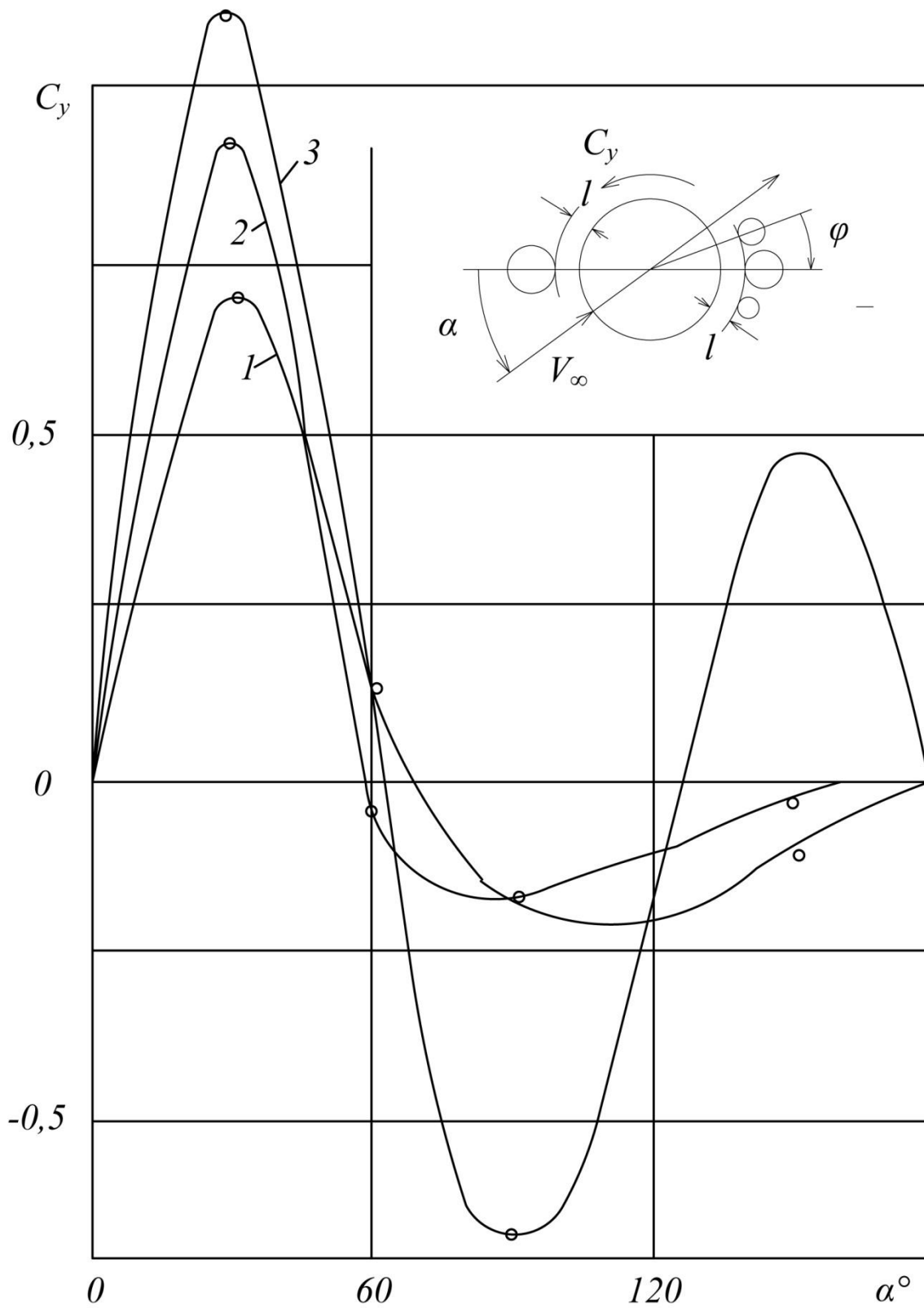
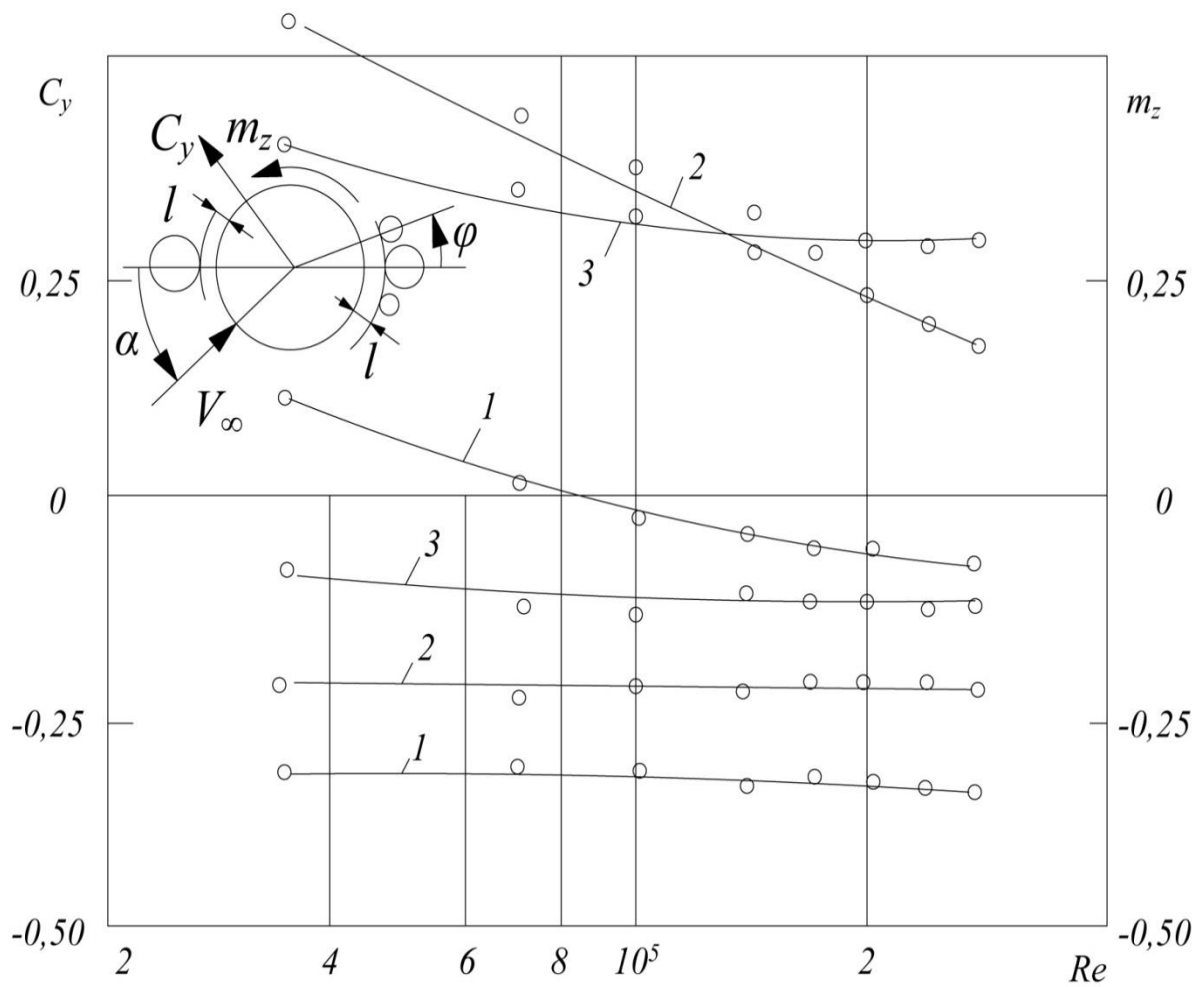
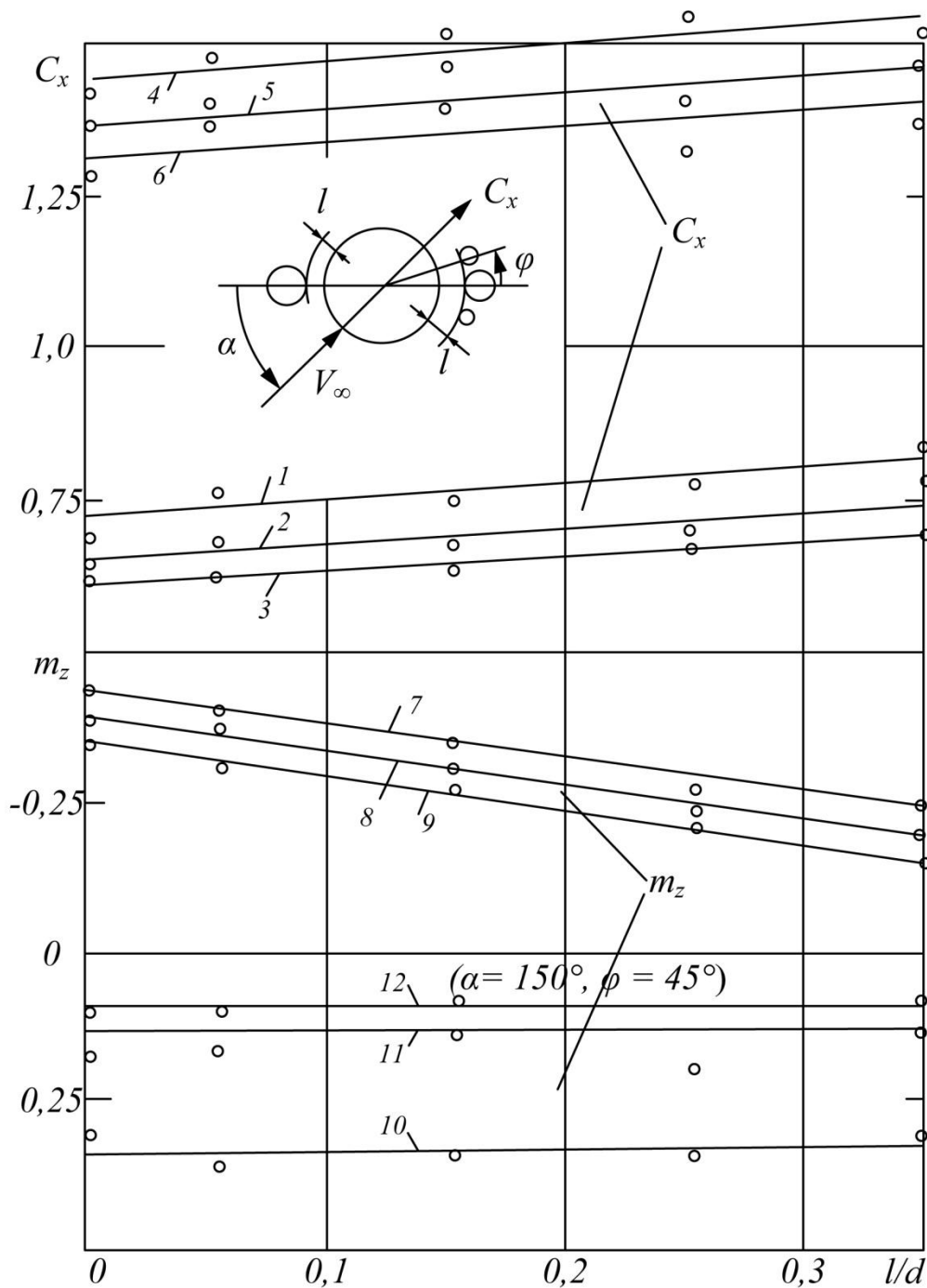


Рисунок 4.48 – Зависимость коэффициента боковой силы пакета от угла атаки (компоновка № 2)  $k = 10^{-5}$ ;  $\varepsilon = 1\%$ ;  $3,4 \cdot 10^4 < Re < 2,75 \cdot 10^5$ ;  $1 - \bar{l} = 0,05$ ,  $\varphi = \varphi_0$  (пучок трубопроводов);  $2 - \bar{l} = 0,05$ ,  $\varphi = 30^\circ$ ;  $3 - \bar{l} = 0,05$ ,  $\varphi = 45^\circ$



$k = 10^{-5}; \varepsilon = 1\%;$   
 $1 - \bar{l} = 0; \varphi = 0$  (пучок трубопроводов),  $\alpha = 150^\circ;$   
 $2 - \bar{l} = 0; \varphi = 30^\circ, \alpha = 150^\circ; 3 - \bar{l} = 0; \varphi = 45^\circ, \alpha = 150^\circ;$

Рисунок 4.49 – Зависимость коэффициента боковой силы и момента пакета компоновки №2 от числа Рейнольдса



$Re = 1,4 \cdot 10^5; \varepsilon = 1\%$ ;

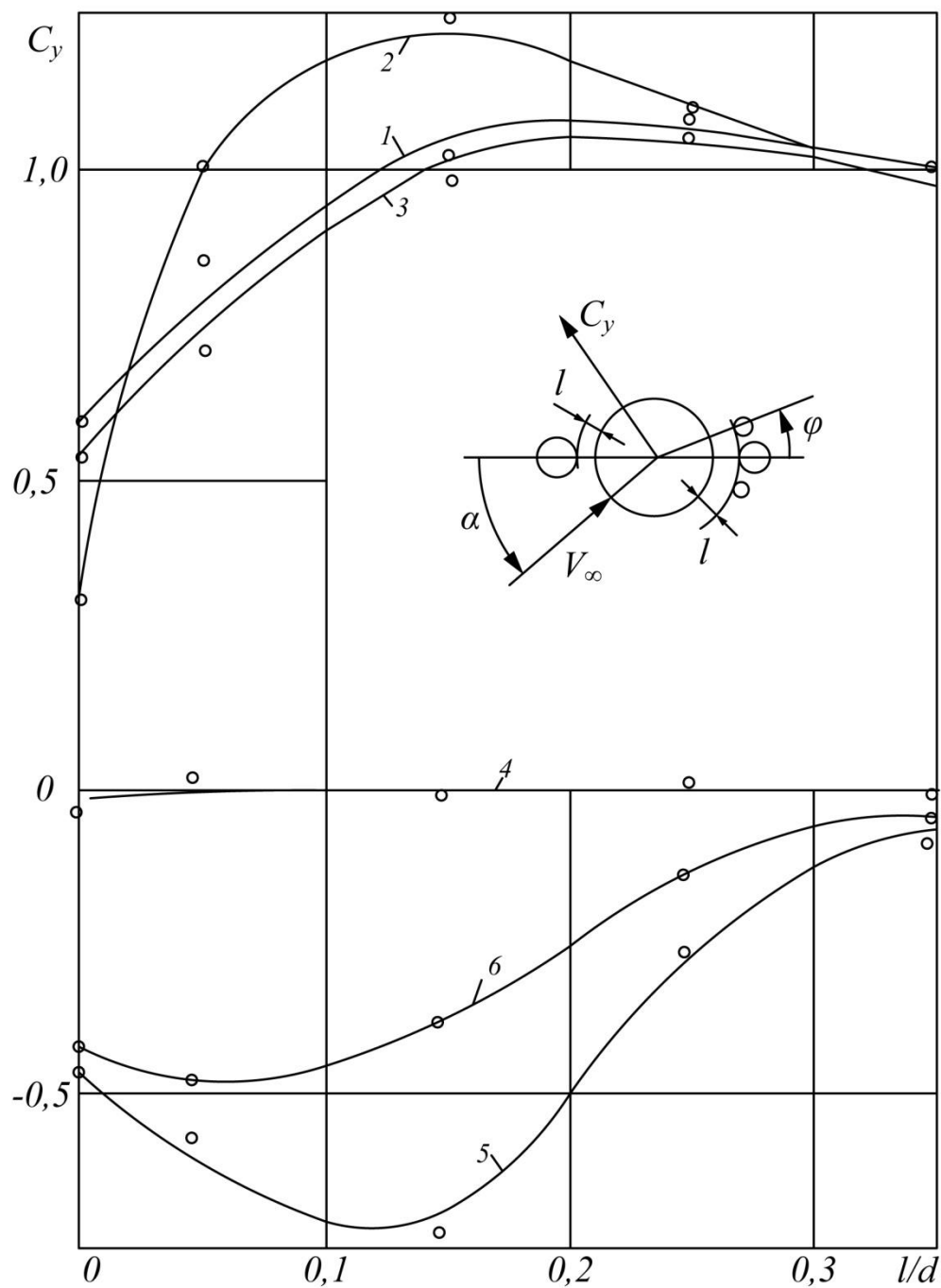
1 –  $\alpha = 180^\circ, \varphi = 0^\circ$  (пучок трубопроводов); 2 –  $\alpha = 180^\circ, \varphi = 30^\circ$ ;

3 –  $\alpha = 180^\circ, \varphi = 45^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 90^\circ, \varphi = 0^\circ$ ; 5 –  $\alpha = 90^\circ, \varphi = 30^\circ$ ;

6 –  $\alpha = 90^\circ, \varphi = 45^\circ$ ; 7 –  $\alpha = 30^\circ, \varphi = 0^\circ$ ; 8 –  $\alpha = 30^\circ, \varphi = 30^\circ$ ;

9 –  $\alpha = 30^\circ, \varphi = 45^\circ$ ; 10 –  $\alpha = 150^\circ, \varphi = 0^\circ$ ; 11 –  $\alpha = 150^\circ, \varphi = 30^\circ$ ;

Рисунок 4.50 – Зависимость коэффициента  $C_x$  и момента  $m_z$  от  $\bar{l} = l/d$  для пакета компоновки №2



$Re = 1,4 \cdot 10^5$ ;  $\varepsilon = 1\%$ ;  
 1 –  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\varphi = 0^\circ$  (пучок трубопроводов); 2 –  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\varphi = 30^\circ$ ;  
 3 –  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\varphi = 45^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\varphi = 0^\circ$  (пучок трубопроводов);  
 5 –  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\varphi = 30^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\varphi = 45^\circ$ ;

Рисунок 4.51 – Зависимость коэффициента боковой силы от  $\bar{l} = l/d$  для пакета компоновки №2

Приведенные результаты экспериментальных исследований моделей различных компоновок става дают возможность определить влияние расположения различных вспомогательных трубопроводов на аэрогидродинамические характеристики пакета в целом и позволяют, исходя из различных требований на величины и поведение гидродинамических сил и моментов, выбрать наиболее подходящие компоновки.

В заключение заметим, что благодаря взаимодействию отрывных зон центрального и вспомогательного цилиндров течение в окрестности пакета носит явно выраженный нестационарный характер, что приводит к наличию пульсаций всех аэрогидродинамических характеристик. Поэтому, все приведенные для пакета аэрогидродинамические характеристики следует рассматривать как осредненные.

#### 4.5 Аэрогидродинамические характеристики погруженной технологической платформы

Общий вид погружной платформы, модель которой была подвергнута аэродинамическим исследованиям в трубе Т-5, приведен на рис. 4.52.

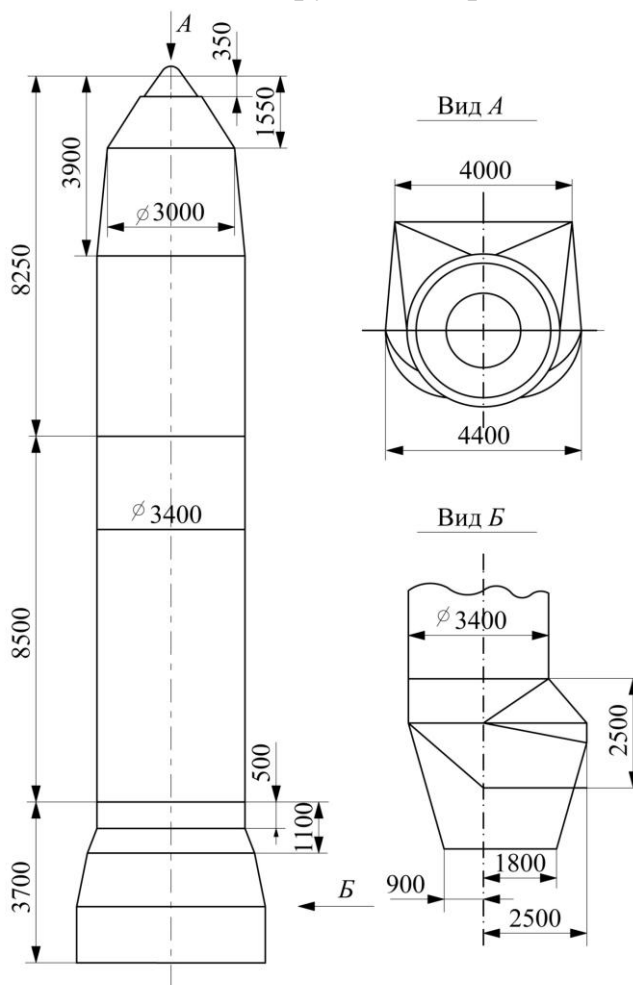


Рисунок 4.52 – Погружная платформа



Значения аэродинамических коэффициентов силы сопротивления  $C_x$ , боковой силы  $C_y$  и крутящего момента относительно оси  $z$  показаны на рисунке 4.53 в зависимости от угла атаки  $\alpha$ .

Было исследовано также влияние на коэффициент силы сопротивления погружной платформы числа  $Re$  и интенсивности турбулентности потока. Оказалось, что во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса  $3 \cdot 10^4 > Re > > 2,6 \cdot 10^5$  изменение коэффициента  $C_x$  в зависимости от  $Re$  не заметно и лежит в пределах погрешности определения этого коэффициента.

Зависимость коэффициента  $C_x$  от интенсивности турбулентности весьма существенна и для одного значения угла атаки представлена на рис. 4.54.

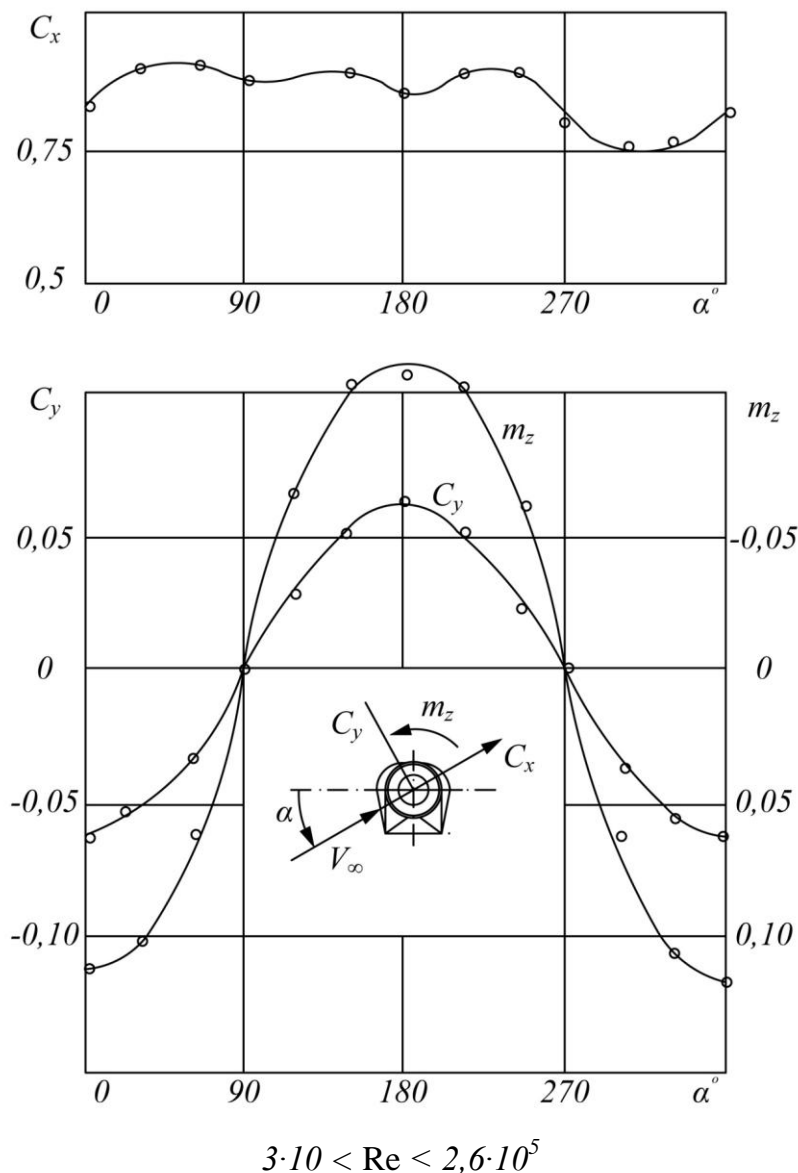


Рисунок 4.53 – Гидродинамические коэффициенты погружной платформы при различных направлениях потока

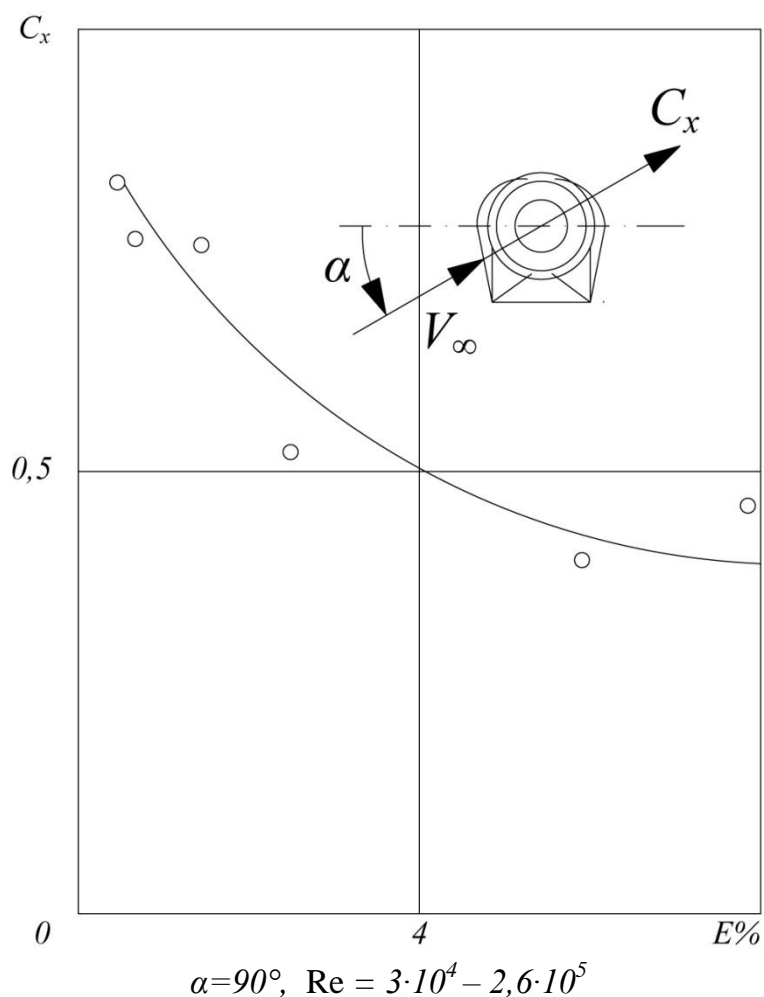


Рисунок 4.54 – Зависимость коэффициента силы сопротивления погружной платформы от интенсивности турбулентности набегающего потока

#### 4.6 Экспериментальные исследования аэрогидроупругих автоколебаний трубного става гидроподъема

Прежде чем привести некоторые экспериментальные исследования аэроупругих автоколебаний элементов трубного става, отметим, что полное моделирование таких процессов в условиях аэродинамической трубы на уменьшенных моделях затруднительно. Это объясняется тем, что в условиях эксперимента невозможно выдержать такие же соотношения между упругими силами и силами инерции в воздухе, как в реальной жидкости, обтекающей ТС.

В связи с этим термин «динамическая модель» следует понимать в том смысле, что изготовлялась специальная аэродинамическая модель, которая благодаря своему упругому креплению допускала возможность существования колебаний и возможность их регистрации.

Эксперименты проводились на специально разработанных и изготовленных тензометрических весах, основными элементами которых являются механические колебательные контуры, упругие и диссипативные свойства которых в эксперименте могли варьироваться. Эксперименты выполнялись на моделях

пакета трубопроводов для двух вариантов компоновок № 1 (рис. 4.27) и № 2 (рис. 4.28), причем каждый трубопровод в отдельности и все в целом составляли механические контуры, у которых могли изменяться декремент колебаний  $\delta$ , погонная масса  $m$  и собственная частота.

Представим некоторые результаты экспериментальных исследований по обнаружению явлений аэроупругой неустойчивости пакетов трубопроводов, выполненных на динамических моделях в аэродинамической трубе Г-5.

Тензометрические весы позволили обнаружить и выявить условия возникновения и диапазон существования различных видов потери аэроупругой устойчивости: вихревое возбуждение, галопирование, изгибно-крутильный и срывной флаттер.

Динамическая модель первой компоновки позволяла определять аэроупругие автоколебания става в целом и каждого отдельного трубопровода, модель второй компоновки – только всего става в целом.

Диапазон чисел Рейнольдса при динамических исследованиях составлял:  $3 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$ .

Результаты указанных экспериментальных исследований представлены в работе [28].

На рис. 4.55 представлены примеры рабочих материалов по исследованию вихревого возбуждения одиночного цилиндра ( $q_{1,2}$  – пульсации давления,  $x(t)$ ,  $y(t)$  – продольные и поперечные смещения,  $C_x$  и  $C_y$  – периодические составляющие значений аэродинамических коэффициентов). На рис. 4.56 приведены обработанные экспериментальные данные по амплитуде поперечных колебаний  $\bar{a} = a/d$  в зависимости от приведенной скорости  $V_{np} = V_\infty / f_1 d$ . Из графиков видно, что до некоторого значения скорости колебания отсутствуют, затем быстро возрастают, достигают пика, а затем с ростом скорости быстро падают до нуля и исчезают. Такое поведение  $\bar{a}$  от  $V_{np}$  свидетельствует о том, что мы имеем дело с вихревым возбуждением.

Графики изменения безразмерных амплитуд продольно-поперечных и крутильных колебаний для первой модели в зависимости от числа  $Re$  и угла атаки представлены на рис. 4.57, 4.58. Величины  $\bar{a}_x$  и  $\bar{a}_y$  – амплитуды продольных и поперечных колебаний модели става в целом;  $\gamma$  – амплитуда крутильных колебаний всей модели;  $\bar{a}_{xi}$  – амплитуды продольных колебаний отдельных сателлитных трубопроводов пакета. Результаты, показанные на рис. 4.57, 4.58 свидетельствуют о том, что при  $Re = 1,2 \cdot 10^5$  модель трубного става колеблется в горизонтальной плоскости по обоим направлениям, причем наиболее интенсивно при угле атаки  $\alpha \cong 190^\circ$ . Потеря аэрогидроупругой устойчивости всего става наступает при  $Re \cong 5 \cdot 10^4$ , а отдельных трубопроводов в пакете значительно раньше (число Рейнольдса для каждого трубопровода подсчитано по его собственному диаметру). Характер изменения амплитуд изгибных перемещений ( $\bar{a}_{xi}$  – вдоль потока и  $\bar{a}_{yi}$  – поперек потока) и крутильных колеба-

ний ( $\gamma$  – амплитуда угла закрутки) свидетельствует о галопирующем типе автоколебаний в исследованном диапазоне скоростей, поскольку колебания имели тенденцию к нарастанию неограниченно.

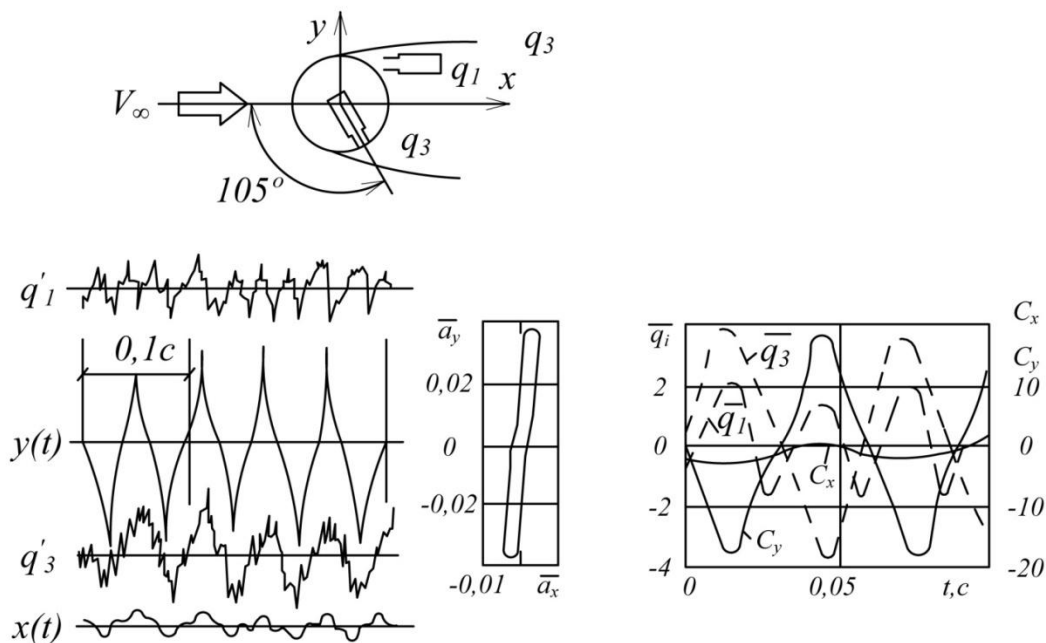


Рисунок 4.55 – Рабочие и обработанные осциллограммы автоколебаний при вихревом возбуждении цилиндра

$$V_{\infty} = 10 \text{ м/с}; \varepsilon = 1,5\%; f_1 = 16 \text{ Гц}; \delta = 0,009;$$

$$\delta_{np} = 3,4; V_{np} = 6,5; L = 0,1 \text{ м}$$

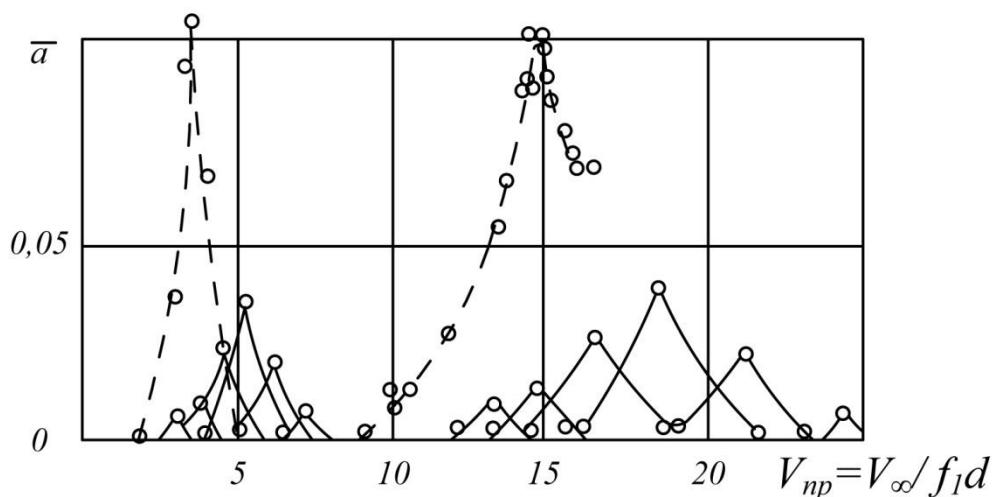


Рисунок 4.56 – Экспериментальные зависимости амплитуды вихревого возбуждения цилиндра от приведенной скорости

$$\delta = 0,009; \delta_{np} = 3,4; f_0 = 16 \text{ Гц}; 1 - \varepsilon = 0,5\%; 2 - 0,8\%; 3 - 1,5\%; 4 - 2,5\%; 5 - 6\%;$$

$$6 - 8\%; 7 - 6\%; f_1 = 16,5 \text{ Гц}; \delta_{np} = 1,5$$

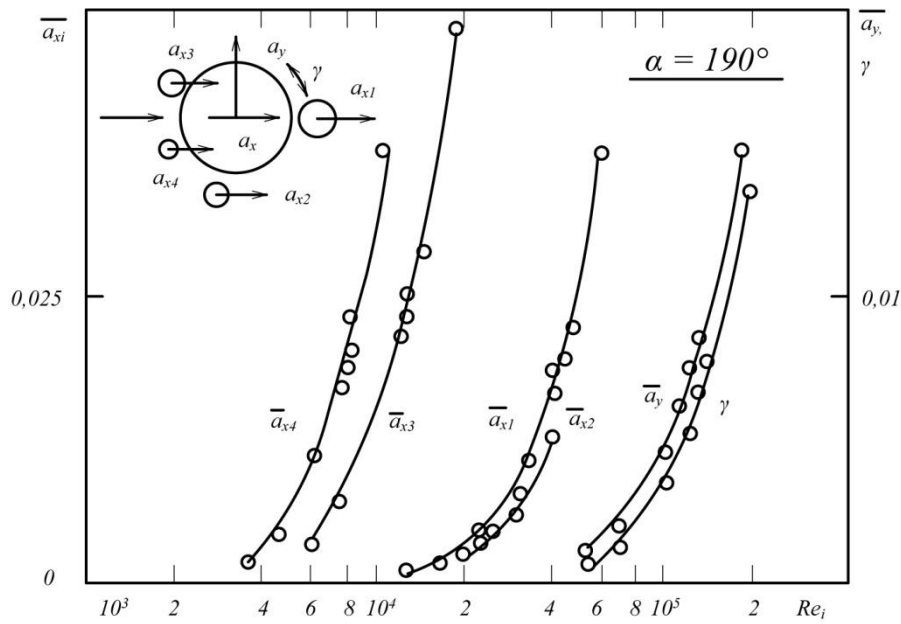


Рисунок 4.57 – Изменение кинематических параметров изгибных и крутильных перемещений для пакета в целом и для вспомогательных трубопроводов в зависимости от числа Рейнольдса (компоновка № 1)

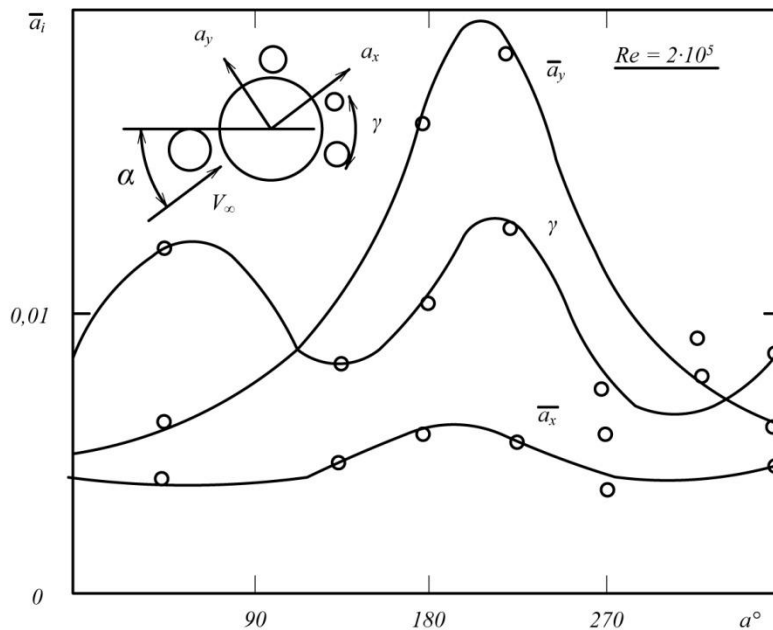


Рисунок 4.58 – Изменение амплитуд продольных, поперечных и крутильных колебаний пакета в целом в зависимости от угла атаки (компоновка № 1)

На рис. 4.59 представлены результаты по исследованию аэрогидроупругой неустойчивости пакета трубопроводов в целом для компоновки № 2 в зависимости от  $V_{np} = V_\infty / \omega_y d$ , где  $\omega_y$  – круговая частота поперечных колебаний. Обнаружено два типа потери аэрогидродинамической устойчивости: вихревое возбуждение (область А) и галопирование (область Б). В области вихревого

возбуждения амплитуда поперечных колебаний  $a_y$  сначала с ростом скорости возрастает, а затем затухает, в области галопирования амплитуда колебаний с ростом скорости, как правило, имеет тенденцию возрастать.

В указанных исследованиях амплитуды колебаний были незначительны, поскольку крепление модели было выполнено упругими пластинами большой жесткости.

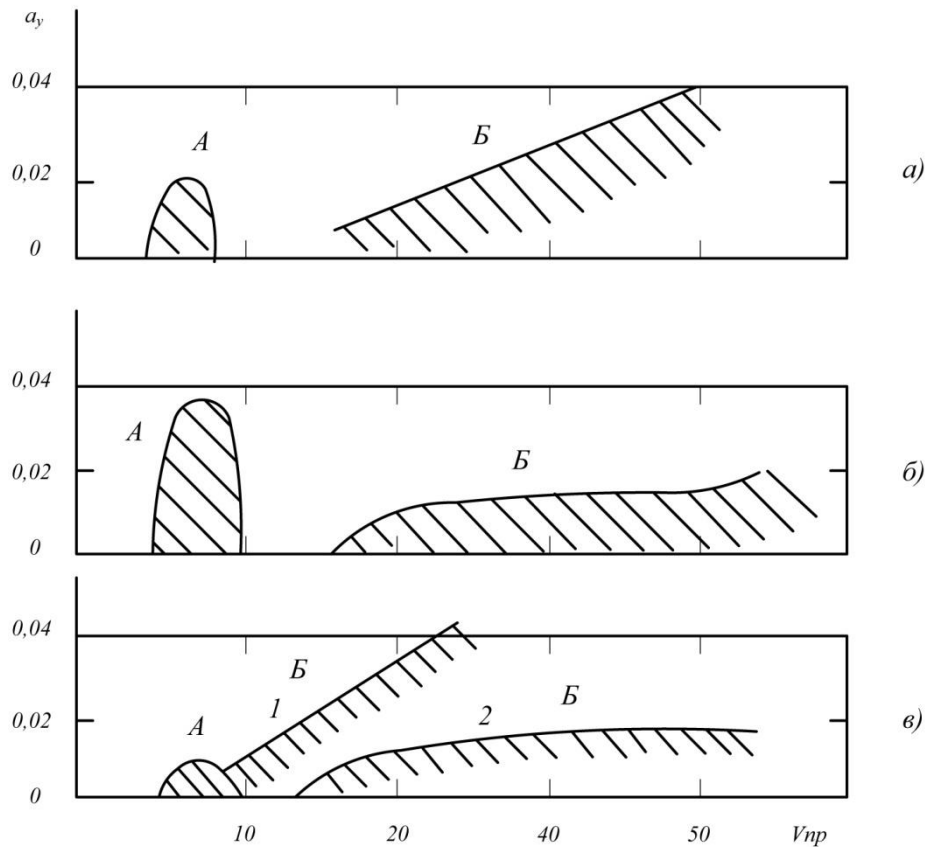


Рисунок 4.59 – Зависимость амплитуды поперечных колебаний пакета от приведенной скорости

- а)  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = 30^\circ$ ; А – область вихревого возбуждения ( $\alpha = 0^\circ - 180^\circ$ ),  
 Б – область галопирования ( $\alpha = 0^\circ - 180^\circ$ );
- б)  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = \varphi_0$ ; А – область вихревого возбуждения ( $\alpha = 180^\circ \pm 20^\circ$ ),  
 Б – область галопирования;
- в)  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = \varphi_0$ ; А – область вихревого возбуждения ( $\alpha = 0^\circ \pm 10^\circ$ ),  
 Б – область галопирования (1 –  $\alpha \cong 0^\circ$ , 2 –  $\alpha = 20^\circ - 180^\circ$ )

Модель пакета при  $\bar{l} = 0$  (когда все окружающие трубопроводы прилегают к центральному) оказалась наиболее устойчивой во всех диапазонах изменения углов  $\alpha$  и  $V_{np}$ , за исключением  $\alpha \sim 0$ .

Область автоколебаний вихревого возбуждения  $A$  незначительна:  $V_{np} = 5 \dots 10$  или  $Sh = 0,2 \dots 0,1$  ( $Sh$  – число Струхалия, см. ниже).

Потеря устойчивости типа галопирования происходит при  $V_{np} > 14,5$  ( $Sh \approx 0,7$ ). Исключение составляет модель пакета, у которой ( $\bar{l} = 0$ ,  $\varphi \approx \varphi_0$ ); у этой модели закономерность изменения амплитуды с ростом скорости аналогична вихревому возбуждению.

Колебания при галопировании как поперек так и вдоль потока происходят по собственным изгибным частотам. При вихревом возбуждении модели, у которой  $\varphi = 30^\circ$ ,  $\bar{l} = 0$ , круговая частота колебаний возрастала от  $\omega_y = 12,8$  до  $\omega_y = 15$ ; при этом, кинематическое число Струхалия  $Sh_1 = 0,21$ , т.е. происходил захват частоты срыва вихрей собственной частотой модели, как и для одиночного цилиндра. В остальных случаях вихревое возбуждение происходило на собственной частоте.

#### 4.7 Расчет режимных параметров потери аэрогидродинамической устойчивости трубного става гидроподъема

Периодический отрыв вихрей от поверхности тела в потоке жидкости или газа вызывает явления так называемого вихревого возбуждения става. Известно [34, 40, 167], что цилиндрические тела большой протяженности, находящиеся в потоке жидкости или газа, проявляют склонность к динамической неустойчивости. Термин «вихревое возбуждение» наиболее точно описывает этот процесс. В литературе можно встретить также его синонимы «вихревой резонанс» или «эоловы колебания».

На гладкой поверхности точки отрыва вихрей не фиксированы, а периодически перемещаются на поверхности. Периодический отрыв вихрей формирует в кильватерной области тела так называемую периодическую вихревую дорожку Кармана, в которой отдельные комки вихрей расположены в «шахматном» порядке. Для тела, которое жестко закреплено и не колеблется, частота отрыва вихрей  $f_s$  (частота вихрей в дорожке Кармана) определяется безразмерным комплексом

$$Sh = \frac{f_s d}{V_\infty}, \quad (4.10)$$

который называется числом Струхалия. Для каждого профиля величина  $Sh$  является вполне определенным числом, величина которого для несимметричного профиля зависит от угла атаки. Например, для одиночного жестко закрепленного кругового цилиндра число Струхалия  $Sh \cong 0,2$ , [34].

Из формулы (4.10) следует, что частота отрыва вихрей  $f_s$  растет пропорционально скорости набегающего потока  $V_s$ :

$$f_s = \frac{Sh \cdot V_\infty}{d}. \quad (4.11)$$

За счет периодического отрыва вихрей (то с одной, то с другой стороны цилиндра) распределение давления по его поверхности (в основном в окрестности точек отрыва и в донной области) приобретает периодическую составляющую с частотой  $f_s$ . В результате этого возникает периодическая боковая (подъемная) сила  $Y_D$  с частотой  $f_s$ , а у силы сопротивления возникает динамическая периодическая добавка  $X_D$  с удвоенной частотой  $2f_s$ . Для кругового цилиндра среднее значение боковой силы равно нулю, поэтому для гидродинамических сил будем иметь:

$$Y = Y_D = Y_{\max} \sin(2\pi f_s t), \quad (4.12)$$

$$X = X_{cp} + X_D = X_{cp} + X_{\max} \sin(4\pi f_s t), \quad (4.13)$$

где  $X_{cp}$  – среднее (статическое) значение силы сопротивления;  $Y_{\max}$  и  $X_{\max}$  – амплитудные значения периодических составляющих боковой силы и силы сопротивления.

Для гладкого, но не кругового (например, эллиптического контура) для боковой силы будем иметь:

$$Y = Y_{cp} + Y_D = Y_{cp} + Y_{\max} \sin(2\pi f_s t), \quad (4.14)$$

Где  $Y_{cp}$  – среднее значение боковой силы за период (зависит от угла атаки).

Переходя к аэрогидродинамическим коэффициентам, получим:

$$C_y = C_{y0} + C_{ya} \sin(2\pi f_s t), \quad (4.15)$$

$$C_x = C_{x0} + C_{xa} \sin(4\pi f_s t), \quad (4.16)$$

где:  $C_{x0}$  и  $C_{y0}$  – коэффициенты средних значений соответствующих сил;

$C_{xa}$  и  $C_{ya}$  – амплитудные значения динамических добавок (аэродинамические коэффициенты, как обычно, отнесены к скоростному напору  $\rho V_\infty^2 / 2$ , поперечному размеру  $d$  (например, диаметру цилиндра) и рассчитаны на единицу длины.

Если цилиндрический элемент достаточно жесткий сам по себе и жестко закреплен по концам, то возникающие периодические силы будут просто ком-



пенсироваться реакциями в опорах. В случае же, если цилиндрический элемент жесткий, но закреплен в опорах упруго, или если он является составной частью протяженного упругого тела, то под действием периодических сил  $Y_D$  и  $X_D$  он начнет совершать вынужденные колебания вдоль и поперек потока. Пока амплитуда вынужденных колебаний мала и частота отрыва вихрей  $f_s$  находится вдалеке от одной из собственных частот  $f_1, f_2, \dots$  изгибных колебаний протяженного тела, то в этом случае частота срыва вихрей  $f_s$  следует соотношению (4.11) и не зависит от режима колебания самого тела. Однако, по мере увеличения амплитуды колебания и сближения частоты  $f_s$  с одной из собственных частот  $f_1, f_2, \dots$  появляется усиливающееся влияние частоты колебания на частоту срыва вихрей.

Рассмотрим качественную картину этого взаимовлияния, предполагая, что первоначально скорость набегающего потока настолько мала, что частота  $f_s$  гораздо меньше первой собственной частоты  $f_1$ . Тогда с увеличением скорости  $V_\infty$  частота  $f_s$  будет возрастать и приближаться к  $f_1$  снизу.

Значение скорости, при которой частота отрыва вихрей совпадает с первой собственной частотой  $f_1$  назовем критическим и обозначим  $V_{кр.1}$ :

$$V_{кр.1} = \frac{f_1 d}{Sh} . \quad (4.17)$$

Результаты многочисленных исследований вихревого резонанса [34, 37, 36, 40, 121] показывают, что в окрестности критической скорости  $V_{кр.1}$  существует такой диапазон скоростей  $V_H < V < V_B$ , в пределах которого при свободных колебаниях частота срыва вихрей перестает следовать соотношению (4.11) и становится равной  $f_1$ . Явление автоматической «подстройки» частоты срыва вихрей под частоту собственных колебаний называют «захватом» частот срыва вихрей частотой колеблющегося цилиндра. Границы области захвата оцениваются как

$$V_H = (0,8 - 0,9)V_{кр.1}, \quad V_B = (1,1 - 1,2)V_{кр.1} . \quad (4.18)$$

В области захвата частота поперечной аэрогидродинамической силы оказывается равной частоте  $f_1$  собственных изгибных колебаний упругого тела, в результате чего наступает «резонанс» поперечных колебаний (колебаний поперек потока), что и составляет суть рассматриваемого явления, именуемого «вихревое возбуждение» или «вихревой резонанс». Резонанс, но менее ярко выраженный, существует также на кратных частотах, в основном при  $f_s = 3f_1$ ; такой резонанс называется субгармоническим захватом [42].

Схема действия боковой силы при основном и субгармоническом захвате показана на рис. 4.60. На рис. 4.61 показана зависимость частоты отрыва вихрей от скорости набегающего потока.

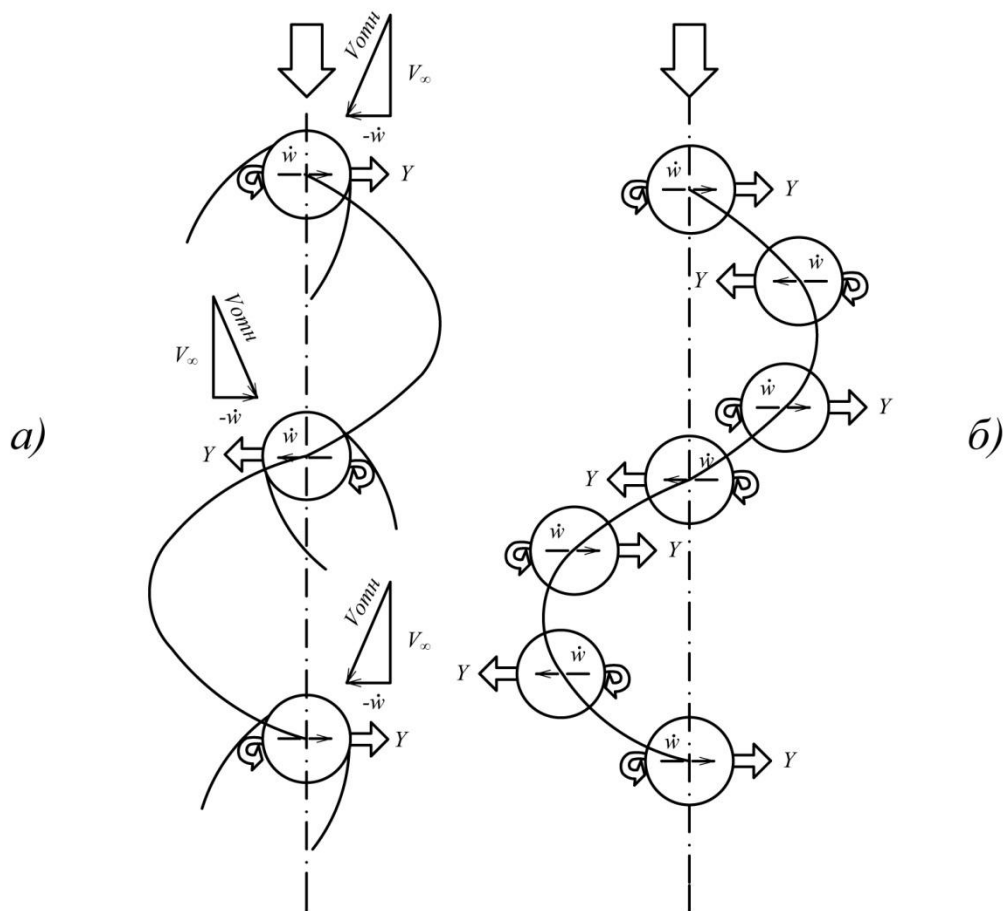


Рисунок 4.60 – Схема сил при основном а) и субгармоническом б) захвате при вихревом возбуждении цилиндра

Заметим, что при вихревом возбуждении тело совершает также поперечные колебания и вдоль потока, однако, во-первых, амплитуда нестационарной силы сопротивления  $X_D$  в несколько раз меньше, чем амплитуда периодической боковой силы  $Y_D$ , а, во-вторых, частота нестационарной силы сопротивления в два раза выше частоты собственных колебаний (мы здесь предполагаем, что собственные частоты поперечных изгибных колебаний вдоль и перпендикулярно набегающему потоку одинаковы, как например, для трубы), поэтому ярко выраженного резонанса по колебаниям вдоль потока не наступает. Фактически при вихревом резонансе амплитуды колебаний тела вдоль потока на порядок (и даже более) ниже амплитуд колебаний поперек потока.

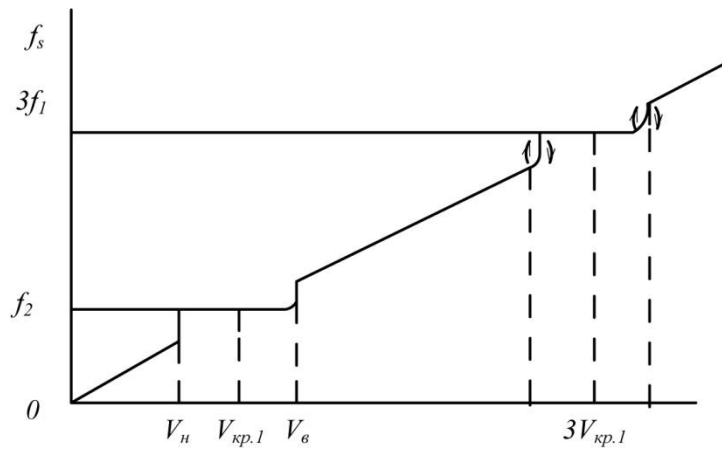


Рисунок 4.61 – Зависимость частоты срыва вихрей от скорости потока для цилиндра

Если скорость  $V_\infty$  превышает верхнюю границу области захвата  $V_\infty > V_B$ , то снова наступает рассогласование частоты срыва вихрей  $f_s$  с собственной частотой  $f_1$ , и амплитуда колебаний тела резко падает. При еще большей скорости появляется вторая область захвата в окрестности второй критической скорости:

$$V_{кр.2} = \frac{f_2 d}{Sh},$$

где  $f_2$  – вторая собственная частота поперечных колебаний и т.д.

Таким образом, характерной чертой потери устойчивости гладкоцилиндрических тел при вихревом резонансе является то, что вне области захвата поперечные колебания почти отсутствуют. При приближении скорости  $V_\infty$  к нижней границе зоны захвата  $V_H$  амплитуда колебаний начинает возрастать, при  $V_\infty \cong V_{кр.1}$  достигает максимального значения, а при приближении  $V_\infty$  к  $V_B$  снова падает. После выхода из зоны захвата  $V_\infty > V_B$  колебания практически прекращаются (если только при этом скорость не попадает в зону захвата, соответствующую другой критической скорости  $V_{кр.2}$ ).

Энергию на поддержание автоколебательного режима упругая система черпает из набегающего потока за счет наличия обратной связи между колеблющимся телом и режимом обтекания.

В настоящее время еще не существует адекватной математической модели вихревого возбуждения упругих гладкоцилиндрических тел в потоке, что прежде всего связано с недостатком знания о гидродинамических характеристиках цилиндра, колеблющегося в потоке. Имеется несколько подходов к расчету (или оценке) амплитуд аэроупругих колебаний тел по типу «вихревое возбуждение» [37, 40]. Наиболее простыми из этих моделей являются те, которые рассматривают цилиндрический элемент как систему с одной или двумя степенями свободы, совершающую плоскопараллельные колебания как единое це-

лое. Такой подход, в частности, реализован в [40]. Анализ вихревого возбуждения в этой модели приводит к исследованию нелинейного дифференциального уравнения «потенциально-автоколебательного типа», которое для амплитуды  $a_y$  поперечных установившихся автоколебаний приводит к алгебраическому уравнению [56]:

$$a_y^5 - \left[ 1,2 \left( 1 - 3 \frac{C_{x0}}{C_y^\alpha} \right) \frac{V_\infty^2}{\omega_1^2} \right] a_y^3 + 9,6 \left[ \frac{2m\delta}{\pi \rho d C_y^\alpha} - \left( 1 - \frac{C_{x0}}{C_y^\alpha} \right) \frac{V_\infty}{\omega_1} \right] \frac{V_\infty^3}{\omega_1^3} a_y =$$

$$= 38,4 \cdot \frac{4 C_{ya} V_\infty^5}{\pi C_y^\alpha \omega_1^5} \quad (4.19)$$

где  $C_{x0}$  – среднее значение коэффициента силы сопротивления;  $C_y^\alpha$  – градиент коэффициента поперечной силы по углу атаки;  $C_{ya}$  – амплитудное значение коэффициента поперечной силы в автоколебательном режиме;  $\omega_1 = 2\pi f_1$  – первая круговая собственная частота изгибных поперечных колебаний.

Решение этого уравнения позволяет определить зависимость амплитуды поперечных колебаний  $a_y$  от приведенной скорости  $V_{np} = V_\infty / (\omega_1 \cdot d)$  и приведенного демпфирования  $\delta_{np} = 2m\delta / \rho d^2$  в резонансной области  $V_H < V_\infty < V_B$  и, в частности, при  $V_\infty = V_{кр.1}$ .

Уравнение (4.19) получено первоначально для одного гладкоцилиндрического тела, но его справедливость можно постулировать и для пакета трубопроводов. Это уравнение содержит три аэрогидродинамических коэффициента:  $C_{x0}$ ,  $C_y^\alpha$ ,  $C_{ya}$  и, кроме того, логарифмический декремент  $\delta$ , который очень трудно поддается расчетному определению и в данной математической модели обычно оценивается или назначается по аналогии с известными конструкциями.

Значение коэффициента силы сопротивления  $C_{x0}$  одиночного цилиндра достаточно хорошо известно [29, 55, 69]. Для пакета трубопроводов эта величина может быть получена путем экспериментальных исследований в аэродинамических трубах или в гидравлических бассейнах. Для некоторых компоновок пакетов данные по  $C_{x0}$  получены в [20] и приведены в [55, 69]. Эти данные могут служить для оценки величины  $C_{x0}$  и для других близких пакетов.

Амплитудные значения коэффициента поперечной силы  $C_{ya}$  для отдельного цилиндра в зависимости от числа Re составляют  $C_{ya} = 0,2-1,0$ , а для пакета должны быть определены на специальных моделях в эксперименте. Значение производной  $C_y^\alpha$  для свободно колеблющегося цилиндра находятся в пределах  $2,5 < C_y^\alpha < 3,0$ , [40], а для пакета должны быть определены экспериментально.

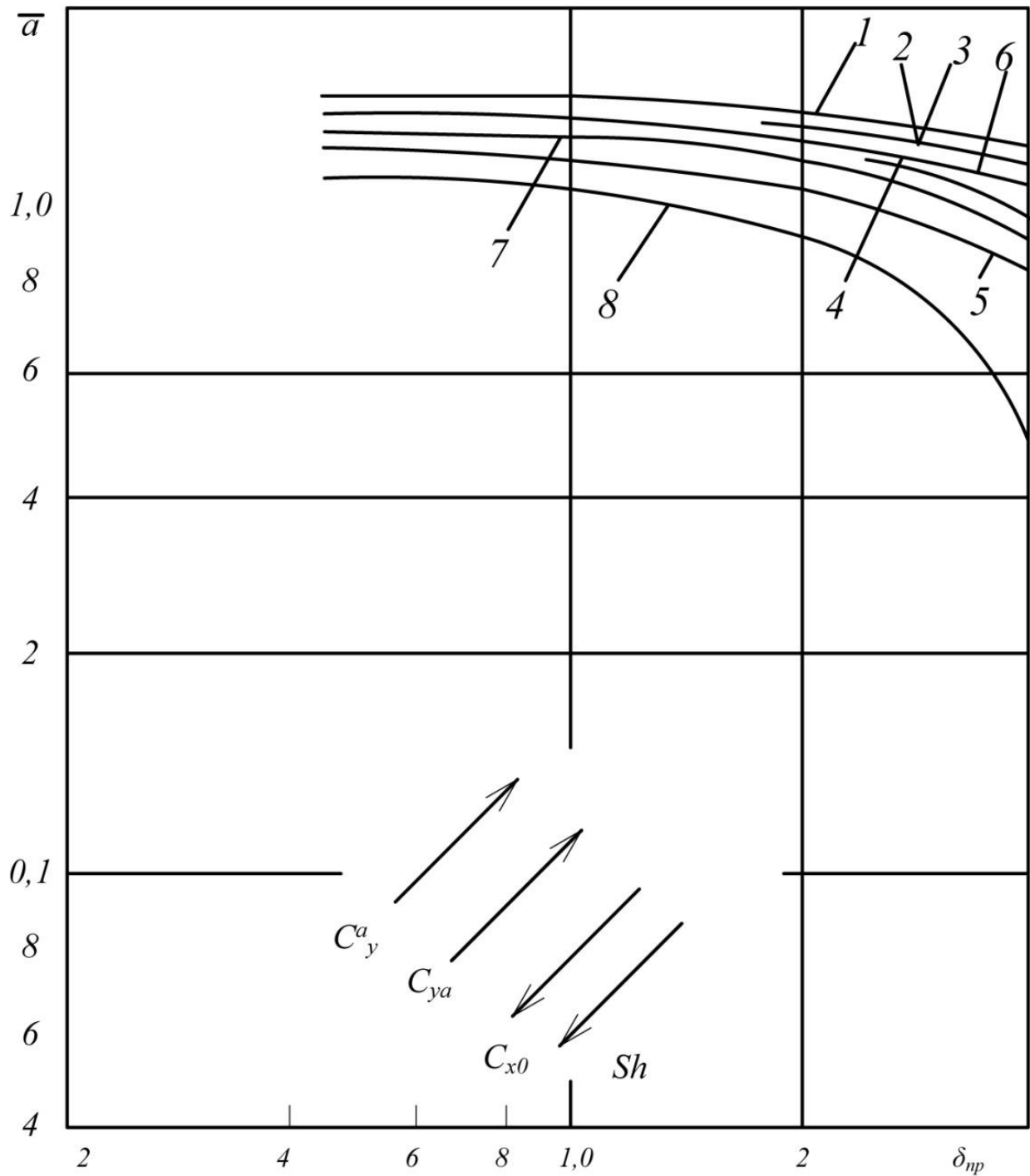


Рисунок 4.62 – Зависимость приведенной амплитуды автоколебаний круглоцилиндрического тела от приведенного демпфирования

Таким образом, используя указанные значения гидродинамических коэффициентов и назначая по аналогии величину приведенного декремента  $\delta_{np}$ , из уравнения (4.19) можно оценить амплитуды поперечных колебаний и вызванные этими колебаниями напряжения в конструкции. Может, конечно, оказаться

и так, что в заданном рабочем диапазоне скоростей конструкция в зону вихревого резонанса не попадает.

Уравнение (4.19) позволяет проследить за ходом зависимости колебаний плохообтекаемого тела от скорости потока и прогнозировать интенсивность автоколебательного режима в зависимости от диссипативных свойств системы.

На графиках рис. 4.62, 4.63 представлены универсальные зависимости приведенных амплитуд колебаний  $\bar{a} = a_y/d$  от приведенного демпфирования  $\delta_{np} = 2m\delta/\rho d^2$ , полученные из решения уравнения (4.19).

Номера кривых на этих графиках соответствуют номерам в табл. 4.1, в которой представлены варианты различных исходных данных для решения уравнения (4.19).

Рис. 4.62 соответствует таким аэрогидродинамическим параметрам, которые свойственны одиночному цилиндру, а рис. 4.63 относится к элементам с произвольной формой поперечного сечения.

Приведенные универсальные соотношения позволяют достаточно правдоподобно прогнозировать процесс аэрогидроупругой неустойчивости при  $V_\infty = V_{кр}$  и управлять этим процессом путем изменения диссипативных свойств системы.

Тенденция изменений значений приведенных амплитуд колебаний при возрастании параметров  $Sh$ ,  $C_{x0}$ ,  $C_y^\alpha$  и  $C_{ya}$  в диапазонах указанных в табл. 4.3 показана на рис. 4.62, 4.63 стрелками.

Анализ решения уравнения (4.19) показывает, что при  $\delta_{np} > 7$  приведенные частоты колебаний становятся достаточно малыми и для  $\bar{a}$  можно использовать приближенную формулу

$$\bar{a} = C_{ya} / \left( \pi^3 Sh^2 \left( \delta_{np} + \frac{C_{x0} - C_y^\alpha}{2\pi Sh} \right) \right).$$

Подчеркнем, что приведенный коэффициент демпфирования  $\delta_{np}$  включает в себя гидродинамическое демпфирование (за счет трения поверхности тела с внешней и внутренней жидкостью), демпфирование в узлах крепления секций трубопроводов, а также внутреннее демпфирование в самом материале трубопроводов. Поэтому эта величина при расчетах может быть только оценена, а для более точного своего определения она нуждается в проведении натурального или полигонного эксперимента.

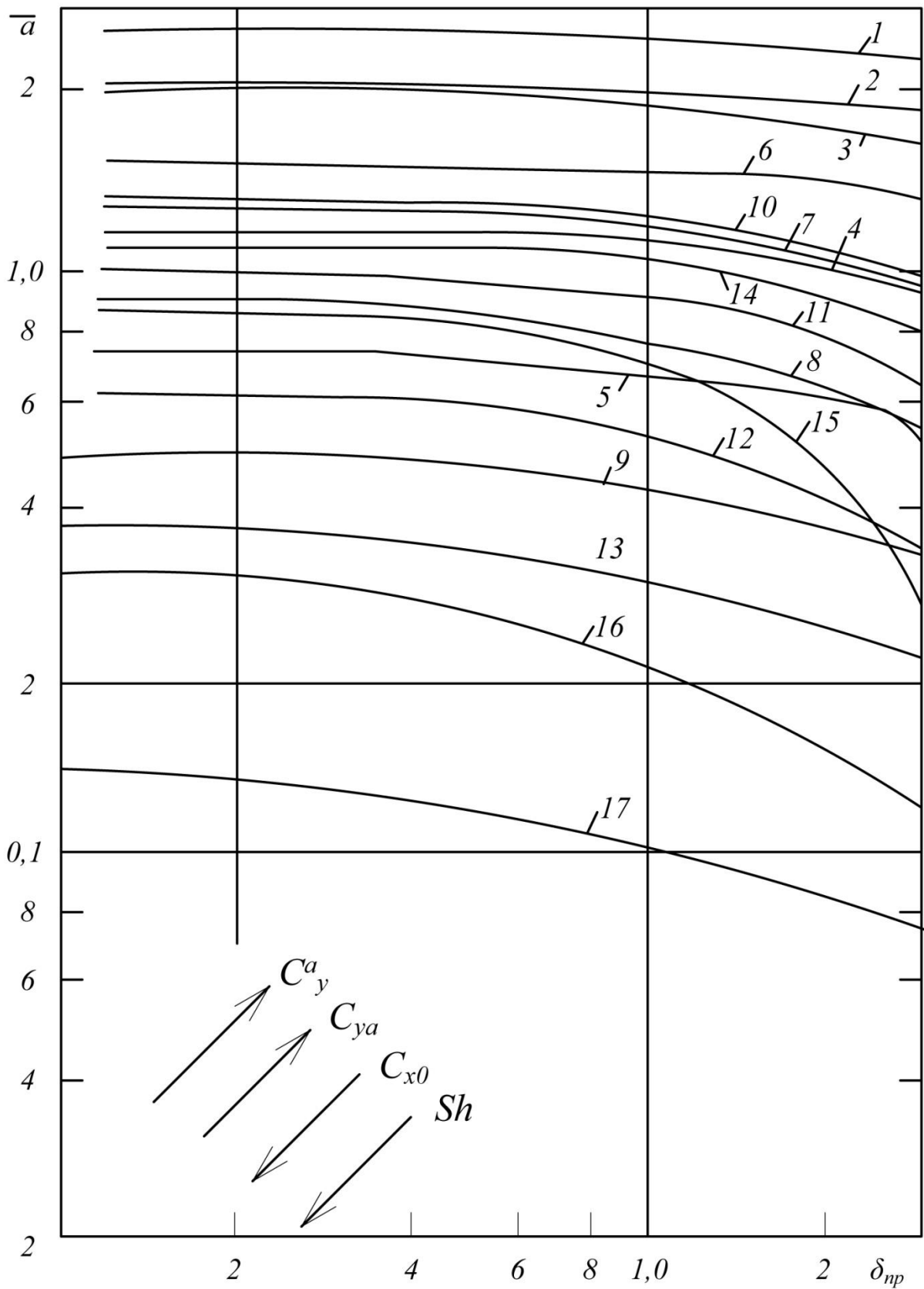


Рисунок 4.63 – Зависимость приведенной амплитуды автоколебаний от приведенного демпфирования для элемента некругового сечения

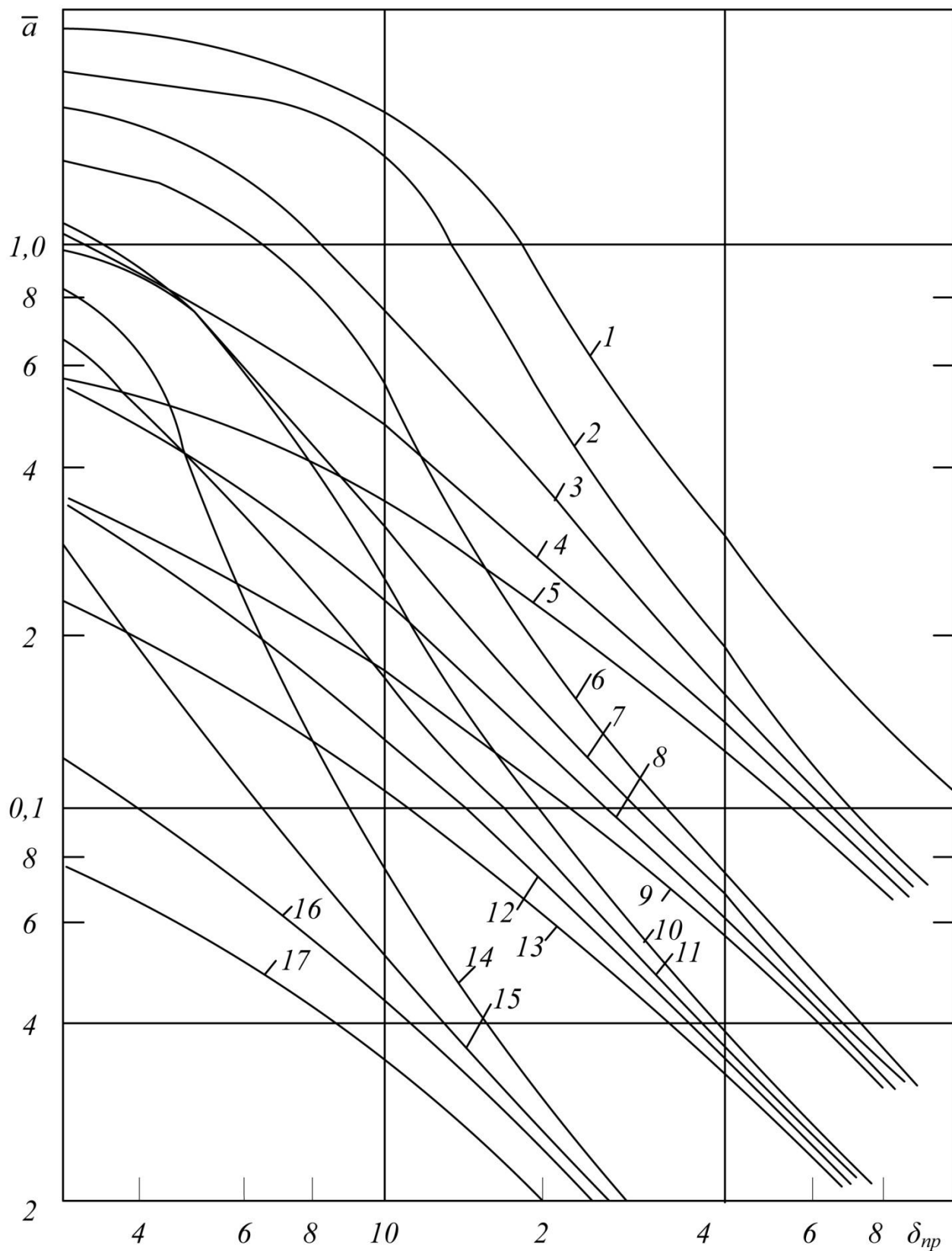


Рисунок 4.64 – Зависимость приведенной амплитуды автоколебаний от приведенного демпфирования для элемента некругового сечения



Таблица 4.3 – Значения аэрогидродинамических параметров, принятых при расчете автоколебаний вихревого возбуждения

Номер кривой	Sh		$C_{x0}$		$C_y^\alpha$		$C_{y\alpha}$		
	Рис.	4.63	4.64	4.63	4.64	4.63	4.64	4.63	4.64
1		0,2	0,1	0,7	1,5	3,0	3,0	1,0	1,0
2		0,2	0,1	0,7	1,5	2,5	3,0	1,0	0,6
3		0,2	0,1	0,7	1,5	3,0	2,0	0,6	0,6
4		0,2	0,1	0,7	1,5	2,5	1,0	0,6	0,6
5		0,2	0,1	1,2	1,5	2,5	0	0,6	0,6
6		0,2	0,15	0,7	1,5	3,0	3,0	0,2	0,6
7		-	0,15	0,7	1,5	2,5	2,0	0,2	0,6
8		-	0,15	1,2	1,5	2,5	1,0	0,2	0,6
9		-	0,15	-	1,5	-	0	-	0,6
10		-	0,20	-	1,5	-	3,0	-	0,6
11		-	0,20	-	1,5	-	2,0	-	0,6
12		-	0,20	-	1,5	-	1,0	-	0,6
13		-	0,20	-	1,5	-	0	-	0,6
14		-	0,20	-	1,5	-	3,0	-	0,2
15		-	0,20	-	1,5	-	2,0	-	0,2
16		-	0,20	-	1,5	-	1,0	-	0,2
17		-	0,20	-	1,5	-	0	-	0,2

Для некоторых форм тел, погруженных в поток жидкости или газа, при определенных условиях возникает явление потери гидродинамической устойчивости, которое принято называть галопированием. Это явление при определенных условиях представляет собой прямую угрозу целостности трубопроводной системы, и поэтому нуждается в отдельном, детальном изучении.

Как известно [34, 37, 40, 41], галопирование возможно только для таких сечений (профилей), у которых в определенном диапазоне углов атаки имеется отрицательный градиент подъемной силы  $\frac{\partial C_y}{\partial \alpha} < 0$ , достаточно большой по абсолютной величине.

Потеря гидродинамической устойчивости типа галопирования представляет собой возникновение установившихся автоколебаний протяженного тела преимущественно в поперечном направлении к потоку без (или почти без) кручения, причем амплитуда этих колебаний нарастает с ростом скорости набегающего потока после достижения некоторого критического значения  $V_{кр.г}$ .

Тенденция возникновения автоколебательного режима типа галопирования может быть оценена по критерию Ден-Гартога [34], согласно которому сечение теряет устойчивость при заданном угле атаки, если выполняется условие:

$$C_y^\alpha + C_x < 0. \quad (4.20)$$

Характерной чертой галопирования является то, что существует некоторая критическая скорость галопирования  $V_{кр.2}$ , ниже которой галопирование не наступает и только при  $V_\infty > V_{кр.2}$  (и выполнении условия Ден-Гартога) возникают поперечные колебания фиксированной амплитуды  $a_y$ . Величина амплитуды колебаний  $a_y$  монотонно возрастает с ростом скорости  $V_\infty$  (при  $V_\infty > V_{кр.2}$ ), но при фиксированном значении  $V_\infty$  амплитуда  $a_y$  с течением времени не нарастает.

Колебания галопирующего типа обычно происходят по первой собственной частоте изгибных поперечных колебаний тела (но возможны колебания и по более высоким гармоникам).

Обычно галопирование свойственно сплошным профилям с острыми кромками, которые фиксируют места схода вихревых пелен в поток, но и для такого профиля, как сечение пакета трубопроводов, галопирование также возможно.

Хотя для анализа галопирования пока нет достаточно строгой математической модели, для оценки амплитуд установившихся колебаний можно использовать модель колебаний элемента с одной степенью свободы, разработанную в [40, 41]. Согласно этой модели, для амплитуды поперечных колебаний галопирующего типа и критической скорости их возбуждения получены следующие формулы [40, 41]:

$$a_y = \frac{C_y^\alpha \pi \rho V_\infty^2 d}{\delta_{np} m \omega_1^2} \sqrt{1 + \frac{2 \delta m \omega_1}{\pi C_y^\alpha \rho V_\infty d}}, \quad (4.21)$$

$$V_{кр.2} = -\frac{2 \delta_{np} m \omega_1}{\pi C_y^\alpha \rho d}, \quad (4.22)$$

где  $C_y^\alpha = \frac{\partial C_y}{\partial \alpha}$  – производная, вычисленная при том значении  $\alpha_0$  в окрестности которого происходят колебания.

Из последних формул следует, что возникновение колебаний типа галопирования возможно лишь при  $C_y^\alpha < 0$ , и что с ростом скорости  $V_\infty > V_{кр.2}$  амплитуда  $a_y$  непрерывно возрастает.

Величина критической скорости галопирования  $V_{кр.2}$  зависит от приведенного демпфирования  $\delta_{np}$ , погонной массы, частоты поперечных изгибных колебаний и линейного поперечного размера. Из аэрогидродинамических ха-

рактических характеристик на галопирование влияет только коэффициент  $C_y^\alpha$ , который зависит от формы профиля и его ориентации к набегающему потоку.

Как и соответствующие формулы для вихревого резонанса, выражения (4.21) и (4.22) обнаруживают известный произвол, который заключается в неопределенности адекватного определения приведенного коэффициента демпфирования  $\delta_{np}$  для элемента с одной степенью свободы, как аналога соответствующего элемента в составе протяженной конструкции.

При заданных значениях  $\delta_{np}$  и  $C_y^\alpha$  при помощи уравнений (4.21) и (4.22) могут быть рассчитаны критическая скорость наступления галопирования и амплитуда колебания в случае, если колебания уже возникли.

Некоторые результаты экспериментальных исследований коэффициента боковой силы пакетов различных компоновок приведены в [20]. Как оказалось, в определенных диапазонах чисел  $Re$  и углов  $\alpha$  у сечения в целом возникают отрицательные градиенты  $C_y^\alpha$ , столь большие по абсолютной величине, что выполняются условия Ден-Гартога и, значит, возникает потеря гидродинамической устойчивости и, в принципе, могут возникать колебания типа галопирования.

Зависимости коэффициента  $C_y(\alpha)$  для компоновок № 1 и № 2 полученные по результатам экспериментальных исследований, приведенных выше, показаны на рис. 4.65, 4.66.

Из графиков видно, что существуют три диапазона углов атаки, в которых производная  $C_y^\alpha < 0$ , правда, не во всех этих диапазонах выполняется условие (4.20). Так, например, для компоновки № 1 (рис. 4.65, кривая 3) в точке А ( $\alpha_0 \approx 80^\circ$ ) и в точке В ( $\alpha_0 \approx 330^\circ$ ) значение производной  $C_y^\alpha \approx - (5-6)$ , а значение  $C_x$  для этой компоновки находится в пределах  $C_x \approx 0,75-1,4$  (при всевозможных  $\alpha$  и  $Re$ ), так что критерий (4.20) выполняется в указанных точках и в некоторой их окрестности порядка  $\pm 20^\circ$ . В точке С (кривая 1 на рис. 4.65)  $C_y^\alpha = -1,2$ , а значение  $C_x = 1,34$ , т.е. критерий Ден-Гартога не выполняется и галопирование не наступает.

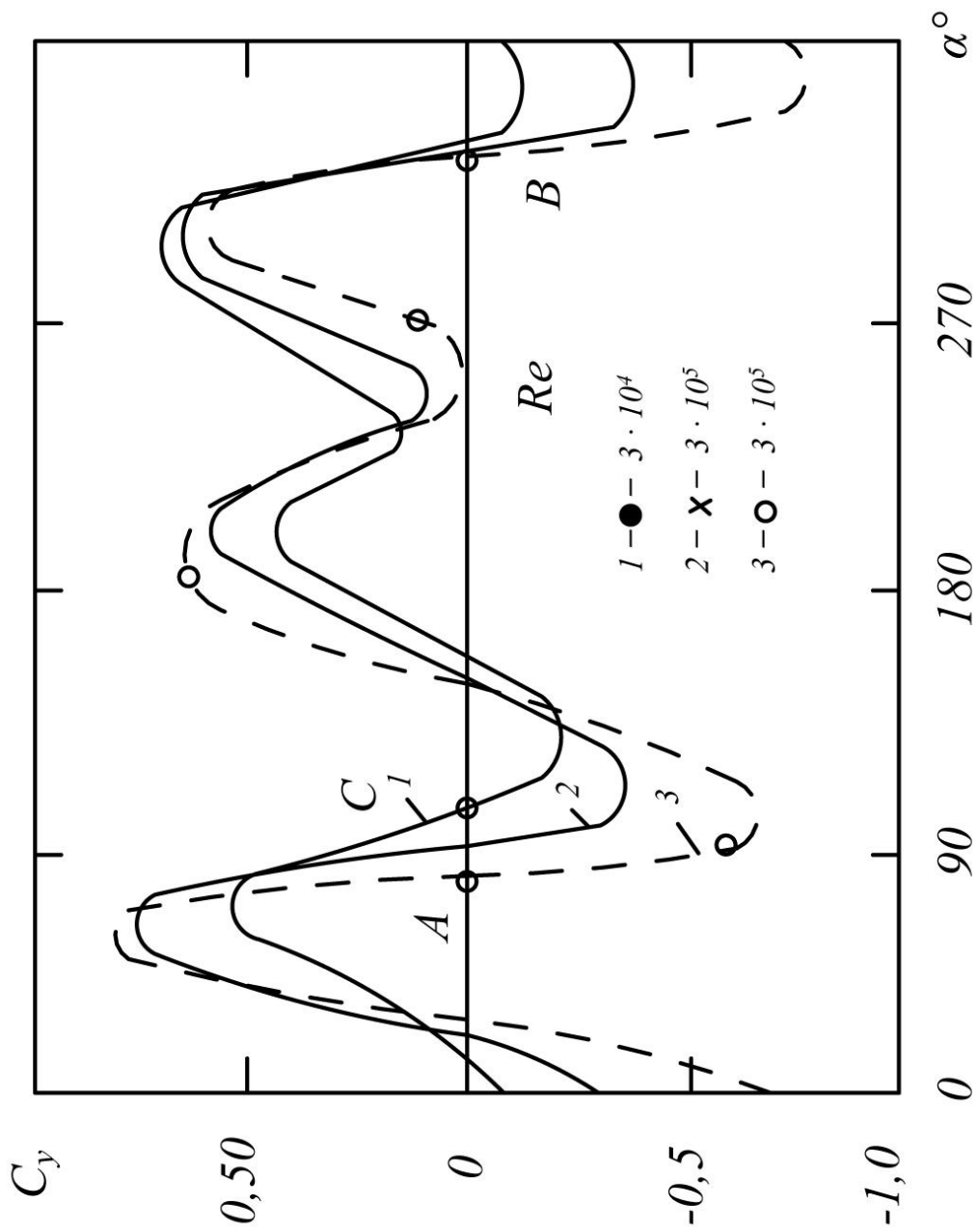


Рисунок 4.65 – Коэффициент боковой силы для пакета трубопроводов  
компоновки № 1

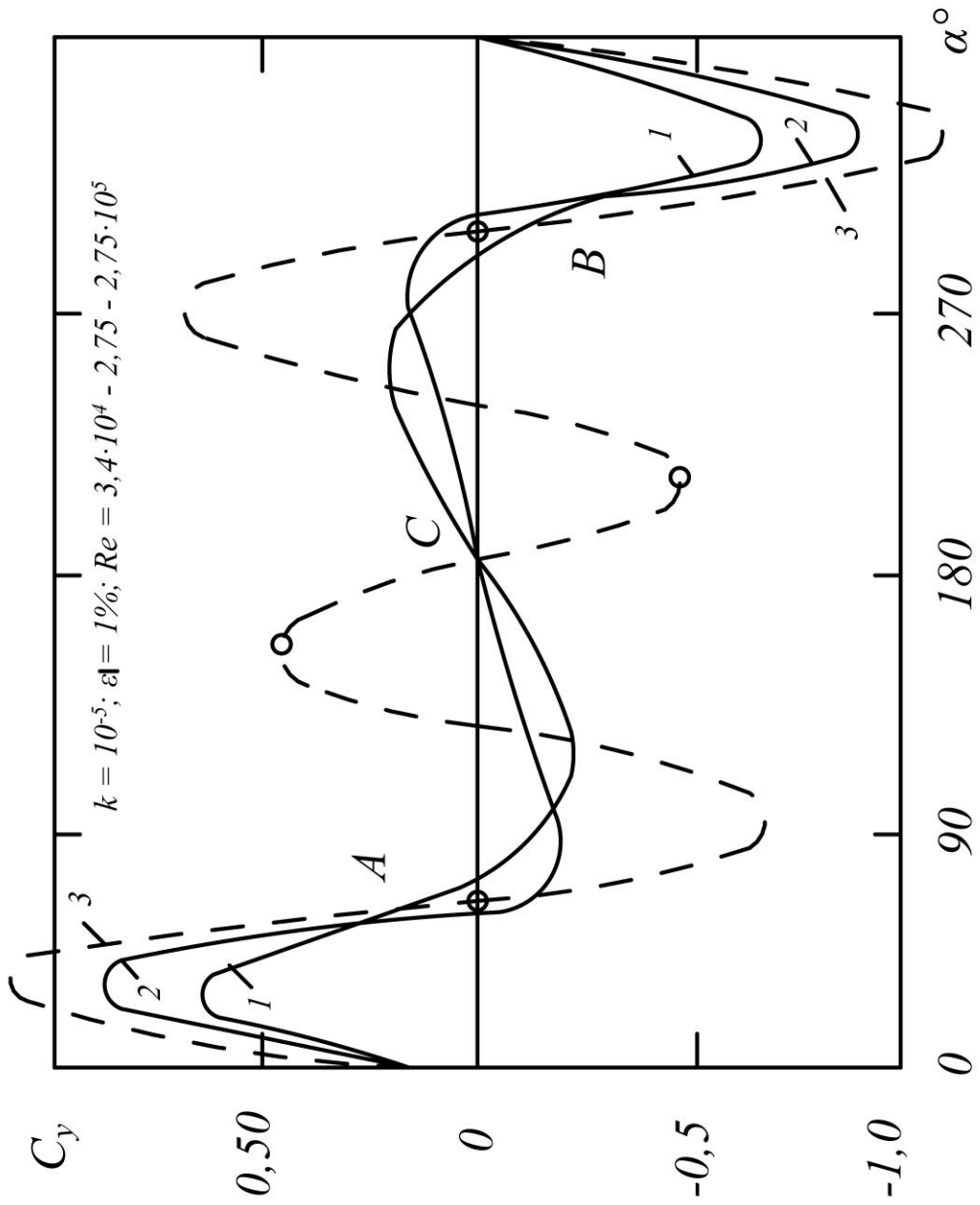


Рисунок 4.66 – Коэффициент боковой силы для пакета трубопроводов  
 компоновки № 2: 1 –  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = \varphi^0$ ; 2 –  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = 30^0$ ; 3 –  $\bar{l} = 0,05$ ;  $\varphi = 45^0$ .

Для компоновки № 2 (рис. 4.66) критерий Ден-Гартога выполняется, например, в окрестностях точки А ( $\alpha_0 \approx 60^0$ ) и точки В ( $\alpha_0 \approx 300^0$ ). В этих точках  $C_y^\alpha \approx -3,5$ , а  $C_x \approx 1,4$ , т.е. критерий (4.20) в этих точках (а также и в их окрестностях порядка  $\pm 15^0$ ) выполняется. В точке С (кривая 3)  $C_y^\alpha \approx -1,3$ , так что при  $C_x \approx 1,4$  галопирование исключено.

Заметим, что рабочий диапазон скоростей набегающего потока может оказаться гораздо ниже скорости галопирования  $V_{кр.г}$ , и тогда вопрос о возникновении галопирования снимается.

В результате описанных в данной главе экспериментальных исследований определены аэрогидродинамические коэффициенты дополнительных элементов трубного става, а также технологической платформы, что позволило авторам монографии более обоснованно, на новом качественном уровне синтезировать рациональную конструкцию трубного става, которая на сегодняшний день обладает патентной чистотой.

## Список литературы

1. Адамов, Б.И. Исследование и разработка глубоководных эрлифтных установок для подъема твердого материала [Текст] : дис. ... канд. техн. наук. / Б.И. Адамов. - Донецк, 1982. - 192 с.
2. Багдасаров, В.Г. Теория, расчет и практика газлифта [Текст] / В.Г. Багдасаров. - М. - Л. : Гостоптехиздат, 1947. - 371 с.
3. Белов, Б.А. Исследование и разработка технологических параметров и конструктивных схем эрлифтных снарядов для бурения неглубоких скважин в море [Текст] : дис. ... канд. техн. наук. / Б.А. Белов. - М., 1980. - 194 с.
4. Бержерон, Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети [Текст] / Л. Бержерон. - М. : Машгиз, 1962. - 206 с.
5. Bertuzzi, A.F. Description and analysis of an efficient continuous flow gas-lift installation [Text] / A.F. Bertuzzi, I.K. Welchon, F.H. Poettman // Petroleum Transactions AIME. - 1953. - Vol. 198 - P. 271-278.
6. Бойко, Н.Г. Расчетные характеристики эрлифта со снарядной структурой водовоздушной смеси [Текст] / Н.Г. Бойко, А.П. Кононенко // Наукові праці ДонНТУ. Серія - Гірничо-електромеханічна. - Донецьк : ДонНТУ. - 2006. - №104. - С. 17-29.
7. Бойко, Н.Г. Энергетические параметры эмульсионного водовоздушного потока в подъемной трубе эрлифта [Текст] / Н.Г. Бойко, А.П. Кононенко // Наукові праці ДонНТУ. Серія - Гірничо-електромеханічна. - Донецьк : ДонНТУ. - 2006. - №12(113). - С. 17-32.
8. Борисов А.А. Расчет и выбор оптимальных характеристик гидравлического комплекса для добычи железомаргонцевых конкреций со дна Мирового океана (Методические рекомендации) / Борисов А.А., Грибанов А. М., Пашенко В.С., Шевченко Ф.Л. – Геленджик: ПО «Южморгеология», 1990. – 56 с.
9. Борисов, А.А. Исследование гидроударных явлений в магистральных углепроводах при аварийных отключениях насосов [Текст] / А.А. Борисов, С.А. Рабчинский // Изв. ВУЗов, Горный журнал, 1983, №4. - С. 59-63.
10. Weber, M. Das Airlift-Verfahren und seine Einsetzbarkeit zur Förderung von Mineralien aus der Tiefsee [Text] : Inter-ocean ' 76, Int. Kongr. und Austell Meerestechnik und Meerestorsch, 1976. Dusseldorf / M. Weber. - Dusseldorf, 1976. - P. 141-162.
11. Weber, M. Vertical hydraulic conveying of Solids by air-lift [Text] / M. Weber // Journal of Pipelines, International Journal of Miner. – 1982. - № 3. - P. 137-152.
12. Величко, Е.А. За рудой в глубины океана [Текст] / Е.А. Величко, Е.А. Контарь, О.К. Тареева. - М. : Недра, 1980. - 96 с.
13. Вишняк, Е.А. Разработка основ термодинамики глубоководных эрлифтов [Текст] / Е.А. Вишняк, Е.А. Кириченко // Вибрации в технике и технологиях. - 2000. - № 4 (16). - С. 36-40.
14. Вуд А. Звуковые волны и их применение / Вуд А. – М. – Л.: Гос-техтеоретиздат, 1934. – 284 с.

15. Гейер, В.Г. Безразмерные характеристики эрлифта [Текст] / В.Г. Гейер, В.С. Костанда, Л.Г. Логвинов, В.В. Хубаев // Гидравлическая добыча угля. - М. : Недра, 1965. - Вып.7. - С. 34-38.

16. Гейер, В.Г. Математическое описание безразмерных характеристик эрлифтов [Текст] / В.Г. Гейер, Л.Г. Логвинов // Разработка месторождений полезных ископаемых. - 1972. - Вып. 29. - С. 119-127.

17. Гейер, В.Г. О свойствах безразмерных характеристик эрлифтов [Текст] / В.Г. Гейер, Л.Г. Логвинов // Разработка месторождений полезных ископаемых. - К. : Техника, 1973. - № 31. - С. 51-56.

18. Гейер, В.Г. Универсальные характеристики подъемной трубы эрлифта [Текст] / В.Г. Гейер, В.С. Костанда // Гидравлическая добыча угля. - М. : Недра, 1965. - № 4. - С. 30-35.

19. Гинзбург, И.П. Прикладная гидрогазодинамика [Текст] / И.П. Гинзбург. - Л. : Изд. Ленинградского ун-та, 1958. - 340 с.

20. Гоман, О.Г. Аэродинамические характеристики погружных конструкций системы для подводной добычи полезных ископаемых [Текст] / О.Г. Гоман, И.Ю. Графский, Е.А. Кириченко // Сб. научн. трудов НГАУ. - Днепропетровск, 1998. - № 2. - С. 418-430.

21. Гоман, О.Г. Исследование параметров гидроудара в рамках виртуальной электрической модели [Текст] / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, Ф.А. Корсун, А.В. Романюков // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ, 2006. - №6. - С. 67-74.

22. Гоман, О.Г. К расчету гидродинамических нагрузок на элементы погружных конструкций глубоководных пульпопроводов [Текст] / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, Е.А. Вишняк // Системные технологии: Региональный межвузовский сб. научн. тр. ДМЕТИ. - 1999. - Вып. 8. - С. 17-23.

23. Гоман, О.Г. К расчету параметров сложно нагруженного трубопровода в сопряженной постановке [Текст] : материалы III междунар. науч.-техн. конф., 1998 г. Днепропетровск / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко // Сб. научн. трудов НГАУ. - Днепропетровск, 1998. - № 1. - С. 105-112.

24. Гоман, О.Г. Методика определения собственных частот поперечных колебаний вертикального пульпопровода глубоководного гидроподъема [Текст] / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, Е.А. Вишняк // Вибрации в технике и технологиях. - 1999. - № 3 (12). - С. 44-45.

25. Гоман, О.Г. Определение скорости распространения волн давления в элементах глубоководного эрлифтного гидроподъема / [Гоман О.Г., Кириченко Е.А., Кириченко В.Е. и др.] // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ: НГУ. - 2008. - №9. - С. 77 - 81.

26. Гоман, О.Г. Разработка многофункциональной динамической модели многофазной среды применительно к эрлифтному гидроподъему [Текст] / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ: НГУ. - 2008. - №8. - С. 89 - 93.

27. Гоман, О.Г. Специальные вопросы динамики трубного става глубоководных гидроподъемов [Текст] / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, Е.А. Вишняк //



Наук. вісник НГА України. - 1999. - № 6. - С. 54-56.

28. Гоман, О.Г. Экспериментальные исследования аэроупругой неустойчивости элементов става [Текст] / О.Г. Гоман, И.Ю. Графский, Е.А. Кириченко // Сб. науч. тр. НГАУ. - Днепропетровск, 1998. - № 2. - С. 400-417.

29. Горлин, С.М. Экспериментальная аэромеханика [Текст] / С.М. Горлин. - М. : Высшая школа, 1970. - 424 с.

30. Grabow, G. Hydro-pneumatische und hydraulische Förderung von Feststoffen aus groben Meerestiefen, Pumpen und Verdichterein formationen [Text] / G. Grabow. - Halle, 1977. - № 2. H. 66. - S. 39-45.

31. Grabow, G. Optimierung Hydraulischer Förderer fahren sur submarinen. Gewinnung mineralischer Rohstoffe. Frieberger Forschung-shefte [Text] / G. Grabow. - 1978. - № 2. A 586. - 111 s.

32. Gregory, R.W. Unstable oscillation of turbular cantilevers, conveying fluid. I Theory [Text] / R.W. Gregory, M.P. Paidoussis // Proc. of the Royal Soc. - London, Ser. A, 1966. - Vol. 293. - P. 528-542.

33. Gretier von W. Anfachungsmechanismen winderregter Schwingungen [Text] / Gretier von W., H. Schwid // Osterr. Jng. und Archit. - Z. : 1992. - 137, № 2. - С. 64-71.

34. Девнин, С.И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций [Текст] : справочник / С.И. Девнин. - Л. : Судостроение, 1983. - 332 с.

35. Дородный, В.Л. Добыча океанических железомарганцевых конкреций выемочным органом гидравлического типа [Текст] / В.Л. Дородный // Геотехническая механика. - Днепропетровск: ИГТМ. - 1999. - №16. - С. 15-23.

36. Iwan, W.D. The vortex-induced oscillation of non-uniform structural systems [Text] / W.D. Iwan // Journal of Sound and Vibration. - 1981. - vol. 79, 12. - P. 291-301.

37. Ивэн, В. Колебания элементов конструкций при вихревом возбуждении [Текст] / В. Ивэн // Конструирование и технология машиностроения. - М. : Мир, 1975. - №4. - Серия В. - 248 с.

38. Игнатов, А.В. Разработка эрлифтных и насосно-эрлифтных подъемов гидросмеси с больших глубин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / А.В. Игнатов. - Донецк, 1988. - 243 с.

39. Истошин, С.Ю. Комплексные исследования по применению эрлифтов для разработки морских россыпей и метод расчета горно-морского эрлифтного оборудования [Текст] / С.Ю. Истошин, Е.А. Контарь // Тр. ВНИИпрозолото. - М., 1974. - Вып. 2. - С. 12-22.

40. Казакевич, М.И. Аэродинамическая устойчивость надземных и висячих трубопроводов [Текст] / М.И. Казакевич. - М. : Недра, 1977. - 200 с.

41. Казакевич, М.И. К механизму аэроупругих колебаний галопирования [Текст] / М.И. Казакевич, А.Г. Василенко // Мат. методы мех. жидк. и газа. - Днепропетровск: ДГУ, 1986. - С. 107-113.

42. Казакевич, М.И. Субгармонический захват аэроупругих автоколебаний кругового цилиндра [Текст] / М.И. Казакевич, И.Ю. Графский // Доклады АН УССР, серия А. - 1984. - № 4. - С. 46-48.

43. Картвелишвили, Н.А. Динамика напорных трубопроводов [Текст] / Н.А. Картвелишвили. - М. : Энергия, 1979. - 224 с.

44. Кириченко, В.Е. Исследование параметров гидроудара при переходных режимах в глубоководных гидроподъемах [Текст] / В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2009. - № 1. - С. 37-45.

45. Кириченко В.Е. К вопросу разработки способа автоматизированного управления переходными режимами в глубоководных эрлифтах / В.Е. Кириченко // Науковий вісник НГУ. - 2008. - № 11. - С. 71 - 75.

46. Кириченко В.Е. Обоснование параметров глубоководных эрлифтов с учетом переходных процессов: дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / Кириченко Владимир Евгеньевич; Гос. высшее уч. заведение «Нац. горный ун-т». - Днепропетровск, 2009. - 20 с., включ. обл.: ил. - Библиогр.: с. 16.

47. Кириченко, В.Е. Разработка усовершенствованного метода расчета параметров нестационарных процессов в сложных гидравлических системах [Текст] / В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2009. - № 2. - С. 23-31.

48. Kyrychenko Y. Advanced method for calculation of deep-water airlifts and the special software development [Text] / Y. Kyrychenko, V. Kyrychenko, A. Taturevych // Technical and Geoinformational Systems in Mining. - CRC Press/Balkema, Taylor & Francis Group, London, 2011. - P. 215-222. ISBN 978-0-415-68877-2

49. Кириченко, Е.А. Анализ влияния параметров движения гидросмеси на режимы работы гидротранспортной установки [Текст] / Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.И. Воробьев, В.Г. Шворак // Наук. вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ, 2004. - № 4. - С. 58-60.

50. Кириченко Е.А. Анализ течения сжатого воздуха в пневмосети эрлифта / Кириченко Е.А. // В сб.: Математическое моделирование процессов тепломассопереноса. Днепропетровск: ДГУ, 1988.

51. Кириченко, Е.А. Блочно-иерархический подход к разработке технологии управления глубоководными добычными комплексами [Текст] / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Гірн. електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. - 2008. - Вип. 1(80). - С. 101-109.

52. Кириченко, Е.А. Возможные случаи упрощения системы уравнений колебаний глубоководных пульпопроводов в плоской постановке [Текст] / Е.А. Кириченко // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. - 1999. - Вип.4 (63). - С. 137-142.

53. Кириченко, Е.А. Выбор и обоснование рациональных параметров глубоководной эрлифтной установки с учетом влияния питающей пневматической системы [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Е.А. Кириченко. - Днепропетровск, 1989. - 172 с.

54. Кириченко, Е.А. Выполнение оптимизации по энергозатратам при выборе проектных параметров гидротранспортных установок [Текст] /

Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко // Матер. междунар. научн.-техн. конф. “Проблемы и перспективы развития транспорта промышленных регионов”. - Днепропетровск : НГУ, 2005. - С. 14-15.

55. Кириченко Е.А. Динамика глубоководных гидроподъемов в морском горном деле / Кириченко Е.А., Шворак В.Г., Кириченко В.Е., Евтеев В.В. –Д.: Национальный горный университет, 2010. – 259 с. ISBN 978-966-350-231-1.

56. Кириченко, Е.А. Изучение механизма возбуждения автоколебаний элементов подводного пульпопровода при срывном обтекании [Текст] / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 2000. - Вип. 6 (47). - С. 116-121.

57. Кириченко, Е.А. Исследование параметрического резонанса пульпопровода эрлифтного гидроподъема [Текст] / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 2000. - Вип. 9. - С. 78-84.

58. Кириченко Е.А. Исследование параметров снарядной структуры течения в подъемной трубе глубоководного эрлифта / Кириченко Е.А., Евтеев В.В., Романюков А.В. // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 9. – С. 66 – 72.

59. Кириченко, Е.А. Исследование параметров течения гидросмеси в ступенчатом деформированном глубоководном пульпопроводе [Текст] / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 2000. - Вип. 10. - С. 148-156.

60. Кириченко, Е.А. Исследование собственных частот продольных колебаний трубного става глубоководного гидроподъема [Текст] / Е.А. Кириченко // Геотехническая механика: Межв. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепропетровск, 1999. - Вып. 18. - С. 75-80.

61. Кириченко, Е.А. Исследование условий потери устойчивости транспортного трубопровода эрлифтного гидроподъема [Текст] / Е.А. Кириченко // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 2000. - Вип. 64. - С. 109-113.

62. Кириченко, Е.А. К вопросу вывода уравнений колебаний протяженных упругих трубопроводов в плоской постановке [Текст] / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ: НГУ, 1999. - Вип. 5 (46). - С. 99-107.

63. Кириченко, Е.А. К вопросу о перспективах метода электрического моделирования нестационарных процессов в шахтных трубопроводах [Текст] / Е.А. Кириченко, Ю.М. Трояновская, А.В. Романюков // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2006. - №1. - С. 54-60.

64. Кириченко, Е.А. К вопросу обоснования трубной системы для подъема полезных ископаемых глубоководных месторождений [Текст] / Е.А. Кириченко // Наук. вісник НГА України. - Дніпропетровськ: НГАУ, 1999. - № 5. - С. 65-68.

65. Кириченко Е.А. К вопросу разработки численного метода для расчета динамики многофазных потоков [Текст] / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. –

Дніпропетровськ: НГУ. – 2011. – № 2. – С. 139-147.

66. Кириченко Е.А. Комплексная методика расчета динамики глубоководных насосных гидроподъемов, перекачивающих двухфазные смеси [Текст] / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2011. – № 3. – С. 16-25.

67. Кириченко Е.А. Метод расчета динамики многофазных потоков в системах трубопроводного пневмогидротранспорта [Текст] / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Збагачення корисних копалин. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2011. – Вип. 44 (85). – С. 147-161.

68. Кириченко, Е.А. Методическое обеспечение автоматизированного способа управления переходными режимами глубоководных эрлифтных гидроподъемов [Текст] / Е.А. Кириченко, В.Е. Кириченко, В.Г. Шворак, В.В. Евтеев, Н.Н. Хворостяной // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ: ДВНЗ НГУ. - 2012. - №1. - С. 49-58.

69. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле / Кириченко Е.А. –Д.: Национальный горный университет, 2009. –334 с. ISBN 978-966-350-170-3.

70. Кириченко Е.А. Научное обоснование параметров трубных систем для гидроподъема полезных ископаемых: автореф. дис. на соискание научн. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / Кириченко Евгений Алексеевич; Гос. высшее уч. заведение «Нац. горный ун-т». – Днепропетровск, 2001. – 38 с., включ. обл.: ил., табл. – Библиогр.: с. 30 – 33.

71. Кириченко, Е.А. Об одном альтернативном способе организации водоотлива глубоких шахт [Текст] / Е.А. Кириченко, В.В. Евтеев // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ, 2004. - № 7. - С. 51-55.

72. Кириченко, Е.А. Определение оптимальных параметров гидротранспортирования твердых материалов на базе экономико-математического моделирования [Текст] / Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.Г. Шворак // Матер. междунар. научн.-практич. конф. “Проблемы обогащения руд россыпных месторождений и пути их решения”. Научные труды ДонНТУ. - Донецк : ДонНТУ, 2005. - № 94. - С. 110-115.

73. Кириченко, Е.А. Определение проектных параметров гидротранспортной установки на базе экономико-математической модели [Текст] / Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.Г. Шворак, В.В. Евтеев // Геотехническая механика: матер. III научн.-техн. конф. молодых ученых “Геотехнические проблемы разработки месторождений”. - Днепропетровск : ИГТМ, 2006. - Вип. 62. - С. 177-183.

74. Кириченко, Е.А. Оптимизация параметров гидротранспортирования твердых материалов на базе экономико-математического моделирования [Текст] / Е.А. Кириченко, В.П. Франчук, А.И. Егурнов, В.Г. Шворак // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. трудов XV международной научно-техн. конференции в г. Севастополе - Донецк : ДонНТУ. - 2008. - Т. 2. - С. 81-

85.

75. Кириченко, Е.А. Основные уравнения гидродинамики жидкости в подвижном деформированном упругом трубопроводе [Текст] / Е.А. Кириченко // Геотехническая механика: Межв. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепропетровск, 1999. - Вып. 15. - С. 99-108.

76. Кириченко, Е.А. Особенности разработки экспериментальной автоматизированной системы управления морскими горными добычными комплексами [Текст] / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Збірник наукових праць національного гірничого університету. - 2008. - №30. - С. 112-120.

77. Кириченко, Е.А. Полная математическая модель гидроупругих эффектов для глубоководных пульпопроводов [Текст] / Е.А. Кириченко // Наук. вісник НГА України. - Дніпропетровськ: НГАУ, 1998. - № 2. - С. 53-57.

78. Кириченко, Е.А. Разработка блочно-иерархической структуры экспериментальной АСУ судовыми добычными комплексами [Текст] / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Тези докладів міжнародної наукової конференції „Математичні проблеми технічної механіки – 2008”, Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2008. - С. 149-150.

79. Кириченко, Е.А. Разработка критериев выбора способа и средств гидророзлива полезных ископаемых Мирового океана [Текст] / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.В. Евтеев, В.Е. Кириченко // Экологическая безопасность прибрежных и шельфовых зон и комплексное использование ресурсов шельфа: Науч.-техн. сб. - Севастополь, 2008. - Вып. 17. - С.97-108.

80. Кириченко, Е.А. Разработка математической модели двухфазной двухскоростной среды [Текст] / Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2006. - №6. - С. 59-62.

81. Кириченко, Е.А. Разработка стратегии и основных принципов управления технологическим оборудованием морских горных предприятий [Текст] / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2008. - №10. - С. 78-83.

82. Кириченко, Е.А. Разработка стратегии проектирования и регулирования глубоководных эрлифтных гидророзливов [Текст] / Е.А. Кириченко // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 2000. - Вип.12. - С. 114-121.

83. Kyrychenko, Y. Research of dynamic processes in deep-water pumping hydrohoists lifting two-phase fluid [Text] / Y. Kyrychenko, V. Kyrychenko, A. Romanyukov // Technical and Geoinformational Systems in Mining. – CRC Press/Balkema, Taylor & Francis Group, London, 2011. – PP. 115-124. – ISBN 978-0-415-68877-2

84. Kyrychenko, E.A. The technology of polymetallic concretions extraction and transporting [Text] / E.A. Kyrychenko, V.I. Samusya, V.E. Kyrychenko // Innovations in Non-Blasting Rock Destruction, Freiberg 2008, –P. 169 –178.

85. Кириченко, Е.А. Феноменологический подход при разработке мате-

матической модели многофазных течений [Текст] / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. - 1999. - Вып. 3(44). - С. 117-125.

86. Кириченко, Е.А. Численное моделирование переходных процессов в глубоководном эрлифте [Текст] / Е.А. Кириченко // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. - Дніпропетровськ : НГУ, 1998. - Вип.1. - С. 116-124.

87. Кириченко, Е.А. Экономико-математическая модель гидротранспортной установки [Текст] / Е.А. Кириченко, И.М. Чеберячко, В.В. Евтеев, В.Г. Шворак // Науковий вісник НГУ. - Дніпропетровськ : НГУ. - 2005. - № 7. - С. 56-60.

88. Кириченко, Є.О. Наукове обґрунтування параметрів трубних систем для гідропідйому корисних копалин [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Е.А. Кириченко; [Национальная горная академия Украины]. - Днепропетровск, 2001.

89. Clauss, G. Schlupt und Reibungs-verluste Dei hudraulischer Feststoff – Forderung aus groben Meerestiefen [Text] : II International Kongress mit Ausstellung fr Meeresforschung und Meeresnutzung, 1973 Duesseldorf / G. Clauss. - Dsseldorf: Vortrage, 1973. - B.d.1.S.

90. Clauss, G. Unter-suchung der Kenngrpen des Airlifts beim Einsatz in Ose-bergban [Text] / G. Clauss. - Erdoel-Erdgas-Zeitsehrift, 87, Febr, 57-66.

91. Козлов, В.П. Разработка методов расчета задач динамики гидротранспортных трубопроводов при детерминированных и случайных возмущениях [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / В.П. Козлов. - Харьков, 1998. - 168 с.

92. Козыряцкий, Л.Н. Классификация эрлифтов [Текст] / Л.Н. Козыряцкий, А.П. Кононенко, В.И. Мизерный // Труды Донецкого государственного технического университета. Серия - горно-электромеханическая. - Донецк : ДонГТУ. - 1999. - №7. - С. 130-137.

93. Кононенко, А.П. Изменение гидродинамических параметров снарядного водовоздушного потока по высоте подъемной трубы эрлифта [Текст] / А.П. Кононенко // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. - Суми : СДУ. - 2006. - №12 (96) - С. 12-22.

94. Кононенко, А.П. Модель рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой водовоздушного потока [Текст] / А.П. Кононенко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. - Харків : НТУ "ХПІ". - 2006. - №27. - С. 113-121.

95. Кононенко, А.П. Модель рабочего процесса эрлифта с эмульсионной структурой водовоздушного потока [Текст] / А.П. Кононенко // Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. - Донецьк : ДонНТУ. - 2005. - №101. - С. 58-67.

96. Кононенко, А.П. Теория и рабочий процесс эрлифтов [Текст] : дис. ...докт. техн. наук / А.П. Кононенко. - Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. - 565 с.

97. Контрактор, Д.Н. Отражение волн давления при гидравлическом ударе от местных сопротивлений [Текст] / Д.Н. Контрактор // ASME (русский перевод). - Серия. D. - 1967. - №3. - С. 212-220.

98. Коробков, В.А. Подводная технология [Текст] / В.А. Коробков, В.С. Левин, А.В. Лукошков, П.П. Серебrenицкий. - Л. : Судостроение, 1982. - 240 с.

99. Корсун Ф.А. Подобие электрических и гидравлических процессов при исследовании гидравлических ударов в шахтных трубопроводах// Строительство, материаловедение, машиностроение. – Дн-ск, 2001. – Вып 13. – С. 73-75. – /Сб. науч. тр. ПГАСА/.

100. Корсун Ф.А., Шабранский Б.Е., Электрическая модель для исследования гидрораспределителя шахтных систем кондиционирования// VIII Всеукраинская научн.-техн. конф. студентов и аспирантов «Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов». Донецк: ДГУ. – 1998. – С.152-153.

101. Cottel, P.S. Some international opportunities for mudrine agregates [Text] / P.S. Cottel // «Oceanoc Int. 18. Techn. Sell. C. Offshore Miner Exploit». - London, s.a., P. 3-6.

102. Koufman, R. The design and operation of a Pacific ocean Deep-Ocean Mining Test ship: R/V Deep sea Miner II [Text] / R. Koufman, F.P. Latimer, D.C. Tolefson, S. Senni // 17 Annu. Offshore Technol. Conf. Houston, Tex. May 6-9, 1985. - Richardson, Tex, 1985. - P. 33-51.

103. Кравцов, В.І. Механіка гнучких глибоководних систем [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.І. Кравцов. - Український державний морський технічний університет імені адмірала Макарова. - 1999.

104. Кузьминский, В.П. Проблемы создания технических средств для промышленной добычи полиметаллических конкреций и новые пути их решения [Текст] / В.П. Кузьминский, В.Г. Кравченко, Ю.М. Кузнецов, Д.В. Кудрявцев // Геотехническая механика. - 1999. - Вып. 16. - С. 39-66.

105. Куликов, Д.В. Исследование вихревого обтекания протяженного подводного пульпопровода градиентным стационарным потоком [Текст] / Д.В. Куликов, Е.А. Кириченко // Геотехническая механика: Сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. - Дніпропетровськ : Поліграфіст. - 2000. - Вып.21. - С. 109-116.

106. Куликов, Д.В. Определение напряженно-деформированного состояния трубного става при воздействии квазистатических и волновых нагрузок [Текст] / Д.В. Куликов, Е.А. Кириченко // Геотехническая механика: Межв. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепрпетровск, 1998. - Вып. 9. - С. 81-86.

107. Лезгинцев, Г.М. Разработка глубоководных месторождений полезных ископаемых [Текст] / Г.М. Лезгинцев, Е.А.Контарь, Г.И. Кузнецов. - М. : ВИНТИ, 1976. - 14. - С. 288-331.

108. Логвинов, Н.Г. Исследования эрлифта для подъема твердого материала со дна глубоких водоемов [Текст] : тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн.

конф. «Трубопроводный гидротранспорт твердых материалов», 1986 г. Москва / Н.Г. Логвинов, А.В. Игнатов. - М., 1986. - С. 137-138.

109. Логвинов, Н.Г. Определение расходных характеристик эрлифтов для подъема минерального сырья со дна глубоких водоемов [Текст] / Н.Г. Логвинов, В.С. Костанда, А.В. Игнатов, З.З. Арутинова. - Донецк, 1985. - 16 с. - Деп. в ГРНТБ УкрНИИИТИ 30.09.85. - № 2390-Ук.

110. Лурье, А.М. Распространение волн давления во взвесенесущем потоке жидкости в трубопроводе [Текст] / А.М. Лурье // Сб. научных трудов «Вопросы технологических параметров линейной части гидротранспортных систем». - М. : НПО «Гидротрубопровод», 1989. - С. 122-128.

111. Махарадзе Л.И., Кирмелашвили Г.И. Нестационарные процессы в напорных гидротранспортных системах и защита от гидравлических ударов / Махарадзе Л.И. – Тбилиси: Мецниереба, 1986. – 152 с.

112. Махарадзе, Л.И. Трубопроводный гидротранспорт твердых сыпучих материалов [Текст] / Л.И. Махарадзе, Т.Ш. Гочиташвили, С.И. Криль, Л.А. Смойловская. - Тбилиси : Мецниереба, 2006. - 350 с.

113. Mikami, T. Collocation method for determining the natural vibration characteristics of cylindrical shells with either internal or external fluids [Text] / T. Mikami, J. Yoshimura // Proc. JSCE. - 1990. - <sup>1</sup> 422. - P. 97-107.

114. Mikami, T. Free vibration analysis of shells of revolution considering the fluid-structure interaction [Text] / T. Mikami, J. Yoshimura // Mem. Fac. Eng. Hokkaido Univ. - 1990. - 18. - № 1. - P. 1-15.

115. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред / Нигматулин Р.И. – М.: Наука, 1987, ч. 1. – 464 с.

116. Nicklin, D.J. The air-lift pump: theory and optimization [Text] / D.J. Nicklin // Irans inst. Chem. Eng. - 1963. - Vol. №1. - P. 29-39.

117. Нурок, Г.А. Гидромеханизация горных работ [Текст] / Г.А. Нурок. - М. : Госгортехиздат, 1959. - 391 с.

118. Ocean mining trialstart «Engineering», 1979, 218, № 12, 1981.

119. Пакулов, В.И. Разработка подводных месторождений полезных ископаемых [Текст] / В.И. Пакулов, А.И. Меньшиков, А.С. Иванов // Тр. Моск. горн. ин-та. - М., 1983. - 97 с.

120. Папаяни, Ф.А. Энциклопедия эрлифтов [Текст] / Ф.А. Папаяни, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, А.П. Кононенко. - М. : ИнформСвязьИздат, 1995. - 592 с.

121. Паркинсон, Г. Аэроупругая неустойчивость плохообтекаемых цилиндров [Текст] / Г. Паркинсон, Н. Брукс // Труды Американского общества инженеров механиков. Прикладная механика, сер. E. - 1961. - Т.28. - № 2. - С. 115-123.

122. Pivnyak, G.G. Problems of Deep-Water Hydraulic Lifting of Solid Mineral Resources [Text] / G.G. Pivnyak, E.A. Kyrychenko, V.P. Franchuk // 21st WORLD MINING CONGRESS New Challenges and Visions for Mining - Krakow.: Patria, 2008. - P. 49-57.

123. Pivnyak, G.G. Modern Conception of the Hydrotransport Systems Pro-



gress in the Sea Mining [Text] / G.G. Pivnyak, E.A. Kyrychenko, V.P. Franchuk, A.I. Yegurnov, V.E. Kyrychenko // 22nd WORLD MINING CONGRESS & EXPO 11-16 september Istanbul – 2011. – Vol. №3. – PP. 145-152. – ISBN 978-605-01-0146-1

124. Полярский, Ю. Добыча марганцевых конкреций со дна морей и океанов с использованием пневмо-гидравлического транспорта [Текст] / Ю. Полярский, Ф. Плева // *Preglad gorniczy*. - 1982. - С. 152-161.

125. Пороло, Л.В. Воздушно-газовые подъемники жидкости (эргазлифты) [Текст] / Л.В. Пороло. - М. : Машиностроение, 1969. - 160 с.

126. Руденко, А.И. Системы электроснабжения, электропривода и управления робототехническими комплексами [Текст] / А.И. Руденко // *Геотехническая механика*. - 1999. - Вып. 18. - С. 66-73.

127. Самуся В.И. Разработка алгоритмов управления переходными режимами в глубоководных эрлифтных гидроподъемах / Самуся В.И., Кириченко В.Е., Евтеев В.В. // *Наукові праці ДонНТУ*. – Донецк: ДонНТУ. – 2008. №16. – С. 239 – 244.

128. Сафронов, Г.М. Теоретические основы расчета глубоководных эрлифтных гидроподъемов [Текст] / Г.М. Сафронов // *Разработка месторождений полезных ископаемых. Респ. межвед. научн.-техн. сб.* - 1976. - Вып. 44. - С. 25-27.

129. Система для підйому гідросуміші з великих глибин [Текст] : пат. 81272 Україна: F04D29/00, F04D13/00 / Кириченко Є.О., Євтєєв В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 25.12.2007, Бюл. № 21.

130. Система розподілу холодоносія установки кондиціонування рудникового повітря [Текст] : пат. 42480А Україна E21F3/00 /Рожко В.Ф., Корсун Ф.А., Шалдирван Г.А., Савонов І.С., Штомпель О.І. Заявник та патентовласник ПГАСА. – опубл. 15.10.2001, Бюл.№9.

131. Скорынин, Н.И. Исследование и разработка глубоководных многосмесительных эрлифтных установок для подъема горных масс [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Н.И. Скорынин. - Донецк, 1984. - 205 с.

132. Смолдырев, А.Е. Транспорт конкреций с морских глубин [Текст] / А.Е. Смолдырев. - М. : ВИНТИ, 1986. - 33. - С. 71-102.

133. Спиваковский, А.О. Автоматизация трубопроводного транспорта в горной промышленности [Текст] / А.О. Спиваковский, А.Е. Смолдырев, Ю.С. Зубакин. - М. : Недра, 1972. - 344 с.

134. Спосіб електрифікації технології підводної розробки родовищ корисних копалин та система для його реалізації [Текст] : пат. 82229 Україна: E21C45/00, F04F1/20 / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Єгурнов О.І., Євтєєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.

135. Спосіб запуску і зупинки морського ерліфта та система для його здійснення [Текст] : пат. 84333 Україна: E21B43/00, F04F1/20 / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Євтєєв В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. Заявник та патен-

товласник НГУ. - опубл. 10.10.2008., Бюл. №19.

136. Спосіб запуску морського ерліфта та система для його реалізації [Текст] : пат. 81445 Україна: E21C45/00, F04F1/20 / Кириченко Є.О., Євтеєв В.В., Чеберячко І.М., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

137. Спосіб запуску та роботи морського ерліфта та система для його реалізації [Текст] : пат. 77519 Україна: F04F1/20 / Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтеєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.

138. Спосіб запуску та функціонування морського ерліфта та система для його здійснення [Текст] : пат. 84332 Україна: E21B43/00, F04F1/20 / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Євтеєв В.В., Шворак В.Г. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.

139. Спосіб збагачення корисних копалин підводних родовищ та система для його реалізації [Текст] : пат. 82228 Україна: E21C45/00, F04F1/20 / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Єгурнов О.І., Шворак В.Г. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.

140. Спосіб зупинки і запуску ерліфта та пристрій для його здійснення [Текст] : пат. 30188 Україна: 7 F04 F1/00 / Кириченко Є.О., Вишняк Є.О., Накидайло А.С., Гришанов Є.М. Заявник та патентовласник НГУ. - № 98010303 ; заявл. 20.01.1998 ; опубл. 15.02.2002, Бюл. № 2 - 6 с.

141. Спосіб підйому гідросуміші з великих глибин та пристрій для його реалізації [Текст] : пат. 81259 Україна: F04D29/00, F04D13/00 / Півняк Г.Г., Франчук В.П., Кириченко Є.О., Шворак В.Г. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 25.12.2007, Бюл. № 21.

142. Спосіб підйому пульпи [Текст] : пат. 30137 Україна, 7 E21 C45/00, F04 F1/20 / Кириченко Є.О., Вишняк Є.О., Накидайло А.С. Заявник та патентовласник НГУ. - № 97126407 ; заявл. 29.12.1997 ; опубл. 17.12.2001, Бюл. № 11 - 3 с.

143. Спосіб регулювання подачі насосом рідини та система для його реалізації [Текст] : пат. 64283 А Україна: 7 F04F1/10, F04F 1/20, E21F17/00 / Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Шворак В.Г., Шворак В.Г., Євтеєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 16.02.2006, Бюл. № 2.

144. Спосіб роботи гідротранспортної установки та гідротранспортна установка [Текст] : пат. 82200 Україна: F04D29/00, F04D13/00 / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Євтеєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.

145. Спосіб роботи морського газліфта та система для його здійснення [Текст] : пат. 78004 Україна: F04F1/20 / Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтеєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 15.02.2007, Бюл. № 2.

146. Спосіб розробки підводних покладів сірководню та насосна установка для його реалізації [Текст] : пат. 95838 Україна / Бондаренко В.І., Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтеєв В.В., Кириченко В.Є., Заявник та патентовласник НГУ. – опубл. 12.09.2011, Бюл. № 17.

147. Спосіб транспортування гідросуміші з великих глибин та пристрій

для його реалізації [Текст] : пат. 82202 Україна: F04D29/00, F04D13/00 / Півняк Г.Г., Франчук В.П., Кириченко Є.О., Шворак В.Г. Заявник та патенто-власник НГУ. - опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6.

148. Спосіб транспортування гідросуміші і пристрій для його реалізації [Текст] : пат. 67246 Україна: F04D29/00, F04D13/00 / Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Євтеєв В.В., Шворак В.Г., Кучер Д.С. Заявник та патенто-власник НГУ. - опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

149. Спосіб управління роботою глибинного ерліфта [Текст] : пат. 30145 Україна, 7 E21C45/06, F04F1/20 / Кириченко Є.О., Вишняк Є.О., Накидайло А.С. Заявник та патенто-власник НГУ. - № 97126442 ; заявл. 30.12.1997 ; опубл. 15.05.2002, Бюл. № 5 - 4 с.

150. Спосіб управління роботою ерліфта [Текст] : пат. 29163 Україна, 7 F04F1/00 / Кириченко Є.О., Вишняк Є.О., Некрашевич Р.О. Заявник та патенто-власник НГУ. - № 98010304 ; заявл. 30.03.1998 ; опубл. 17.12.2001, Бюл. № 11 - 5 с.

151. Спосіб управління роботою ерліфта та пристрій для його здійснення [Текст] : пат. 30168 Україна, 7 F04F1/00, F04F1/20 / Кириченко Є.О., Вишняк Є.О., Накидайло А.С. Заявник та патенто-власник НГУ. - № 98010100 ; заявл. 08.01.1998 ; опубл. 15.02.2002. Бюл. № 2 - 3 с.

152. Способ запуска и остановки морского эрлифта и система для его реализации [Текст] : пат. 2346161 РФ: E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20 / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Евтеев В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Е. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.02.2009, Бюл. №4.

153. Способ запуска и функционирования морского эрлифта и система для его реализации [Текст] : пат. 2346160 РФ: E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20 / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Евтеев В.В., Шворак В.Г. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.02.2009, Бюл. № 4.

154. Способ запуска эрлифта [Текст] : А.с. 1059279. Украина. / Юшин В.В., Кириченко Е.А., Куваев С.Н. - опубл. 1991, Бюл. № 7.

155. Способ подъема гидросмеси с больших глубин и устройство для его реализации [Текст] : пат. 2310098 РФ: F04D7/04, F04D13/08 / Пивняк Г.Г., Франчук В.П., Кириченко Е.А., Шворак В.Г. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.11.2007, Бюл. № 31.

156. Способ работы гидротранспортной установки и устройство для его реализации [Текст] : пат. 2310097 РФ: F04D7/04, F04D13/08 / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Евтеев В.В. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.11.2007, Бюл. № 31.

157. Способ транспортирования гидросмеси с больших глубин и устройство для его реализации [Текст] : пат. 2310099 РФ: F04D7/04, F04D13/08 / Пивняк Г.Г., Франчук В.П., Кириченко Е.А., Шворак В.Г. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.11.2007, Бюл. № 31.

158. Способ экологической сепарации в эрлифтном подъеме подводных месторождений полезных ископаемых и система для его реализации [Текст] : пат. 2324055 РФ: E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20 / Пивняк Г.Г., Киричен-

ко Е.А., Франчук В.П., Егурнов А.И., Шворак В.Г. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.05.2008, Бюл. № 13.

159. Способ электрификации технологии подводной разработки месторождений полезных ископаемых и система для его реализации [Текст] : пат. 2321747 РФ: E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20 / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Егурнов А.И., Евтеев В.В. Заявитель и патентообладатель НГУ. - опубл. 10.04.2008, Бюл. № 10.

160. Тетельбаум И.М. Электрическое моделирование. – М.: Гос. изд-во физматлитературы, 1959. – 319 с.

161. Технології запуску, інтелектуального управління роботою та зупинки морського гірничовидобувного комплексу [Текст] : пат. 97283 України, МПК E21C 50/00, F04F 1/00, F04F 1/20 / Ткачов В.В., Кириченко Є.О., Кириченко В.Є., Шворак В.Г., Євтєєв В.В. Заявник та патентовласник НГУ. – Опубл. 25.01.2012. Бюл. №1

162. Технологія розробки підводних покладів газогідратів та морський газовидобувний комплекс для її реалізації (варіанти) [Текст] : пат. 97404 України, МПК E31B 43/16, E21C 50/00, F04F 1/02, F04D 13/12 / Бондаренко В.І., Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтєєв В.В., Кириченко В.Є. Заявник та патентовласник НГУ. – Опубл. 10.02.2012. Бюл. №3

163. Thorley, A.R. Effects of rapid change in flowrate of solid – liquid mixture [Text] / A.R. Thorley, L.E. Hwang // Hydrotransport 6, Sixth Int. Conference on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes. Conterbury, 1979, - P. 229-262

164. Уоллис, Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Г. Уоллис. - М. : Мир, 1972. - 440 с.

165. Установка для перекачування шламової пульпи [Текст] : пат. 65931 Україна: F17D1/00, E21F17/00 / Чеберячко І.М., Кириченко Є.О., Кучер Д.С. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

166. Уэки Сиро. Изучение возможностей эрлифта (вып.3) [Текст] / Уэки Сиро. - Сайко то Хоан, 1979. - Т. 25. - № 8.

167. Фершинг, Г. Основы аэроупругости [Текст] / Г. Фершинг. - М. : Машиностроение, 1984. - 600 с.

168. Фокс, Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубах [Текст] / Д.А. Фокс. - М. : Энергоиздат, 1981. - 198 с.

169. Фомин А.К. Электрическая модель гидроэнергетической установки// Сб. ст.. научного студенческого общества МЭИ. – ГЭИ, 1955. – С.212-240.

170. Франчук, В.П. Исследование напряженно-деформированного состояния транспортного трубопровода глубоководного гидropодъема [Текст] / В.П. Франчук, А.П. Зиборов, Е.А. Кириченко // Геотехническая механика: Межв. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепропетровск, 1999. - Вып. 13. - С. 57-65.

171. Chaziteodorou, G. Entwurf eines Abbanschemas Zur Gewinnung und Fv're teremg von Mangankollen aus der Tiefsee [Text] / G. Chaziteodorou, S. Scheffel, A. Wiene // Meerstechnik. - 1972. - № 2.

172. Чарный, И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в

трубах [Текст] / И.А. Чарный. - М. : ГИТТЛ, 1951. - 224 с.

173. Шалыгин, А.В. Обоснование параметров подводной машины для добычи твердых полезных ископаемых с поверхности морского дна [Текст] : автореф. дис. ...канд. техн. наук / А.В. Шалыгин. - Санкт-Петербург, 2007. - 21 с.

174. Шевченко, Г.А. Исследование, разработка и испытания агрегата добычи железо-марганцевых конкреций [Текст] / Г.А. Шевченко // Геотехническая механика. - Днепропетровск : ИГТМ. - 1999. - №16. - С. 86-91.

175. Явление нарушения подъема частиц твердой фазы восходящим газожидкостным эрлифтным потоком в виде газовых снарядов и жидкостных промежутков между ними/ Г.Г. Пивняк, В.П. Франчук, Е.А. Кириченко, А.И. Егурнов, В.В. Евтеев, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко / Российская академия естественных наук. – Москва 2011. – Регистрационный номер: 516. – Зарегистрировано 21.05.2011.

## К сведению читателей

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГВУЗ НГУ) ведет научно-исследовательскую деятельность в традиционном горном деле, направленную на решение различных задач во всех технологических звеньях современных горнодобывающих предприятий. ГВУЗ НГУ имеет устойчивые многолетние связи с профильными организациями США, России, Германии, Китая, Канады, Японии, Индии, Кореи и др. стран. Совместная работа геологов, технологов, машиностроителей, обогатителей, специалистов по электроэнергетике и системам управления обеспечивает комплексное решение актуальных задач горного дела.

Систематические исследования в области разработки подводных месторождений полезных ископаемых в Национальном горном университете ведутся более 30 лет. Экстраполяция накопленного научно-технического опыта в новую область – морское горное дело, с учетом специфики разработки подводных месторождений, обеспечила мощный импульс развития исследований по данной проблематике. Кафедры и научные подразделения университета выполняют научно-исследовательские работы и имеют конкретные практические наработки по следующим основным направлениям:

- оборудование донного блока горно-морского предприятия, включающее добычные агрегаты сбора, систему перекачки добытой горной массы в бункер-дозатор, силовое, навигационное оборудование и др.;

- разработка систем транспортирования (насосный, эрлифтный и насосно-эрлифтный варианты), а также установок гидроподъема принципиально нового типа, эффективно использующих аккумулированную океаном энергию и низкотемпературный потенциал глубинных вод, что приведет к существенному увеличению КПД установок;

- предварительное обогащение твердых полезных ископаемых на базовом плавсредстве;

- снижение техногенного влияния промышленных разработок на подводную флору и фауну

- разработка алгоритмов управления и локальных систем регулирования;

- разработка программного обеспечения для создания проблемно-ориентированного вычислительного комплекса для АСУ ТП горно-морского предприятия.

За это время в НГУ написаны сотни научных статей, защищены кандидатские и докторские диссертации, более ста изобретений подтверждены патентами Украины и других стран.

С учетом вышеизложенного ГВУЗ НГУ в состоянии осуществить теоретическую проработку основных вопросов, связанных с проектированием морских горнодобывающих комплексов и созданием соответствующих систем управления.

Наукове видання

**Кириченко Євген Олексійович**  
**Гоман Олег Гаврилович**  
**Кириченко Володимир Євгенович**  
**Романюков Артем Валерійович**

**МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГЛИБОКОВОДНИХ  
ПНЕВМОГІДРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ**

Монографія

(Російською мовою)

Друкується у редакційній обробці авторів.

Підписано до друку 07.06.2012. Формат 30 x 42/4.  
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 14,9.  
Обл.-вид.арк. 14,9. Тираж 300 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано  
у Державному вищому навчальному закладі  
«Національний гірничий університет».

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК №1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.