

УХТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Проектирование и эксплуатация магистральных
газонефтепроводов»

На правах рукописи



КУЗЬБОЖЕВ ПАВЕЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ
В ТРУБОПРОВОДАХ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Специальность – 25.00.19 – Строительство и эксплуатация
нефтегазопроводов, баз и хранилищ

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
И.Н. Бирилло

Ухта 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ.....	9
1.1 Анализ дефектного состояния трубопроводов ГРС.....	9
1.2 Анализ методов снижения вибраций в трубопроводах ГРС.....	11
1.2.1 Анализ причин высокого уровня вибраций трубопроводов ГРС.....	11
1.2.2 Анализ конструкции клапанов-регуляторов, оснащенных устройствами снижения интенсивности вибраций	12
1.2.3 Обзор и анализ существующих гасителей вибраций в газопроводных системах	14
1.3 Постановка цели и задач диссертационной работы.....	18
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК МЕТАЛЛА ТРУБ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИЙ	19
2.1 Выбор образцов и методика проведения механических испытаний.....	19
2.2 Анализ результатов механических испытаний образцов металла труб.....	20
2.2.1 Анализ характеристик прочности и пластичности металла труб.....	20
2.2.2 Расчет работы деформации образцов при растяжении.....	23
2.3 Анализ результатов определения твердости и исследования микроструктуры металла труб	30
3 РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОТОКА ГАЗА, ВЫЗЫВАЮЩЕГО ВИБРАЦИИ, В ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКЕ ГРС	39
3.1 Анализ технических решений и режимов эксплуатации ГРС	39
3.1.1 Объект исследований	39
3.1.2 Определение скоростного режима газового потока в линии редуцирования газа ГРС	41
3.2 Разработка расчетной модели высокоскоростного потока газа на участке линии редуцирования трубопроводной обвязки ГРС.....	42
3.2.1 Анализ конструкции линии редуцирования газа ГРС	42
3.2.2 Анализ особенностей течения высокоскоростных потоков сжатого газа в расширяющихся каналах	46
3.2.3 Особенности течения высокоскоростных потоков сжатого газа через регулирующие устройства	49

3.2.4	Разработка расчетной модели, общий порядок проведения расчетов	50
3.2.5	Определение модели турбулентности	52
3.2.6	Уравнение состояния газа	53
3.2.7	Построение расчетной сетки	54
3.2.8	Результаты моделирования процесса истечения сжатого газа на участке линии редуцирования ГРС	54
4	РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО УМЕНЬШЕНИЮ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ В ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКЕ ГРС	80
4.1	Результаты ввибрационного контроля трубопроводов ГРС	80
4.2	Расчет вибраций в линии редуцирования газа ГРС	85
4.2.1	Анализ методов расчета параметров вибраций трубопроводов	85
4.2.2	Порядок оценки параметров вибраций линии редуцирования газа ГРС в условиях воздействия гармонически изменяемых нагрузок	86
4.2.3	Построение расчетной модели, определение граничных условий	87
4.2.4	Результаты расчета механических напряжений стенки труб линии редуцирования газа ГРС	90
4.2.5	Определение частот и форм собственных колебаний линии редуцирования газа ГРС	90
4.2.6	Оценка параметров вибраций линии редуцирования газа ГРС в условиях воздействия гармонически изменяемой нагрузки	97
4.3	Оптимизация конструкции линии редуцирования газа ГРС для снижения интенсивности вибраций, вызываемых высокоскоростным потоком газа	105
4.3.1	Методы стабилизации высокоскоростного потока газа в расширяющихся каналах (диффузорах)	105
4.3.2	Методы стабилизации высокоскоростного потока сжатого газа на выходе регулятора давления	109
4.3.3	Разработка технических решений по снижению интенсивности вибраций	111
4.3.4	Расчетная оценка технических решений по снижению интенсивности вибраций	114
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	121
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	123

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В соответствии с законом «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» газораспределительные станции (ГРС) являются опасными промышленными объектами, которых в России насчитывается более 3500 ед. с суточной подачей газа потребителям более 1200 млн м³.

В настоящее время большинство газопроводных систем российского топливно-энергетического комплекса, транспортирующих природный газ, находятся в эксплуатации уже свыше 30 лет, фактически приближаясь к грани своего проектного ресурса. Старение и изнашивание трубопроводных конструкций может приводить к авариям, так как ГРС преимущественно расположены в городской черте, то их разрушение будет приводить к тяжелым социальным, экологическим и экономическим последствиями. По данным ПАО «Газпром» 92 % утечек природного газа приходится на утечки из газораспределительных систем, что составляет около 3 % от всего добытого газа.

По сравнению с магистральными газопроводами ситуация на ГРС осложняется воздействием на газопроводы динамического нагружения, вибраций, возникающих на участках после автоматических регуляторов давления, в которых происходит снижение давления газа. Значительное число ГРС работает с перегрузкой по объемному расходу газа, при этом происходит существенное увеличение скорости потока газа, которая в реальных условиях, зачастую, превышает нормативно установленные значения. Это вызывает повышение уровня вибраций газопроводов, что негативно сказывается на надежности технологических трубопроводов ГРС. Таким образом, с точки зрения обеспечения надежности и безопасности эксплуатации ГРС, исследования по уменьшению параметров динамического вибрационного нагружения технологических трубопроводов ГРС, являются актуальными.

Степень разработанности темы исследования.

Степень разработанности темы исследования достаточно высока. При этом есть локальные нерешенные задачи. Несмотря на наличие разнообразных средств и методов снижения вибраций в технологических трубопроводах ГРС, подверженных динамическому нагружению, простые и эффективные технические решения по снижению вибраций на трубопроводах ГРС, адаптированные к ГРС с большими объемными расходами газа, отсутствуют.

Цель работы. Выявление закономерностей возникновения вибраций в трубопроводах газораспределительных станций, вызванных высокоскоростным потоком газа, для совершенствования метода и разработки научно обоснованных технических решений по снижению вибраций, адаптированных к ГРС с большими объемными расходами газа.

Задачи исследования:

- 1) выполнить обзор и анализ состояния методов снижения вибраций в технологических трубопроводах ГРС;
- 2) выполнить экспериментальную оценку механических свойств металла труб технологических трубопроводов ГРС, подверженных воздействию вибраций;
- 3) выполнить расчетное моделирование динамических параметров нагружения трубопроводной обвязки ГРС;
- 4) разработать и обосновать метод и технические решения по уменьшению уровня вибраций в трубопроводной обвязке ГРС с большими объемными расходами газа.

Научная новизна:

– изучены причинно-следственные связи процесса изменения характеристик пластических свойств металла труб из стали Ст. 4, вызванных динамическим вибрационным нагружением газопровода редуцирования и характеризующихся уменьшением на 5–25% относительного удлинения и сужения образцов относительно нижнего нормативного предела при испытаниях на статическое растяжение;

– определены условия возникновения пульсаций давления газа в проточной части симметричного клапана-регулятора, обусловленные наличием в высокоскоростном потоке газа (от 350 м/с и выше) нестабильных, циклически изменяемых по размеру с частотой от 100 Гц и выше, пристеночных вихревых зон, обеспечивающих периодическое снижение эффективного проходного сечения канала на 50% и выше, и как следствие, вызывающие пульсирующие изменения давления и скорости огибающего вихревые зоны потока.

– определены условия формирования и характеристики вибрации трубопроводной обвязки клапана-регулятора ГРС. Установлено, что при частоте пульсации давления газа от 600 Гц и выше с амплитудой от 50% от давления редуцирования, на участке низкого давления линии редуцирования, вне зависимости от условий закрепления труб, будут возникать значительные по амплитуде и среднеквадратичному значению виброскорости (от 30 мм/с и выше), механические колебания, сопровождающиеся высокочастотным сжатием и расширением сечения труб с сохранением формы оси линии редуцирования.

Теоретическая значимость работы обоснована тем, что:

– доказаны положения о деградации механических свойств металла труб газопроводов газораспределительной станции в поле действия динамического нагружения от пульсаций высокоскоростного потока газа, вносящее вклад в расширение представлений об изучаемых процессах изменения свойств металла в зависимости от параметров нагружения газопроводов;

– изложены доказательства существования в газопроводе редуцирования трех основных областей завихрения высокоскоростного потока газа, расположенных в проточной части клапана-регулятора, диффузоре и начальной части второго прямолинейного канала;

– раскрыты существенные проявления теории и факторы, влияющие на генезис процесса развития вибраций с образованием вихревых зон и пульсаций давления в них;

– проведена модернизация существующей математической модели скоростного потока газа на основе пространственной схематизации процесса истечения газа из области высокого в область низкого давления через канал сложной формы, расположенный на участке за клапаном-регулятором.

Практическая ценность работы. Разработаны и расчетно обоснованы новые технические решения по стабилизации высокоскоростного потока газа в газопроводе редуцирования на ГРС, адаптированные к условиям существенных перегрузок газораспределительного оборудования по объемному расходу и скорости потока газа на ГРС. Разработаны практические рекомендации по реализации методов диагностирования состояния металла труб газопроводов, подверженных динамическому нагружению от скоростного потока газа. Результаты диссертационной работы использованы в ходе работ по диагностированию вибрационного состояния трубопроводной обвязки газораспределительной станции «Эжва» ООО «Газпром трансгаз Ухта».

Разработанные технические решения предложены к внедрению в ООО «Газпром трансгаз Ухта». Получен патент РФ № 2666077 на изобретение «Регулятор давления газа» (заявка № 2017120692, дата приоритета 13.06.2017).

Методы исследования.

Математическое моделирование и теоретические исследования с использованием программного комплекса Ansys CFX, графического редактора Design Modeler, позволяющих решать задачи вычислительной газодинамики методом конечных элементов, методы механических испытаний, определение твердости, оптическая металлография металла труб, измерение вибраций на газопроводах, методы статистического и регрессионного анализа экспериментальных результатов.

Положения, выносимые на защиту:

– экспериментальные результаты исследования механических свойств металла труб газопроводов ГРС, позволяющие дать оценку степени их ухудшения под воздействием вибрационного динамического нагружения;

– расчетное обоснование динамических параметров нагружения трубопроводной обвязки ГРС, позволяющее выявить наиболее нагруженные участки трубопроводов;

– расчетное обоснование новых технических решений по стабилизации высокоскоростного потока газа в газопроводе редуцирования на ГРС, позволяющих снизить уровень вибрационного нагружения трубопроводов.

Степень достоверности результатов и выводов.

Проведена верификация собственных расчетных результатов с результатами натурального эксперимента по измерению вибрационного состояния технологических трубопроводов ГРС, а также с результатами теоретических, лабораторных, стендовых и промышленных испытаний других авторов. Получена сходимость результатов не менее 85 %.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались:

- XIV межд. мол. научная конф. «Севергеоэкотех – 2013» (20 – 22 марта 2013 г., Ухта);
- XVI межд. мол. научная конф. «Севергеоэкотех – 2015» (25 – 27 марта 2013 г., Ухта);
- межд. семинаре «Рассохинские чтения» (8 – 9 февраля 2013 г., Ухта);
- межд. семинаре «Рассохинские чтения» (5 – 6 февраля 2015 г., Ухта);
- X межд. уч. - науч. – практ. конф. «Трубопроводный транспорт - 2015» (Уфа, УГНТУ, 2015 г.);
- заседаниях молодежного Ученого совета филиала ООО «Газпром ВНИИГАЗ» в г. Ухта в период 2014 – 2018 г.;
- I Всеросс. конкурсе науч.-техн. печатных работ молодых ученых и специалистов (01 сентября – 15 декабря 2017 г., ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва);
- IX науч. – практ. конф. молодых работников ООО «Газпром трансгаз Ухта» (23 – 26 октября 2018 г., ООО «Газпром трансгаз Ухта», г. Ухта);
- VII Молод. межд. науч.- практ. конф. «Новые технологии в газовой отрасли: опыт и преемственность» (30 октября – 03 ноября 2018 г., ООО «Газпром ВНИИГАЗ», г. Москва).

Соответствие паспорту специальности.

Представленная диссертационная работа соответствует паспорту специальности 25.00.19 – «Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз и хранилищ», а именно области исследования по п.1. «Напряженное состояние и взаимодействие с окружающей средой трубопроводов, резервуаров и оборудования при различных условиях эксплуатации с целью разработки научных основ и методов прочностного, гидравлического и теплового расчетов нефтегазопроводов и газонефтехранилищ» и п.6 «Разработка и усовершенствование методов эксплуатации и технической диагностики оборудования насосных и компрессорных станций, линейной части трубопроводов и методов защиты их от коррозии».

Личный вклад автора заключается в непосредственном участии соискателя в обработке и интерпретации экспериментальных данных по определению характеристик механических свойств металла труб, получении исходных данных и научных экспериментах по диагностированию вибрационного состояния газопроводов, в апробации результатов исследования на объектах газораспределительных станций, разработке технических решений для уменьшения вибраций.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 17 работ, из них 5 в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК Минобрнауки РФ, и 1 патент РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, содержит 128 страниц текста, 93 рисунка, 7 таблиц и список литературы из 84 наименований.

1 АНАЛИЗ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

1.1 Анализ дефектного состояния трубопроводов ГРС

По результатам технического диагностирования более чем 100 ГРС, проведенного в период 2000–2014 гг., выявлено, что в 35 % случаев исследуемые объекты не соответствуют установленным требованиям промышленной безопасности. Также стоит отметить, что в 10 % случаев исследуемые объекты имеют недопустимые для безопасной эксплуатации дефекты. Основные типы дефектов оборудования ГРС представлены на рисунке 1.1 [75].

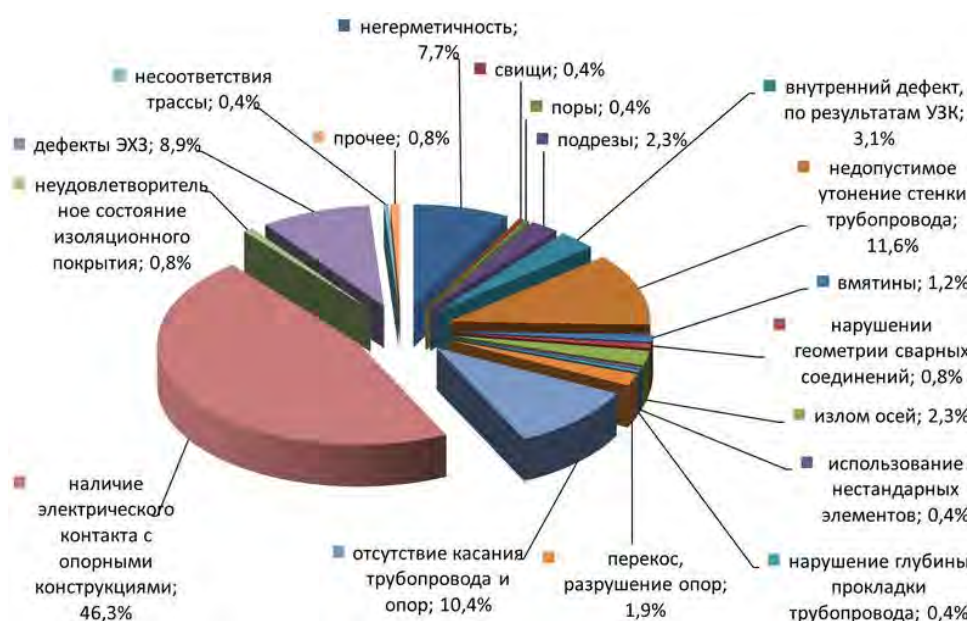


Рисунок 1.1 – Основные типы дефектов на трубопроводах ГРС [75]

Основными причинами повреждения подземных технологических газопроводов являются общая поверхностная, электрохимическая и межкристаллитная коррозии. Проблема возникновения опасных дефектов на ГРС также заключается в том, что процессы коррозии чаще всего носят локальный, неоднородный характер и без проведения специальных диагностических мероприятий такие дефекты визуально практически не выявляемы.

Около трети всех продиагностированных ГРС имеют несоответствия в работе систем электрохимической защиты от коррозии:

- неисправность изолирующих соединений на входе и выходе станции;
- отсутствие электроизоляционного покрытия, наличие электрического контакта с опорными конструкциями;
- несоответствие защитного потенциала существующим требованиям.

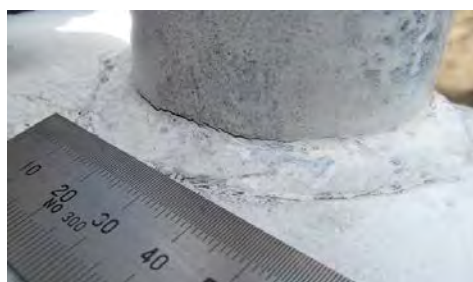
Поскольку в ряде случаев ГРС расположены в местах, имеющих подвижки грунта, часто встречаемым эксплуатационным дефектом является нарушение работы опорных конструкций, а именно нарушение (отсутствие) контакта трубопровода и опоры. Данный факт способствует появлению нерасчетных нагрузок, и как следствие дополнительных напряжений в металле. Согласно статистике число дефектов, связанных с нарушением работы опорных конструкций, составляет значительную долю от общего объема повреждений. Значительная доля дефектов связана с образованием зон избыточных напряжений в металле трубопроводов, которые могут инициировать дальнейшее разрушение металла при значительном снижении прочностных характеристик материала.

В условиях высоких расходов газа, одним из факторов, определяющих развитие обозначенных на рисунке 1.1 дефектов, является вибрационная нагрузка [73], которая может способствовать:

- развитию дефектов как в основном металле труб, так и в сварных швах (рисунок 1.2, а);
- разрушению опорных конструкций;
- нарушению целостности защитных покрытий (противокоррозионных);
- повреждению технологического оборудования.

Возможный экономический ущерб на ГРС связан:

- с ранением/гибелью обслуживающего персонала ГРС, в результате аварийной ситуации;
- с частичным/полным разрушением материальных объектов на площадке ГРС (рисунок 1.2, б).



а



б

Рисунок 1.2 – Усталостная трещина в сварном шве (а) [75], разрушение здания ГРС в поселке Чагода (Вологодская область, 2014 г.)

1.2 Анализ методов снижения вибраций в трубопроводах ГРС

1.2.1 Анализ причин высокого уровня вибраций трубопроводов ГРС

Газодинамические вибрации и шумы наблюдаются в высокоскоростных потоках сжимаемых жидких или газообразных сред и обусловлены периодическим изменением скоростей и давлений, а также интенсивными вихревыми процессами [12, 13]. Особенности изменения скорости и давления в газовом потоке, проходящем через клапан-регулятор, показаны на рисунке 1.3. Максимальная скорость и минимальное давление наблюдаются на выходе из дросселирующего зазора между затвором и седлом клапана. Очевидно, что источник высоких акустических колебаний и пульсаций давления вероятнее всего будет располагаться в пределах проточной части и на выходе клапана-регулятора, что обусловлено сложной геометрией, обеспечивающей многократное изменение направления потока и формирование областей завихрения.

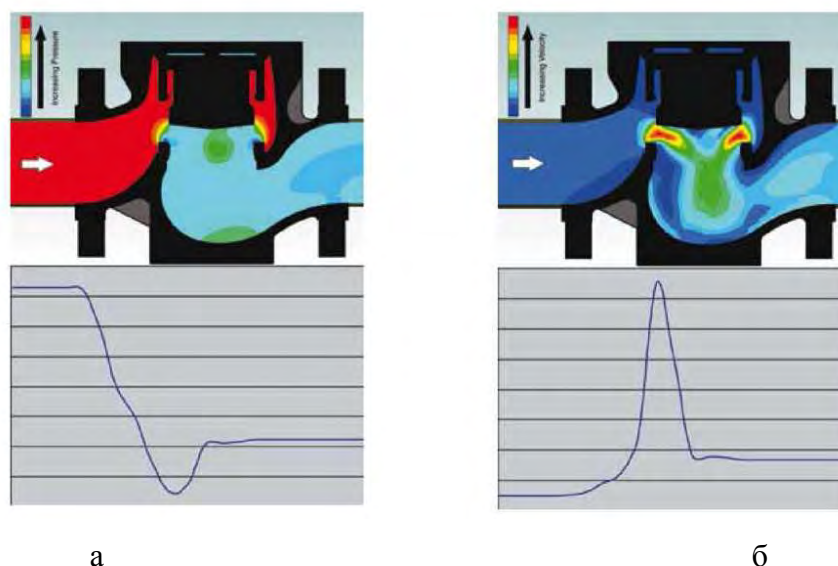


Рисунок 1.3 – Изменение давления (а) и скорости потока газа (б) в несимметричном клапане-регуляторе [36]

Известно, что генерируемые в высокоскоростных газовых потоках шумы и циклические изменения давления отличаются по природе возникновения, соответственно, устройства для снижения их интенсивности также различны по конструкции.

Ограничители пульсаций давления (с амплитудой, в некоторых случаях сопоставимой со средним давлением в канале), как правило, обеспечивают стабилизацию газовых высокоскоростных потоков [30, 32].

Акустические глушители снижают пульсации среды в акустическом диапазоне с амплитудами, значительно меньшими (в 10 раз и выше) среднего давления в канале, в основном, направлены на снижение скорости потока на дозвуковой уровень.

В некоторых случаях возникновение акустических колебаний может быть связано с циклическими колебаниями давления потока. Основная причина указанного явления - вызываемая пульсацией давления вибрация трубопроводов, регулирующих и запирающих устройств, внешняя поверхность которых начинается излучать акустические колебания.

1.2.2 Анализ конструкции клапанов-регуляторов, оснащенных устройствами снижения интенсивности вибраций

В диссертационных работах Иголкина А.А. (г. Самара, 2014 г.) и Зайца И.Б. (г. Уфа, 2015 г.) приводятся конструкции клапанов-регуляторов, содержащих элементы, обеспечивающие снижение уровня формируемых при дросселировании газов циклических колебаний давления, а также шумов. К указанным элементам относятся:

- системы стабилизации потока за счет многократного изменения его направления (например, лабиринтные);
- сетчатые и щелевые стабилизирующие элементы;
- перфорированные плунжеры и затворы, антишумовые клетки;
- расширяющиеся и сужающиеся патрубки с особой геометрией стенки.

Регулятор давления, в конструкции которого содержится стабилизирующий элемент, разделяющий поток на отдельные струи, приведен на рисунке 1.4, а и б.

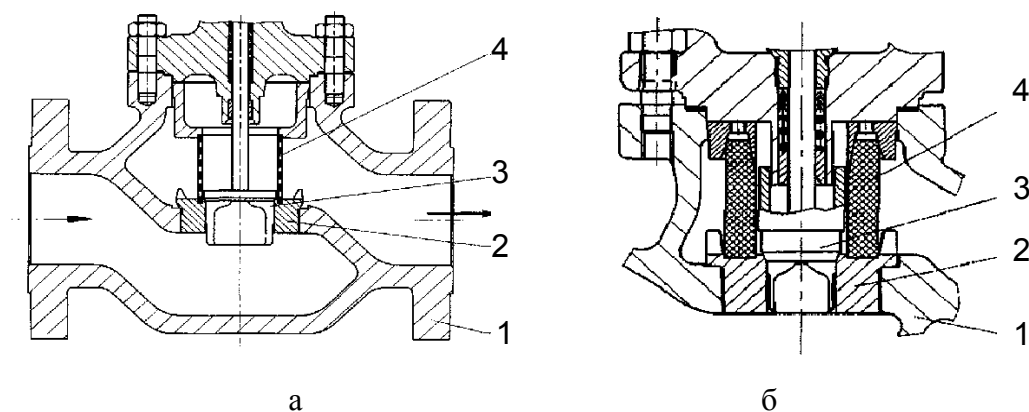


Рисунок 1.4 – Схема размещения делителя потока в несимметричном клапане-регуляторе: изготовленного из перфорированного листового металла (а); изготовленного из плетеной проволоки с внешним и внутренним каркасом (б) [38]

После истечения через дросселирующий зазор между затвором и седлом (2 и 3), высокоскоростная струя газа, направляется на стабилизирующий элемент, выполненный в виде перфорированной трубки или сетчатого тонкостенного цилиндра, при прохождении через который, обеспечивается ее разделение и частичное гашение скорости. В результате, на выходе из отвер-

стей стабилизирующего элемента, поток выравнивается по направлению и стабилизируется по давлению и скорости.

Исполнение стабилизирующих элементов, работающих на принципах разделения и гашения скорости потока, определяется в зависимости от параметров газообразной среды:

- при наличии в потоке твердых частиц стабилизирующие элементы выполняются в виде стальных тонкостенных цилиндров с перфорированными стенками;
- при наличии жидкой фазы, стабилизирующие элементы преимущественно выполняются из стальной (нержавеющей) проволоки, навиваемой на несущее основание.

В системах дросселирования, работающих в условиях малых расходов и малых перепадов давления, в качестве стабилизирующих элементов широко применяются антишумовые клетки, а также затворы с перфорацией стенки (рисунок 1.5, а, б).

При значительных перепадах давления, для стабилизации потока используют лабиринтные делители, в которых поток разделяется на отдельные струи с многократным изменением направления их движения (рисунок 1.6, а, б).



Рисунок 1.5 – Антишумовая клетка (а) и перфорированный плунжер (б)

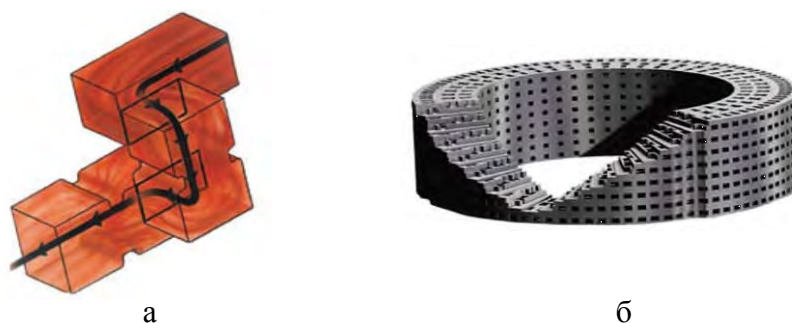


Рисунок 1.6 – Система стабилизации потока за счет разбиения и многократного изменения направления: форма проточного канала (а); общий вид (б) [38]

Стабилизация потока на выходе из клапана-регулятора также может быть выполнена следующим образом. Проточная часть клапана (после затвора) выполнена в виде диффузора, перекрытого в нескольких местах разделительными перфорированными дисками, обеспечивающими разделение потока (рисунок 1.7, а). На рисунке 1.7, б, показан пример реализации рассматриваемого технического решения в прямооточном клапане-регуляторе.

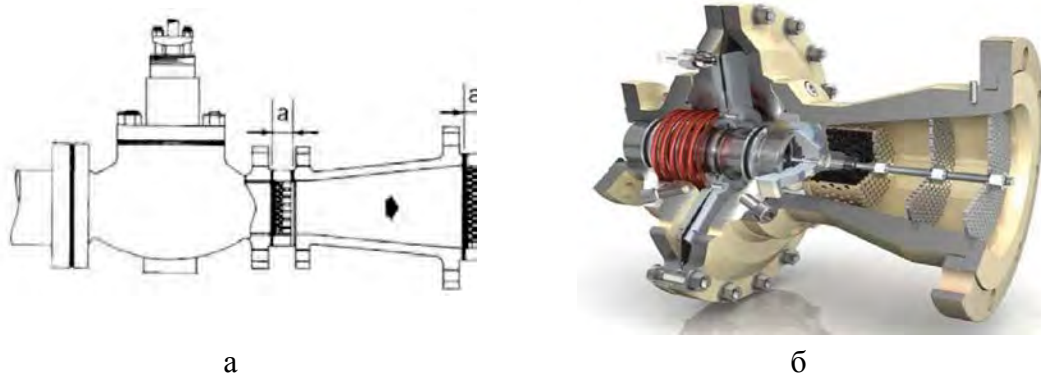


Рисунок 1.7 – Схема размещения устройств шумоподавления в диффузорах: несимметричный клапан (а); симметричный клапан (б) [36]

Снижение шума достигается за счет размещения в расширяющейся проточной части клапана глушителя шума SRS II. По заявлению производителя при равных условиях эксплуатации звуковая мощность генерируемых звуковых колебаний в регуляторе, оснащенный данным устройством, на 30 дБА ниже, чем в регуляторах без устройств шумоподавления.

Из представленного обзора следует, что в большинстве случаев методы снижения пульсаций давления в высокоскоростных потоках, а также подавления генерируемых газодинамических шумов предполагают использование устройств, разбивающих поток и частично гасящих его энергию. Данные решения имеют следующие недостатки:

- разделительные решетки, диафрагмы, картриджи ограничивают пропускную способность регулирующих устройств;
- геометрические размеры делителей потока неизменны и конструкция не предусматривает какой-либо регулировки их пропускной способности, соответственно, можно предположить, что они наиболее эффективны в условиях постоянного расхода или для некоторого узкого диапазона расходов;
- пропускная способность разделителей может снижаться вследствие засорения или обледенения.

1.2.3 Обзор и анализ существующих гасителей вибраций в газопроводных системах

В диссертационной работе Зайца И.Ф. (г. Уфа, 2015 г.) приведены устройства для ограничения колебаний давления газа в трубопроводах. Рассматриваются конструкции, использование которых обусловлено:

- невозможностью устранения колебаний давления в проточной части клапанов-регуляторов;

– формированием колебаний вследствие нарушений структуры высокоскоростного турбулентного потока, выражаемых в образовании отрывных зон и вихрей.

На рисунке 1.8, а, показано стабилизирующее устройство, оснащенное перекрывающей проходное сечение продольной конической вставкой (вход потока вставку выполнен в основании конуса) с отверстиями, предназначенное для снижения колебаний давления среды и устранения вибраций трубопроводов [53]. Перекрывающее проходное сечение, упруго закрепленная с помощью пружин, коническая вставка 1 имеет отверстия, диаметр которых постепенно снижается от основания конуса к его вершине. Коническая вставка 1, дополнительно оснащенная кольцами 6, 14, 7, направляющим 5, пружинами 4 и уплотнительными прокладками 3 образует единый блок (кассету), размещаемый в цилиндрическом корпусе 4. Принцип работы устройства [53]:

- стабилизация потока за счет его разбиения и частичного торможения;
- преобразование колебаний давления в механические колебания упруго закрепленной с помощью пружин конической вставки.

На рисунке 1.8, б, показано стабилизирующее устройство, содержащее [52]:

- цилиндрический корпус 3;
- закрепленную в корпусе перфорированную трубку 2;
- охватывающую перфорированную трубку 2 трубчатую эластичную мембрану 1;

Между корпусом 3 эластичной мембраной 1 образован замкнутый объем, соединяемый через регулирующий узел с газовым резервуаром и окружающей средой. Регулирующий узел включает два клапана (впускной 7 и выпускной 16) с приводами, взаимодействующими с трубчатой мембраной. Принцип работы устройства - гашение пульсаций среды за счет ответной деформации эластичной мембраны.

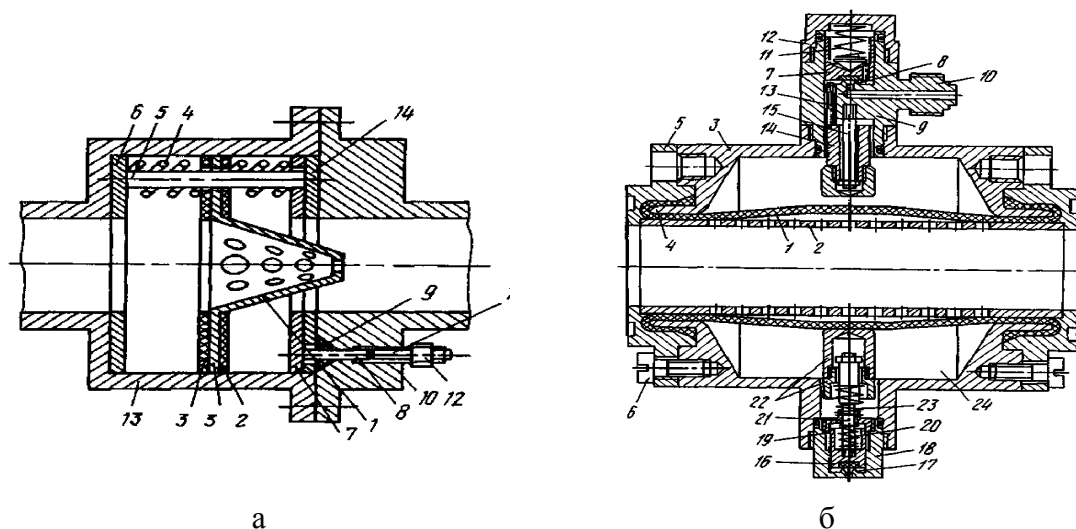


Рисунок 1.8 – Устройства стабилизации давления:

с конической упруго закрепленной вставкой (а) и трубчатой мембраной (б) [52, 53]

На рисунке 1.9 показано устройство стабилизации давления и расхода [33], предназначенное для использования в трубопроводных системах для транспорта жидкостей и газов.

Устройство содержит цилиндрический расширяющийся корпус 1, внутри которого свободно, с зазором, установлена цилиндрическая полая вставка 2 с торцевыми заглушками в виде конусов. При стабильном потоке среды, вставка 2 сохраняет свое положение, в условиях неустойчивого потока среды (скачки, пульсации) вставка 2 смещается в направлении потока и перекрывает трубопровод, в свою очередь лопасти 3 с упругими элементами 5 стабилизируют поток.

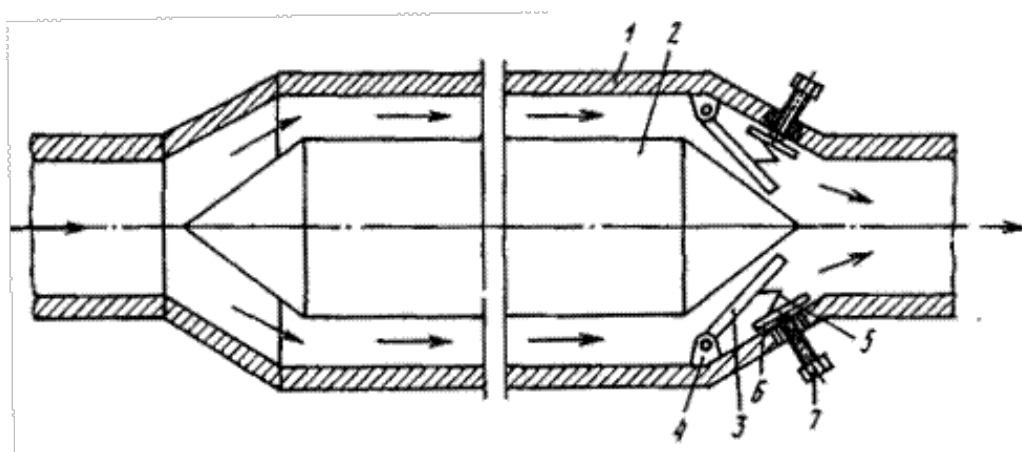


Рисунок 1.9 – Устройства стабилизации давления и расхода с размещением в потоке обтекаемой вставкой [33]

На рисунке 1.10 представлено техническое решение, направленное на стабилизацию давления потока среды.

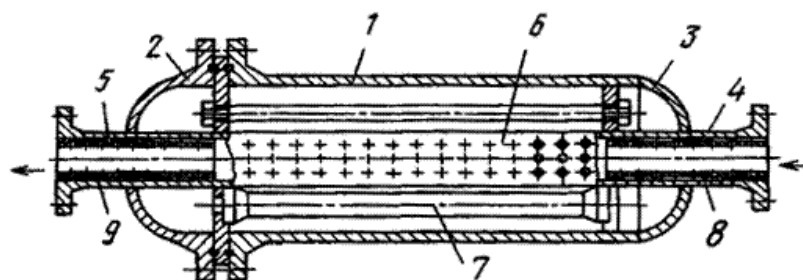


Рисунок 1.10 – Устройство стабилизации давления потока с перфорированными цилиндрическими вставками и перфорированной демпфирующей трубой [33]

Приведенное устройство содержит корпус 1, оснащенный сферическими крышками 2,3 и патрубками 4,5. Внутри корпуса 1 размещена перфорированная труба 6 и упругие демпфирующие элементы 7. Патрубки 4,5 содержат вставки 8,9.

Принцип действия устройства – преобразование энергии пульсации давления потока в механические колебания перфорированной трубы с упругими демпфирующими элементами.

На рисунке 1.11 показано устройство стабилизации сверхзвуковых потоков.

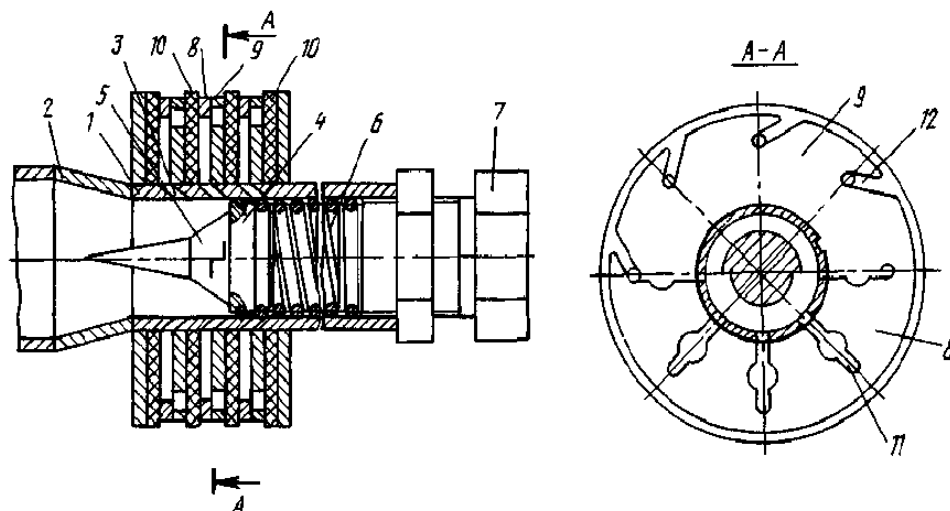


Рисунок 1.11 – Устройство стабилизации сверхзвуковых потоков [33]

Поток сжатого газа, поступаая в сужающийся канал 2, воздействует на перекрывающую сечение, выполненную в виде конуса, вставку 5, которая при перемещении в направлении потока, сжимает цилиндрическую пружину 6, и открывает отверстия 3, соединяющие внутреннюю полость устройства с внешним элементом, обеспечивающим снижение давления газа. Вставка 5 изменяет количество открываемых отверстий 3 за счет передвижения в корпусе 1.

Устройство обеспечивает стабилизацию высокоскоростного потока, а также повышает эффективность глушения шума выпуска при изменяющихся параметрах потока.

К недостаткам рассматриваемых устройств следует отнести:

- широкое использование подвижных элементов;
- ограничение устройствами пропускной способности трубопроводных линий;
- необходимость использования материалов, сохраняющих работоспособность в условиях высоких давлений и скоростей потока.

Использование демпфирующих подвижных элементов может значительно снизить надежность устройств, например, в условиях низких температур, при наличии в газовом потоке жидкой фазы или пылевых частиц. Устройства стабилизации давления, оснащенные элементами разделения и торможения потока в виде перфорированных стенок, как отмечалось ранее, ограничивают пропускную способность трубопроводных линий, имею склонность к обмерзанию и засорению.

1.3 Постановка цели и задач диссертационной работы

Цель работы. Разработка методов снижения вибраций в технологических трубопроводах газораспределительных станций, подверженных динамическому вибрационному нагружению.

Задачи исследования:

- выполнить обзор и анализ состояния методов снижения вибраций в технологических трубопроводах ГРС;
- выполнить экспериментальную оценку механических свойств металла труб технологических трубопроводов ГРС, подверженных воздействию вибраций;
- выполнить расчетное моделирование динамических параметров нагружения трубопроводной обвязки ГРС;
- разработать и обосновать технические решения по уменьшению уровня вибраций в трубопроводной обвязке ГРС.

Выводы по главе 1:

- 1) Выполнен анализ дефектного состояния оборудования ГРС. Определены возможные причины превышения допустимого уровня вибрации технологических трубопроводов, а также источник акустических колебаний высокой мощности.
- 2) Выполнен обзор методов снижения пульсаций давления газа и интенсивности шума в регулирующих устройствах. Установлено, что в большинстве случаев в промышленных образцах регуляторов применяются различные устройства разбиения потока.
- 3) Выполнен обзор устройств снижения интенсивности пульсаций давления газа в трубопроводах. Установлено, что рассматриваемые устройства характеризуются высокими гидравлическими сопротивлениями и не применимы в условиях высоких расходов.

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК МЕТАЛЛА ТРУБ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИЙ

2.1 Выбор образцов и методика проведения механических испытаний

При выполнении работ по реконструкции ГРС ООО «Газпром трансгаз Ухта», в ходе ремонта трубопроводной обвязки, с целью определения особенностей изменения характеристик материала при продолжительной эксплуатации (больше 37 лет) в условиях повышенного вибрационного нагружения, из наземных трубопроводных линий высокого (2,8 МПа) и низкого (1,25 МПа) давления был выполнен отбор трубных образцов, представляющих собой фрагмент надземного трубопровода на входе в фильтр-пылеуловитель (участок высокого давления) и фрагмент коллектора, объединяющего трубопроводы участка редуцирования (участок низкого давления)

Цель проводимых исследований – выявление функциональных зависимостей, определяющих особенности изменения характеристик материала труб в зависимости от величин статического (рабочего давления) и динамического (вибрационного) нагружения.

Обоснование указанной системы отбора фрагментов – различие условий эксплуатации, по интенсивности статических и динамических воздействий:

- трубопровод высокого давления – статические нагрузки стабильны во времени, динамическая составляющая нагружения практически отсутствует;
- трубопроводы низкого давления – статические нагрузки незначительны, интенсивное вибрационное нагружение.

Для оценки механических характеристик металла фрагментов трубопроводных линий были изготовлены образцы в следующих вариантах исполнения:

- прямоугольные образцы, имеющие ширину, соответствующую толщине стенки. Боковые грани образца представляют собой фрагменты наружной и внутренней поверхности стенки трубы без механической обработки;
- прямоугольные образцы уменьшенной ширины, с дополнительной механической обработкой одной или двух боковых граней (со стороны внешней или внутренней поверхности трубы, с одновременной обработкой боковых граней).

Направление вырезки образцов - вдоль и поперек оси трубы. Общее число образцов - 16 (4 полной толщины, 12 - уменьшенной).

При испытаниях на растяжение определялись характеристики прочности и пластичности металла, а также устанавливались особенности изменения указанных свойств при продолжи-

тельной эксплуатации. Результаты испытаний сопоставлялись с данными сопроводительной документации на трубы, а также справочными данными, что позволило оценить степень изменения характеристик металла. Испытания образцов на растяжения выполнялись на разрывной машине МР-100. Контроль малых деформаций рабочей части образца (начальный участок диаграммы растяжения) выполнялся с помощью рычажного тензометра.

Испытания выполнены по ГОСТ 1497-84 «Металлы. Методы испытаний на растяжение». Условный предел текучести и модуль упругости первого рода металла труб определялся по начальному участку диаграммы растяжения образцов (как полной, так и уменьшенной толщины).

2.2 Анализ результатов механических испытаний образцов металла труб

2.2.1 Анализ характеристик прочности и пластичности металла труб

Результаты испытаний на растяжение образцов, изготовленных из фрагментов № 1 и № 2, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты определения характеристик механических свойств образцов металла трубопроводной обвязки ГРС

Номер образца	Описание образца		Характеристики механических свойств					
	Местоположение по толщине стенки трубы	Направление вырезки образца	$\sigma_{0,2}$, МПа	$\sigma_{в}$, МПа	$\sigma_{разр}$, МПа	δ , %	Ψ , %	E, ТПа
1-1	Полной толщины	Поперечное	278	504	709	18,2	32,7	0,196
1-2	Полной толщины	Продольное	286	515	767	21,6	39,9	0,200
1-3	Снаружи	Поперечное	372	534	707	17,5	28,5	0,182
1-4	Посередине	Поперечное	327	526	770	26,2	37,2	0,194
1-5	Внутри	Поперечное	388	526	628	13,8	21,0	0,197
1-6	Снаружи	Продольное	301	544	814	23,8	39,6	0,191
1-7	Посередине	Продольное	338	524	806	27,5	45,8	0,200

Продолжение таблицы 2.1

Номер образца	Описание образца		Характеристики механических свойств					
	Местоположение по толщине стенки трубы	Направление вырезки образца	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	$\sigma_{разр}$, МПа	δ , %	ψ , %	E, ТПа
1-8	Внутри	Продольное	265	520	733	22,5	34,6	0,194
2-1	Полной толщины	Поперечное	353	530	655	19,6	25,0	0,189
2-2	Полной толщины	Продольное	358	534	1037	22,5	61,3	0,189
2-3	Снаружи	Поперечное	312	494	623	12,5	31,0	0,191
2-4	Посередине	Поперечное	346	560	707	22,5	35,5	0,174
2-5	Внутри	Поперечное	350	547	781	21,2	36,0	0,175
2-6	Снаружи	Продольное	339	511	775	20,0	47,1	0,167
2-7	Посередине	Продольное	321	548	906	23,8	53,7	0,193
2-8	Внутри	Продольное	328	536	932	26,2	56,0	0,189

Для сравнительного анализа результатов испытаний использовались характеристики стали марки ст. 4. Согласно акту приемки в эксплуатацию рассматриваемой ГРС технологические трубопроводы на входе и выходе ГРС монтировались из труб диаметром 426 мм, толщиной стенки 10 мм, марка стали труб – сталь ст. 4, что также подтверждается данными сертификатов на трубы.

Установлено, что у образцов металла из фрагмента №1 (нумерация 1-1, 1-2 и т.д.) предел прочности меньше, чем у образцов металла из фрагмента №2 (нумерация 2-1, 2-2 и т.д., рисунок 2.1, а). Данная тенденция свойственна 6 образцам из 8 образцов от каждого фрагмента, которая прослеживается и для условного предела текучести – 5 образцов из восьми. При этом, у 4-х образцов фрагмента №1 значения условного предела текучести меньше требуемого осредненного сертификатного значения 313 МПа (образцы 1-1, 1-2, 1-6 и 1-8).

Ухудшение прочностных свойств металла труб линии редуцирования ГРС, имеющей сравнительно меньшее внутреннее давление транспортируемой среды, обусловлено наличием динамической нагрузки, вызванной высокоскоростным потоком газа на выходе линии редуцирования. Характеристики пластических свойств образцов металла меньше требуемого осредненного сертификатного значения 26%, за исключением 2-х образцов из 16 (рисунок 2.1, б).

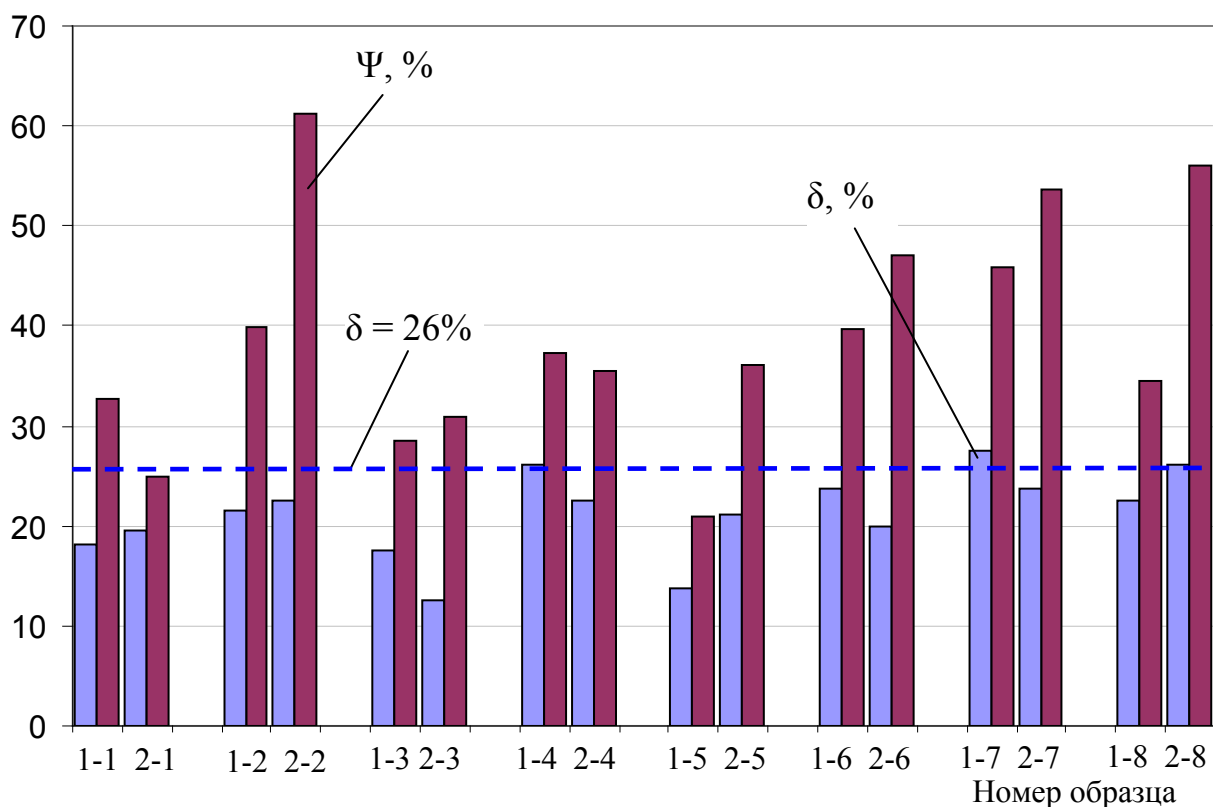
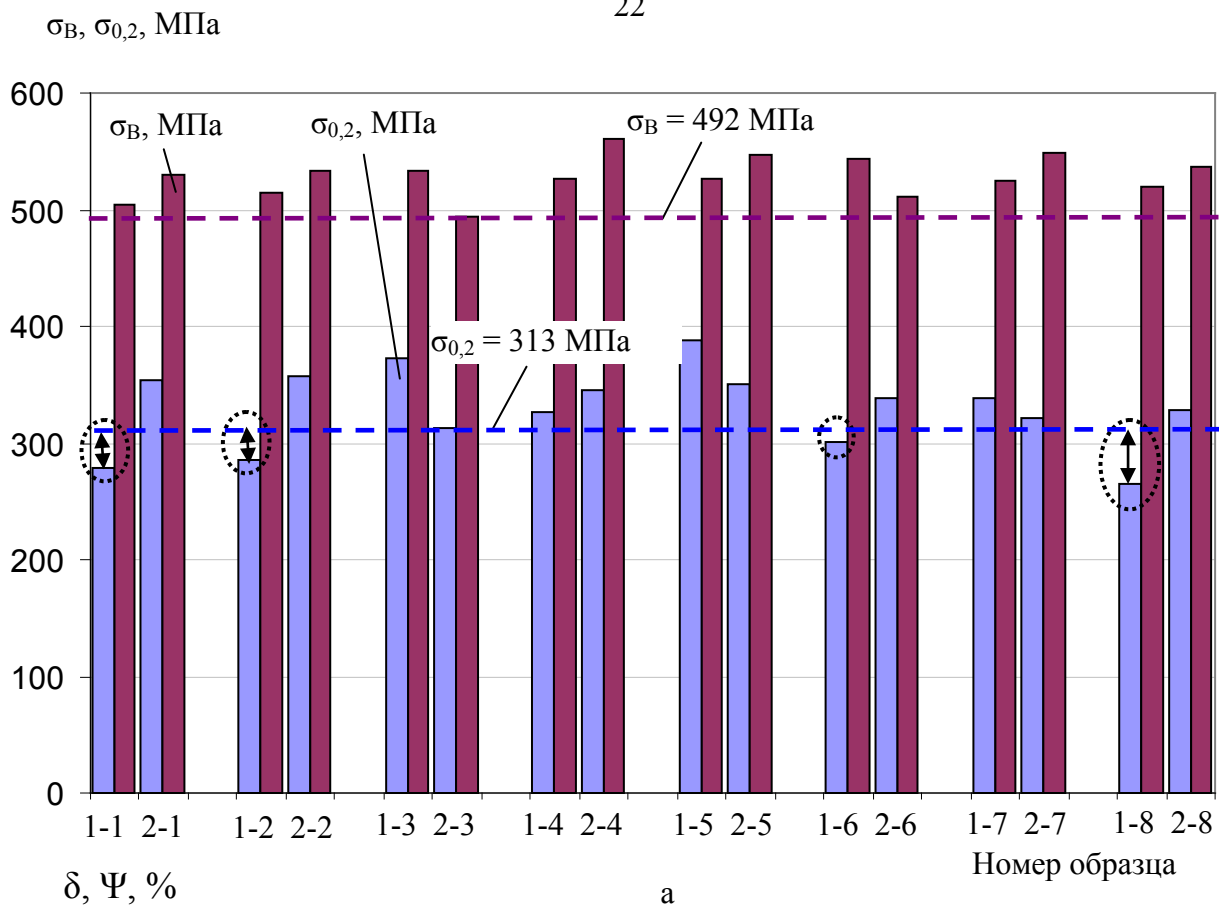


Рисунок 2.1 – Характеристики механических свойств образцов металла труб из трубопроводной технологической обвязки ГРС: предел прочности и условный предел текучести (а), относительное удлинение и относительное сужение образцов после разрыва (б)

Также необходимо отметить, что минимум величины относительного удлинения и относительного сужения при разрушении, зафиксирован при испытаниях образца 1-5, имеющего уменьшенную ширину, одна боковая грань которого соответствует внутренней поверхности стенки трубы.

Результаты проведенных испытаний показывают, что металл трубопроводных линий ГРС, работающих, как при высоком, так и при низком давлении (2,8 МПа и 1,2 МПа) при продолжительной эксплуатации (больше 37 лет) характеризуется пониженной пластичностью. Указанный факт может быть связан с одновременным воздействием на стенки труб, как статических, так и динамических нагрузок от внутреннего давления, при этом динамическая составляющая нагружения (пульсация давления) обусловлена нестабильностью высокоскоростных турбулентных газовых потоков.

Другие влияющие факторы (например, температура воздуха) идентичны для рассматриваемых трубопроводов и не могут оказывать сколь-нибудь заметного влияния на изменение характеристик материала. Достаточно слабо прослеживается взаимосвязь между характеристиками прочности и пластичности. Однако, имеет место, линейная зависимость (коэффициент детерминации 0,8) напряжения разрушения образцов от относительного удлинения при разрушении (рисунок 2.2, а), при этом наблюдается следующее:

- предел прочности остается на одном уровне вне зависимости от величины и динамики изменения относительного удлинения;
- условный предел текучести снижается.

Для относительного сужения характерны аналогичные взаимосвязи (рисунок 2.2, а).

2.2.2 Расчет работы деформации образцов при растяжении

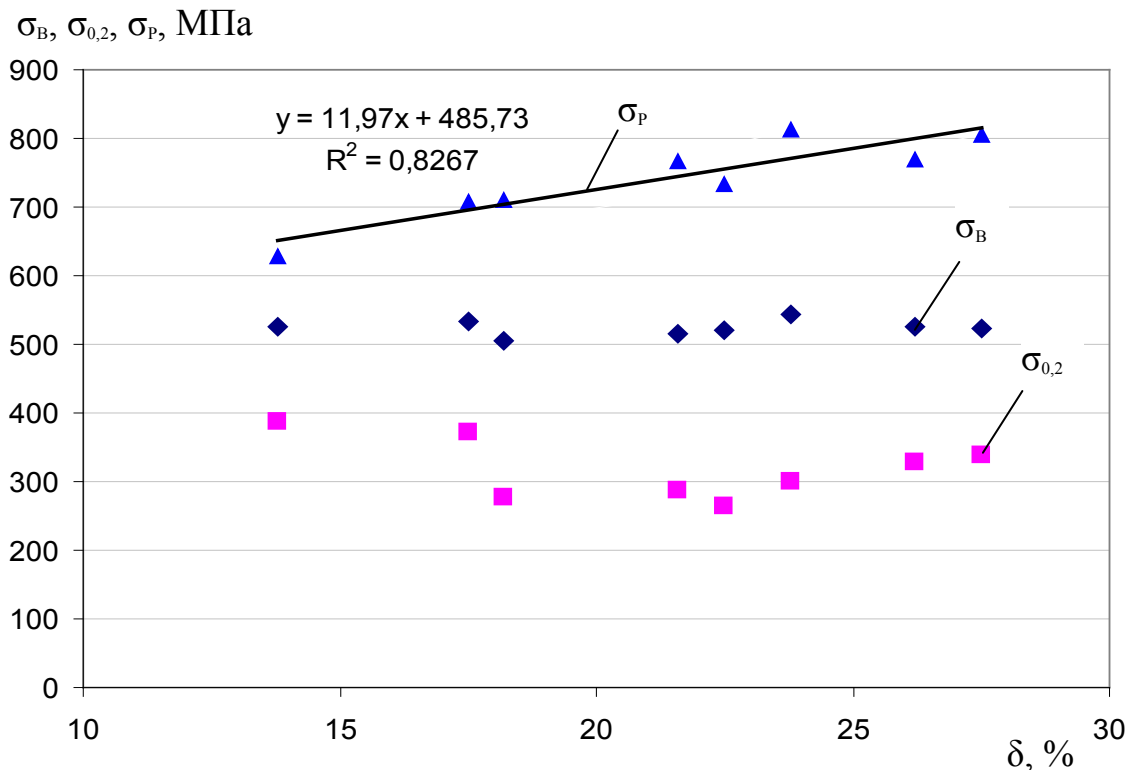
Известно, что работа деформации образца при растяжении может быть определена по выражению (рисунок 2.3):

$$A = \int_0^{\Delta l} (F + dF) dl \approx \int_0^{\Delta l} F dl, \quad (2.1)$$

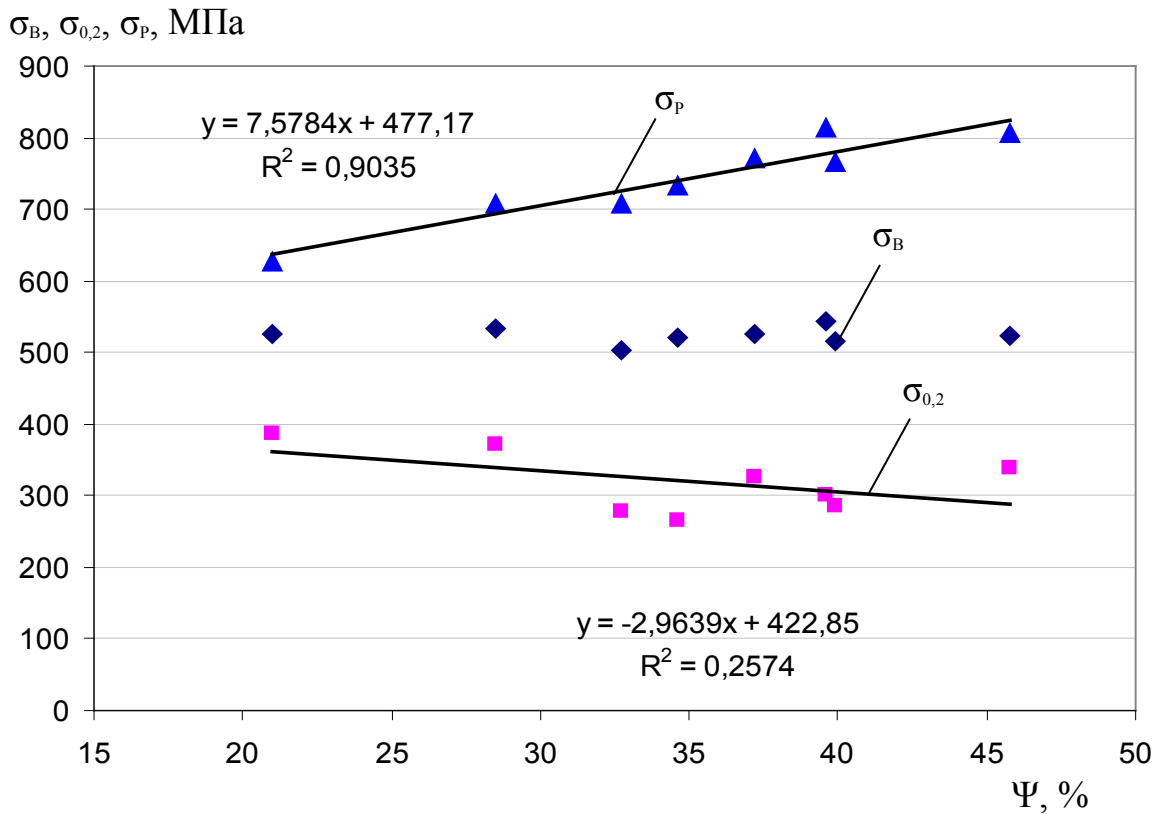
где F – нагрузка, Н; Δl – удлинение образца, м.

Удельная работа деформации образца (работа деформации единичного объема) определяется по выражению:

$$A_{уд} = \frac{A}{S_0 \cdot l_0}, \quad (2.2)$$

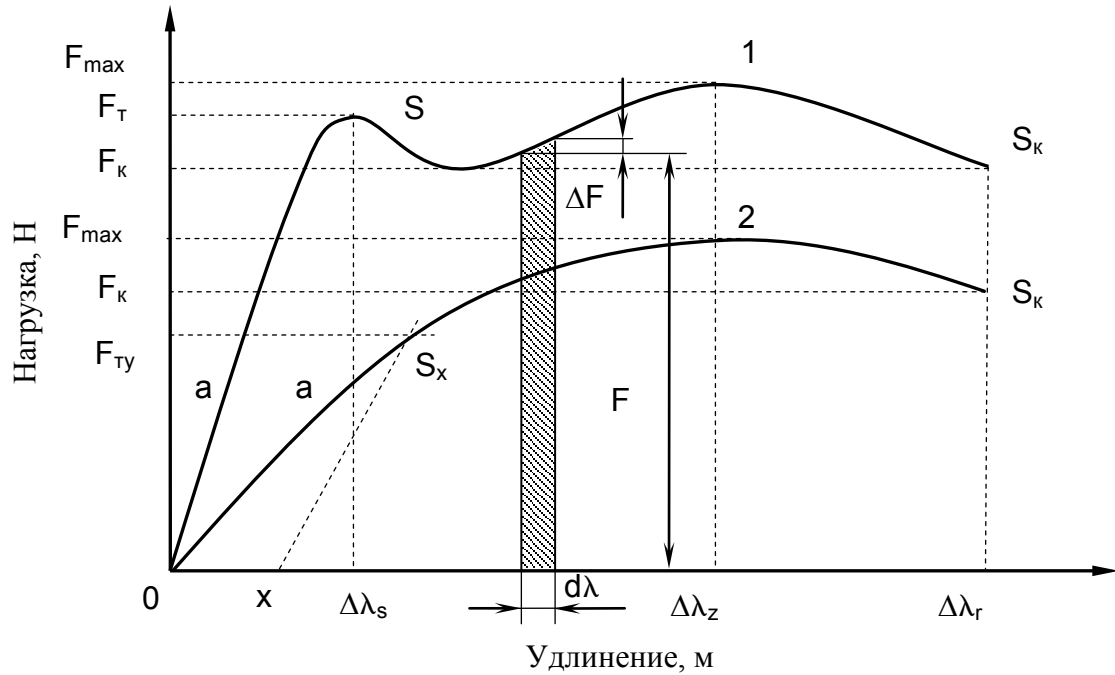


а)



б)

Рисунок 2.2 – Зависимости предела прочности, условного передела текучести и напряжения разрушения: от относительного удлинения после разрыва (а) и относительного сужения (б) образцов металла из фрагмента № 2



1 – материал имеет предел текучести; 2 – материал не имеет предела текучести;
 а – участки прямолинейного направления кривой в начале кривой «нагрузка-удлинение»; S – предел текучести; x – отрезок на оси удлинения для определения условного предела текучести;
 S_x – условный предел текучести; S_K – предел прочности при разрыве

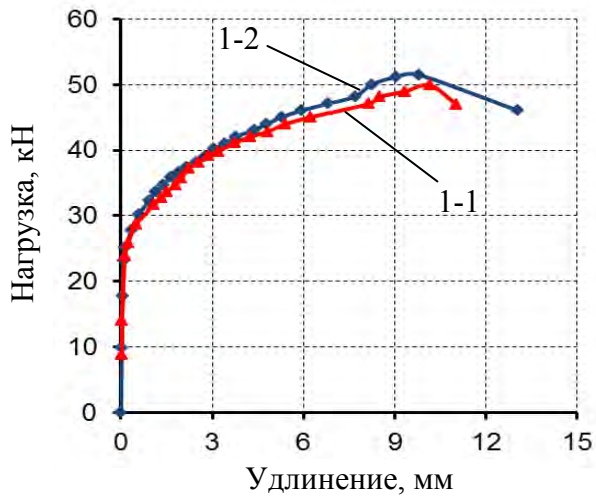
Рисунок 2.3 – Диаграмма растяжения образца

Работа деформации образцов определялась по диаграмме «нагрузка-удлинение» как сумма площадей элементарных трапеций. Расчетное выражение для расчета работы деформации следующее:

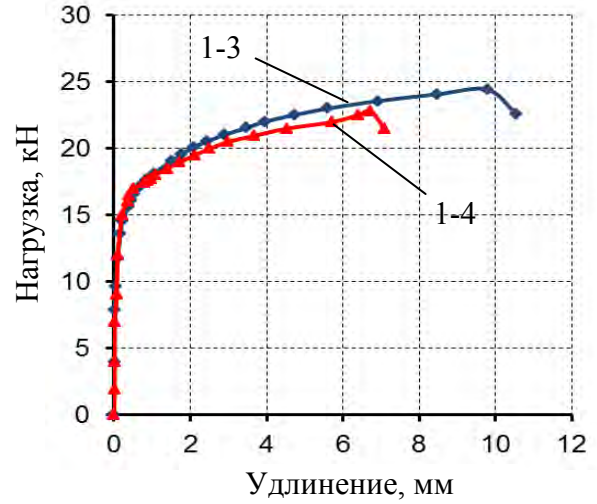
$$A_i = \sum_{i=1}^n \left(\left(\frac{F_i + F_{i+1}}{2} \right) \cdot (\Delta l_{i+1} - \Delta l_i) \right) \quad (2.3)$$

где i – шаг нагружения образца; F_i, F_{i+1} – нагрузка на каждом шаге нагружения, Н; $\Delta l_i, \Delta l_{i+1}$ – удлинение образца на каждом шаге нагружения, м; n – общее количество шагов нагружения.

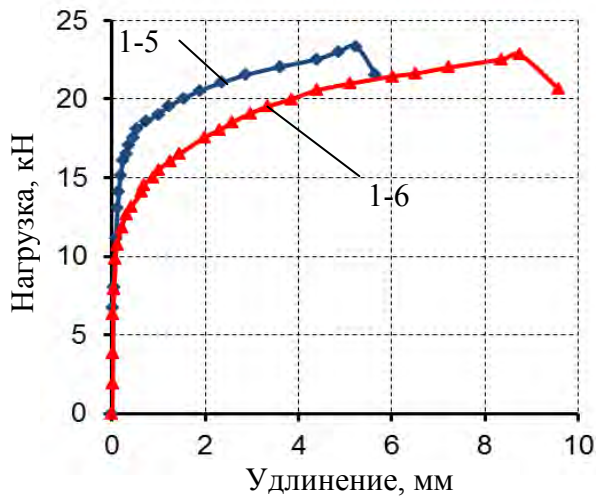
Полные диаграммы растяжения представлены на рисунках 2.4, 2.5, распределения удельной работы деформации образцов при растяжении представлены на рисунке 2.6, а зависимость удельной работы деформации образцов от удлинения при растяжении на рисунках 2.7, 2.8.



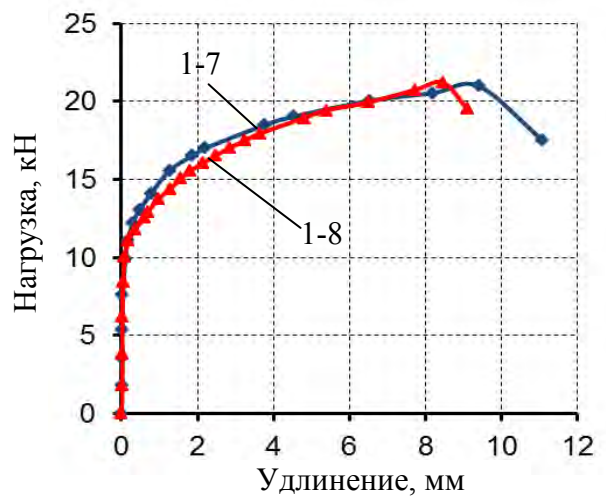
а



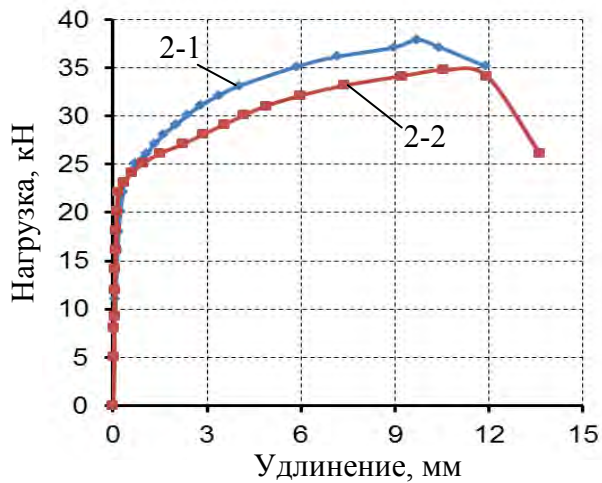
б



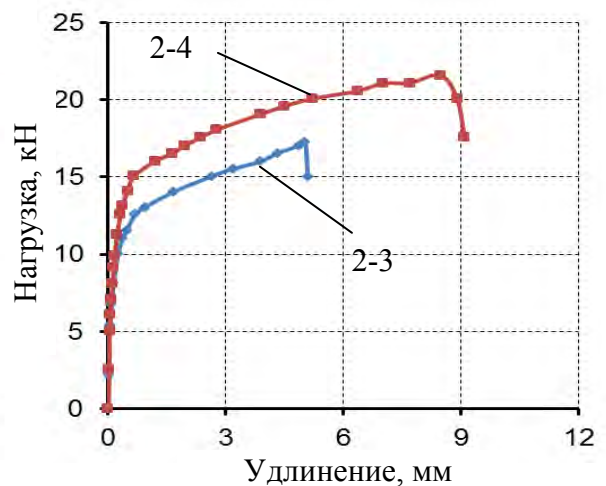
в



г



д



е

Рисунок 2.4 – Диаграммы «нагрузка-удлинение», полученные по результатам испытания на растяжение: образцов 1-1 и 1-2 (а); 1-3 и 1-4 (б); 1-5 и 1-6 (в); 1-7 и 1-8 (г); 2-1 и 2-2 (д); 2-3 и 2-4 (е)

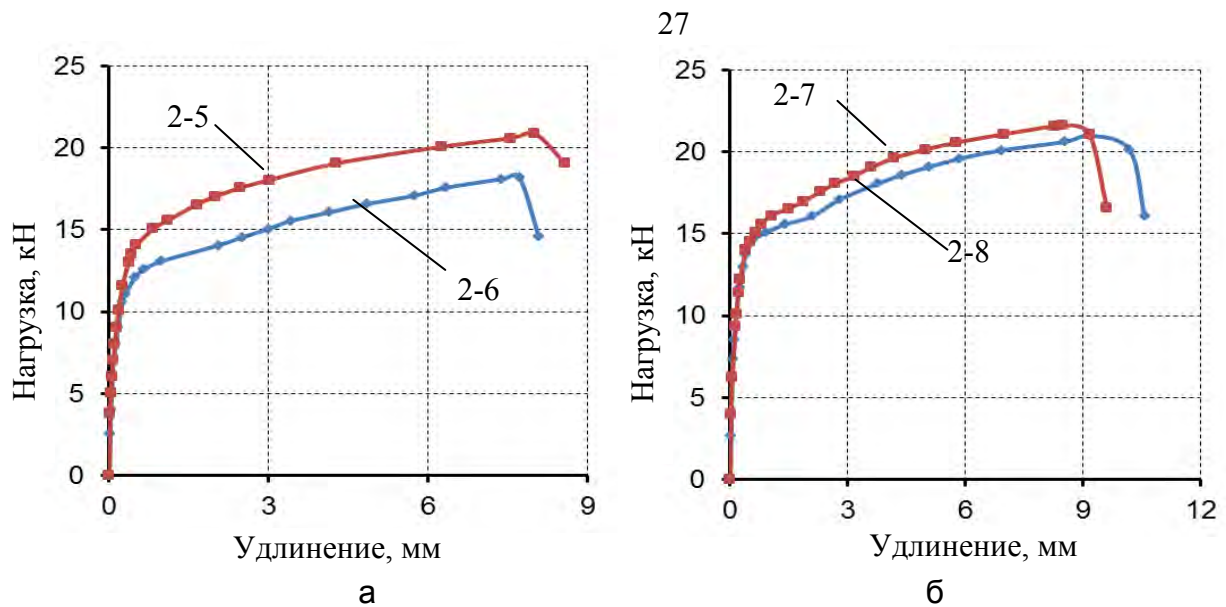


Рисунок 2.5 – Диаграммы «нагрузка-удлинение», полученные по результатам испытания на растяжение: образцов 2-5 и 2-6 (а); 2-7 и 2-8 (б)

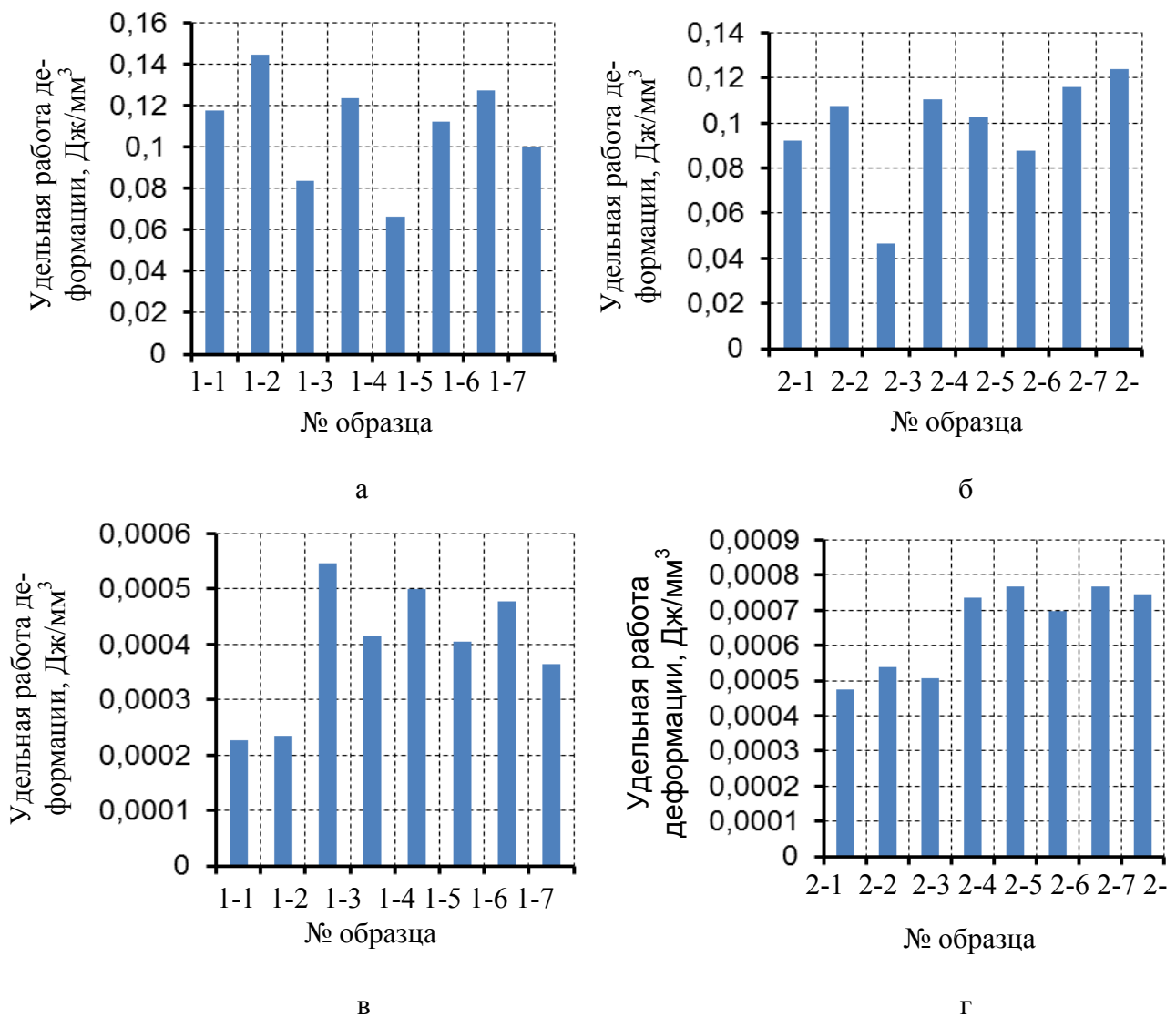


Рисунок 2.6 – Удельная работа деформации образцов при растяжении: полная (а, б); в упругой области (в, г)

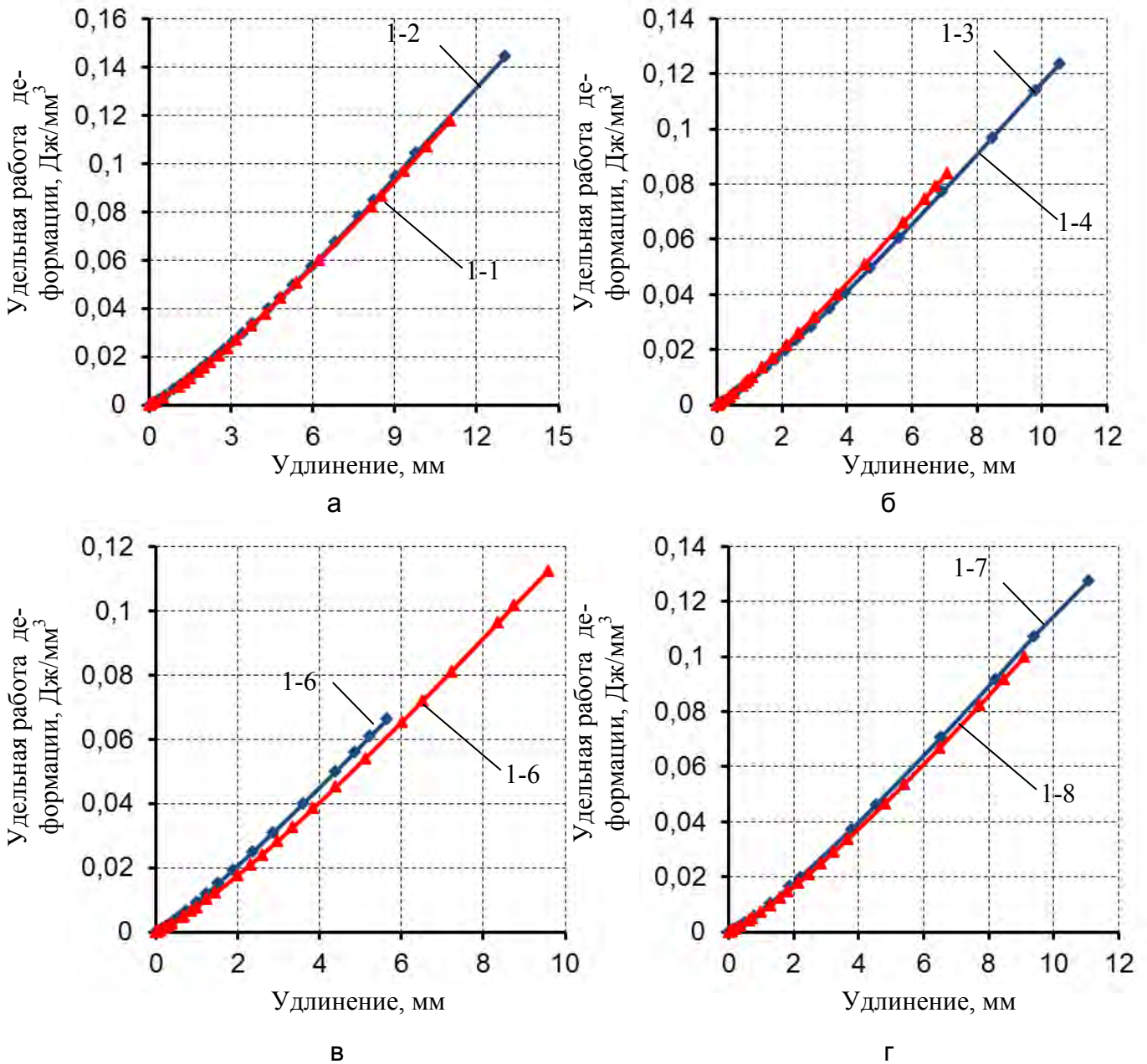


Рисунок 2.7 – Зависимость удельной работы деформации образцов от удлинения при растяжении; 1-1 и 1-2 (а); 1-3 и 1-4 (б); 1-5 и 1-6 (в); 1-7 и 1-8 (г)

Установлено, что минимальные значения полной удельной работы деформации характерны для образцов, которые имеют минимальные значения относительного удлинения после разрыва: $0,04 \text{ Дж/мм}^3$ у образца № 2-3 ($\delta = 12,5 \%$), $0,06 \text{ Дж/мм}^3$ у образца № 1-5 ($\delta = 13,8 \%$), $0,08 \text{ Дж/мм}^3$ у образца № 1-3 ($\delta = 17,5 \%$). При этом образец № 1-1, который по относительному удлинению примерно сопоставим с образцом № 1-3 ($\delta = 18,2 \%$) по значению полной удельной работы деформации соответствует ее среднему уровню значений ($0,12 \text{ Дж/мм}^3$).

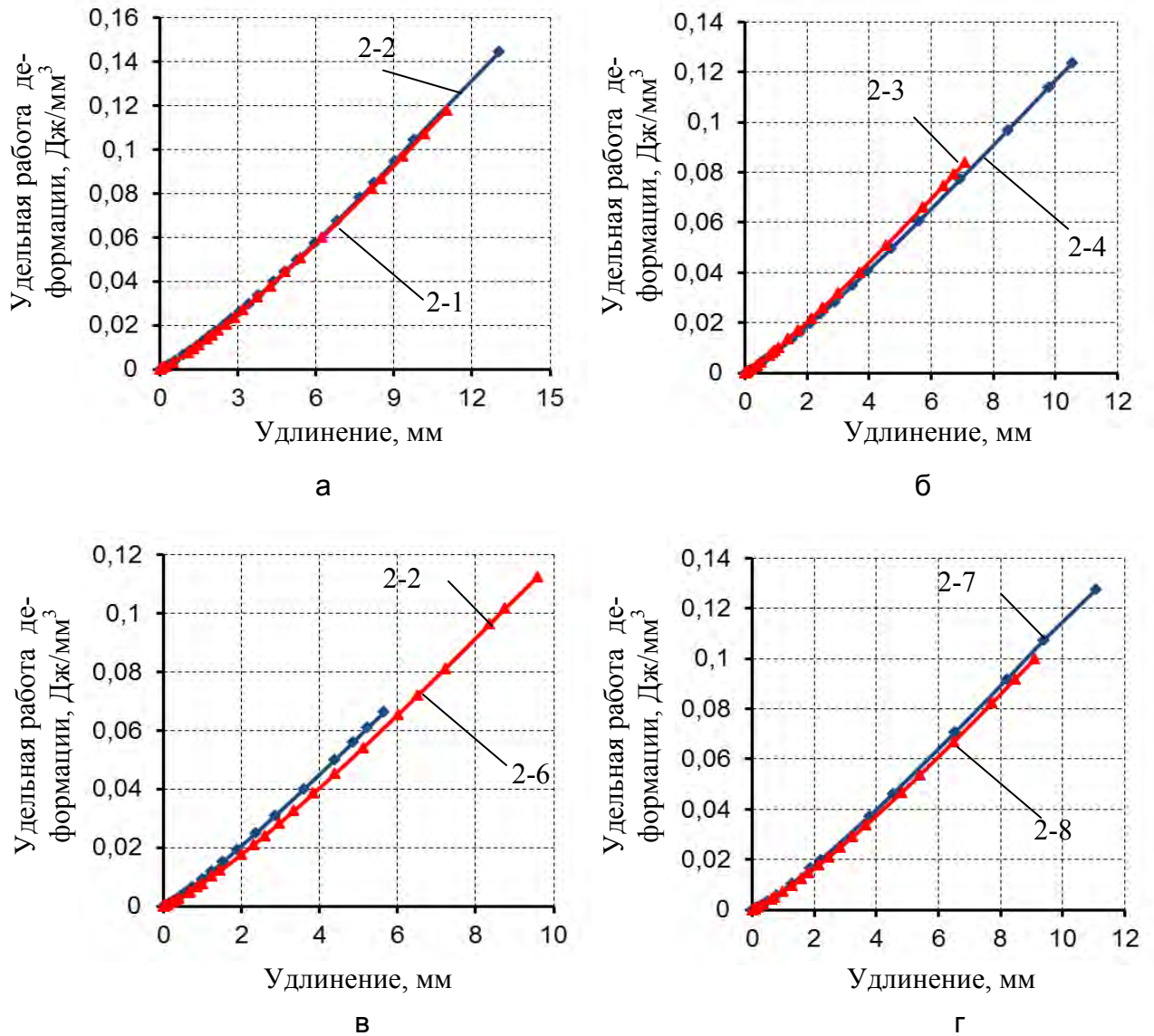


Рисунок 2.8 – Зависимость удельной работы деформации образцов от удлинения при растяжении: 2-1 и 2-2 (а); 2-3 и 2-4 (б); 2-5 и 2-6 (в); 2-7 и 2-8 (г)

Максимальное значение полной удельной работы деформации характерно для образца № 1-2 (0,14 Дж/мм³). При этом, относительное удлинение после разрыва образца № 1-2 ($\delta = 21,6\%$) укладывается в диапазон нормативных значений, но приближено к нижней нормативной границе 20 %.

2.3 Анализ результатов определения твердости и исследования микроструктуры металла труб

Измерение твердости металла образцов из труб технологической обвязки ГРС проводилось с целью оценки степени однородности его механического состояния. Для измерения твердости использовали ультразвуковой измеритель твердости УЗИТ-2М. Твердость определяли на образцах, предназначенных для испытания на статическое растяжение. Измерения проводили по краям образцов, в областях, предназначенных под зажимы разрывной машины. На образцах полной толщины измерения проводили на одной из боковых граней образцов, то есть в области сечения образцов по толщине стенки трубы, на образцах уменьшенной толщины – на поверхности, расположенной в одной плоскости с поверхностью трубы. Результаты измерений представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты определения твердости образца № 1 металла трубопроводной обвязки ГРС

Обозначение образцов							
1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8
180	192	170	225	173	146	146	174
187	178	212	210	182	168	140	163
158	188	168	189	184	180	156	207
189	184	180	195	155	172	153	175
155	192	147	184	210	176	147	220
188	190	185	193	207	177	142	179
168	182	187	206	164	167	156	183
157	164	179	215	147	170	154	178
171	190	176	200	172	154	139	185
189	186	163	197	207	176	160	220
156	191	207	178	190	190	157	198
187	177	159	183	167	155	142	199
160	181	180	176	200	200	135	202
182	178	212	203	202	182	144	190
187	206	173	207	160	170	156	160
157	169	182	220	174	168	145	153
176	198	142	193	184	182	165	189
190	190	200	215	196	166	153	215

Продолжение таблицы 2.2

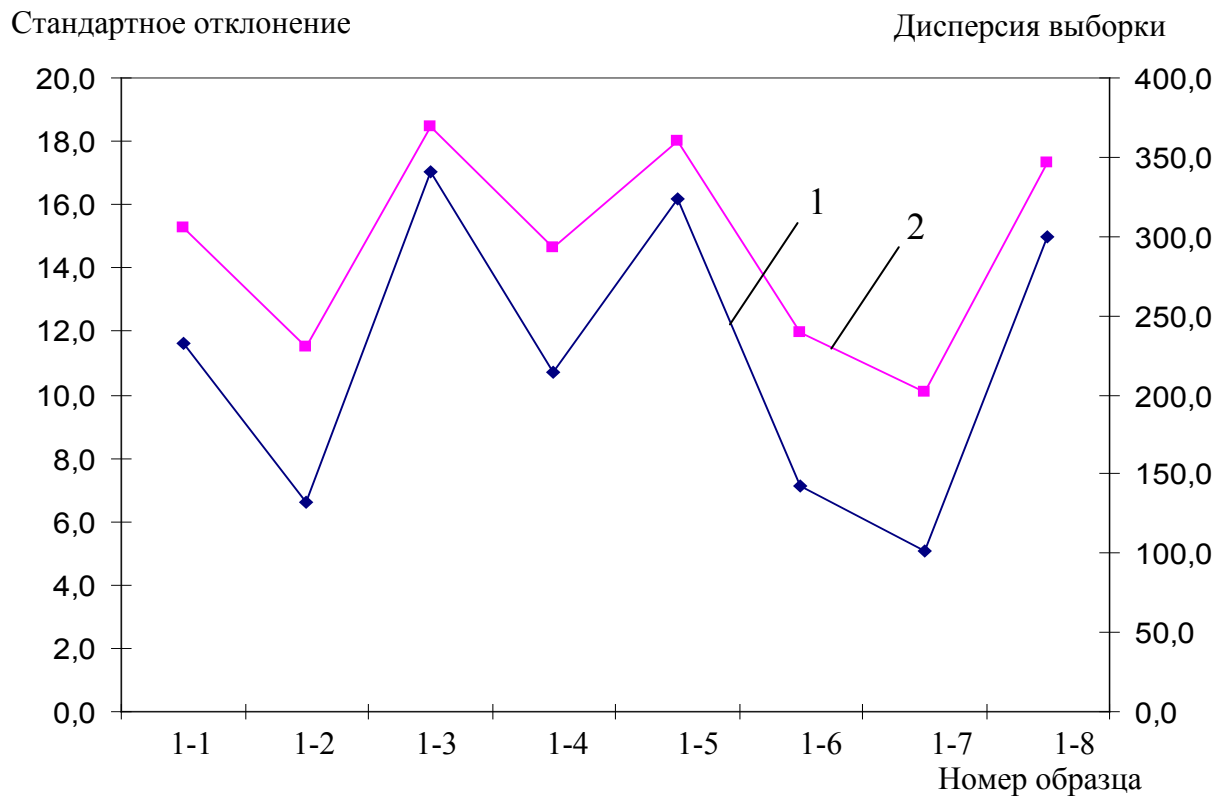
Обозначение образцов							
1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8
160	180	168	184	172	184	161	185
200	185	176	191	163	176	157	186
154	211	163	193	195	168	130	185
180	198	200	186	186	180	127	193
188	210	165	210	169	160	151	179
150	185	174	227	160	182	159	188

Применительно к результатам определения твердости рассчитывали выборочные статистические характеристики согласно методике расчета для малой выборки значений. Результаты расчета представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты расчета статистических характеристик твердости образца № 1 металла трубопроводной обвязки ГРС

	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8
Среднее	173,7	187,7	177,8	199,2	180,0	172,9	149,0	187,8
Стандартная ошибка	3,1	2,3	3,8	3,0	3,7	2,4	2,1	3,5
Медиана	178,0	187,0	176,0	196,0	178,0	174,0	152,0	185,5
Мода	187,0	190,0	212,0	193,0	184,0	168,0	156,0	185,0
Стандартное отклонение	15,3	11,5	18,4	14,6	18,0	12,0	10,1	17,3
Дисперсия выборки	232,7	131,9	340,2	214,0	324,2	142,8	101,3	300,0
Эксцесс	-1,5	0,3	-0,1	-0,8	-1,0	0,6	-0,4	0,0
Асимметричность	-0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	-0,1	-0,6	0,1
Интервал	50,0	47,0	70,0	51,0	63,0	54,0	38,0	67,0
Минимум	150,0	164,0	142,0	176,0	147,0	146,0	127,0	153,0
Максимум	200,0	211,0	212,0	227,0	210,0	200,0	165,0	220,0
Сумма	4169,0	4505,0	4268,0	4780,0	4319,0	4149,0	3575,0	4506,0

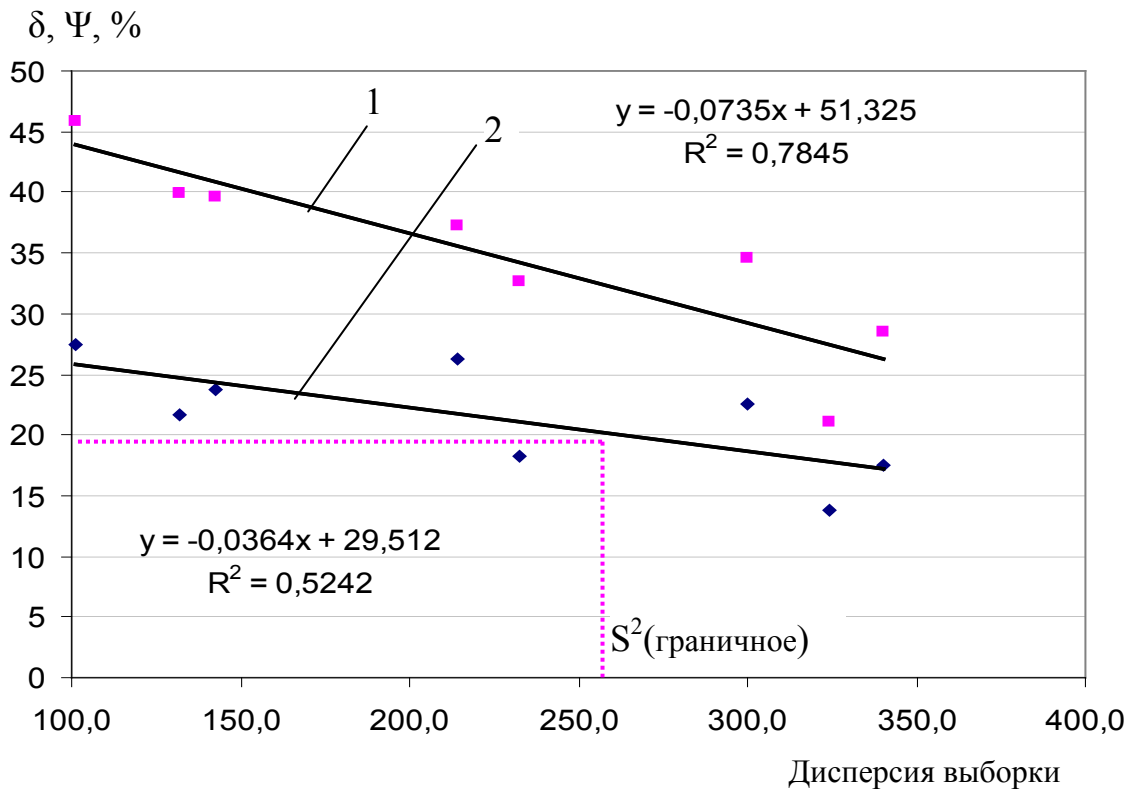
К характеристикам неоднородности распределения измеренных чисел твердости по образцам относятся стандартное отклонение, дисперсия выборки, коэффициент вариации (рисунок 2.9). Очевидно, что наибольший разброс измеренных значений твердости наблюдается на образцах № 1-1, 1-3, 1-5 и 1-8.



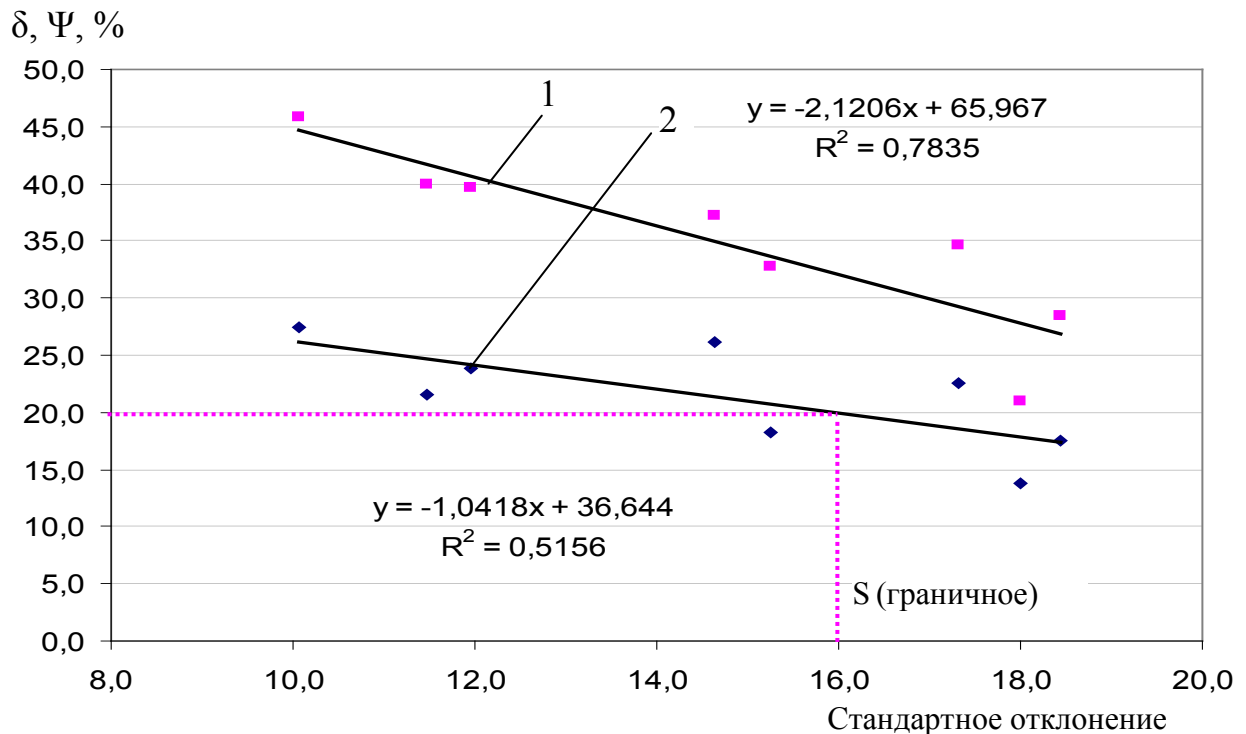
1 – дисперсия выборки, 2 – стандартное отклонение

Рисунок 2.9 – Распределение характеристик вариации чисел твердости по образцам

Характерно, что именно на данных образцах зафиксирована недостаточная величины условного предела текучести (см. рисунок 2.1, а), а на 2-х из них относительное удлинение после разрыва образцов существенно меньше установленной нормативной величины 26 % (см. рисунок 2.1, б). При этом, связь статистических характеристик – дисперсии выборки и стандартного отклонения от относительного удлинения и относительного сужения образцов после разрыва характеризуется единообразной зависимостью: с увеличением разброса твердости металла образцов показатели пластичности металла уменьшаются (рисунки 2.10, 2.11). Причем, если для относительного удлинения наблюдается нестрогая зависимость, а скорее общий тренд изменения показателей (коэффициент аппроксимации R^2 невысок – 0,52), то для относительного сужения наблюдается линейная функциональная зависимость между показателями с коэффициентом аппроксимации $R^2 = 0,78$.



1 – относительное сужение, 2 – относительное удлинение образцов после разрыва
 Рисунок 2.10 – Зависимость относительного удлинения и относительного сужения от дисперсии твердости образцов металла труб из трубопроводной технологической обвязки ГРС низкого давления



1 – относительное сужение; 2 – относительное удлинение образцов после разрыва
 Рисунок 2.11 – Зависимость относительного удлинения и относительного сужения от стандартного отклонения твердости образцов металла труб из трубопроводной технологической обвязки ГРС низкого давления

Практическое использование данных зависимостей заключается в оценке расчетных значений дисперсии и стандартного отклонения чисел твердости относительно граничных значений, полученных по данным зависимостям. В частности, для рассматриваемого случая, по величине минимально допустимого значения относительного удлинения после разрыва образцов 20 %, определяем граничные величины дисперсии (260 ед.) и стандартного отклонения (16 ед.). Далее тестируем твердость на объекте, в случае получения дисперсии и стандартного отклонения более граничных величин, считаем, что тестируемый металл имеет недостаточные показатели пластичности по относительному удлинению после разрыва образцов.

Таким образом, установлено, что показатели пластических свойств металла образцов из трубопроводной обвязки ГРС низкого давления определяются однородностью структуры и свойств, которые можно протестировать по твердости, определяемой на различных участках поверхности и по сечению толщины стенки металла труб. Классической зависимости предела прочности от средних значений твердости на выборке полученных данных не прослеживается.

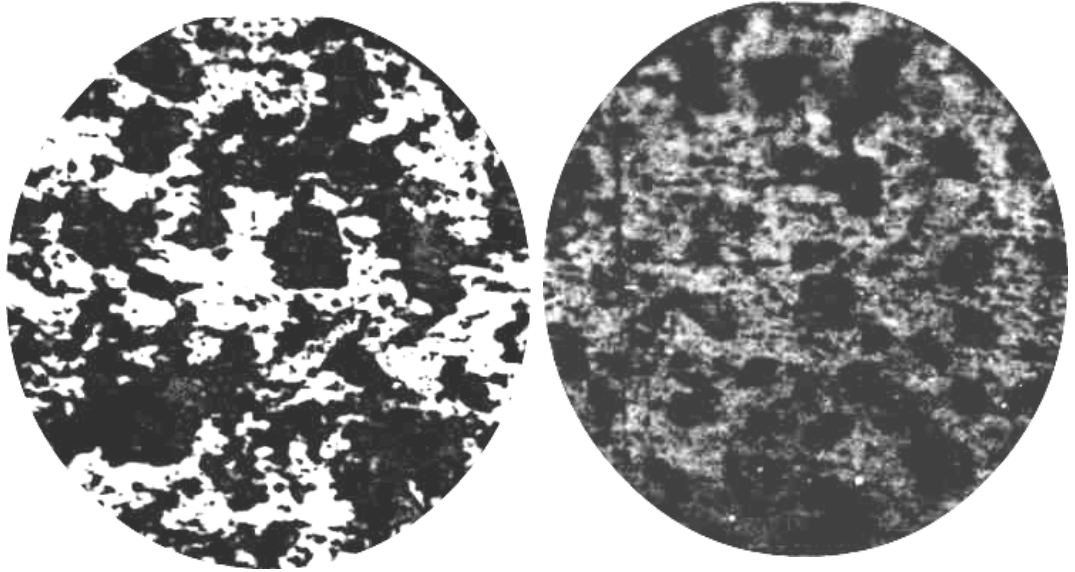
Для контроля твердости, измеренной с помощью прибора УЗИТ-2М, выполнили стандартные измерения твердости по Бринеллю с помощью механического прибора ТПБ-5013. Диаметр шарика 5 мм, испытательная нагрузка 750 кг. Предварительно прибор откалиброван по эталонам твердости, поверхность образцов в точках замеров механически выровнена до шероховатости не более до $R_z=40$. Установлено, что расхождение средних чисел твердости составляет не более 10–15 %, таким образом, определение твердости выполнено корректно.

Для интерпретации выявленных закономерностей были выполнены металлографические исследования, целью которых являлось выявление структурных особенностей металла, способных повлиять на характеристики его механических свойств. Исходя из предположения, что в различные области сечения трубы по толщине стенки могут испытывать различные по величине и характеру воздействия, исследования микроструктуры провели в 3-х сечениях по толщине стенки, а также отдельно наружной и внутренней поверхности.

Исследования проводились на металлографическом микроскопе.

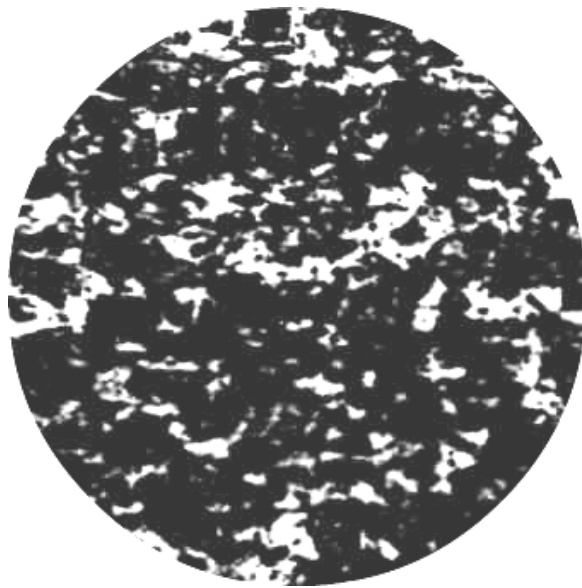
Для определения структурных особенностей во внутренних объемах металла провели исследования структуры послойно: шлиф металла был размечен на пять областей соответственно толщиной по 1,5 мм для образца № 2, и по 2 мм для образца №1.

Установлено, что структура металла образца № 2 однородная, не содержит признаков деформационных изменений, по составу наблюдается некоторое увеличение перлитной составляющей в нижней части сечения толщины стенки трубы (рисунок 2.12).



а

б



в

Рисунок 2.12 – Микроструктура, $\times 120$ металла образца № 2 на трех уровнях по толщине стенки трубы: 1,5-3,0 мм (а), 3,0-4,5 мм (б), 4,5-6,0 мм (в)

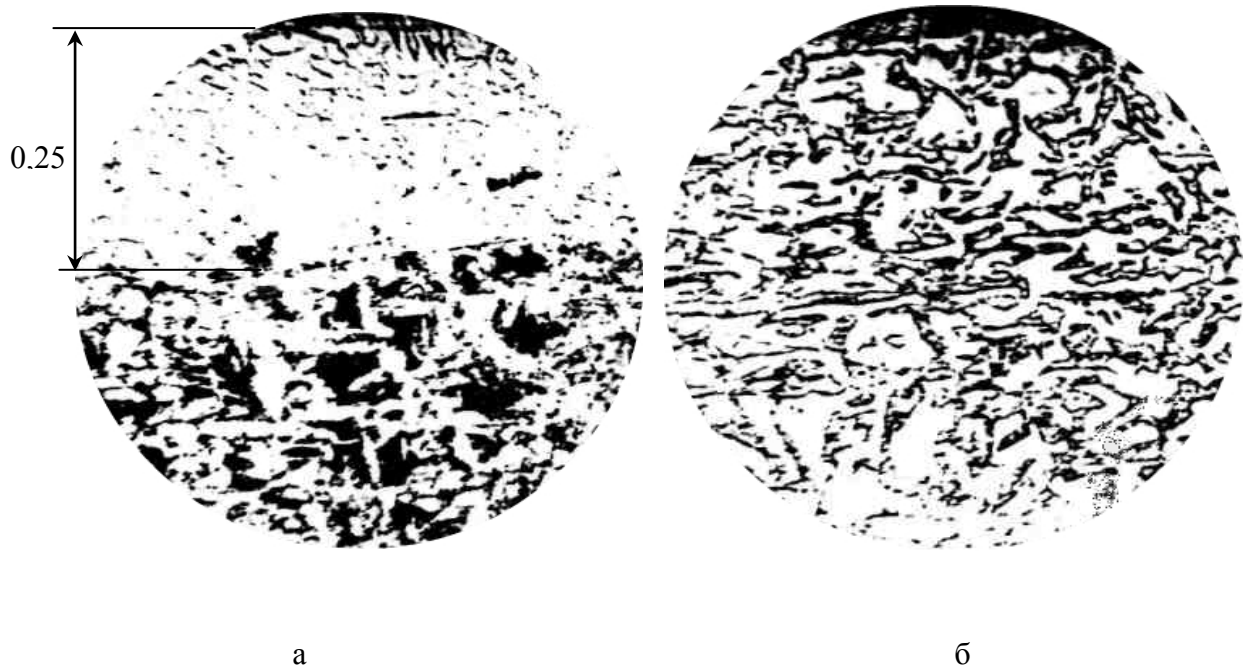


Рисунок 2.13 – Микроструктура, $\times 30$ металла образца № 1: наружная поверхность трубы (а), внутренняя поверхность трубы (б)

На рисунке 2.13 показано состояние наружной и внутренней поверхностей образца № 1. Вблизи наружной поверхности наблюдается частичное обезуглероживание на глубину 0,25 мм. Структура металла вблизи внутренней поверхности трубы также имеет свои особенности: перлит распределен не в виде объемных включений, а в виде плоских извилистых пластинчатых включений. Данные особенности структуры вблизи поверхностей металла трубы могут вызывать ухудшение пластических свойств металла труб, что и было зафиксировано в ходе механических испытаний образцов из фрагмента металла № 1.

Микроструктура металла с увеличением $\times 120$ показана на рисунке 2.14, а. Структура феррито-перлитная, крупнозернистая, предположительно, соответствует структуре стали марки ст 4сп, величина зерна соответствует баллу № 6-7.

Послойное распределение микроструктуры в образце № 1 по толщине стенки трубы показало, что микроструктура неравномерная, полосчатая. Как видно, полосы феррито-перлитной смеси чередуются с полосами, где сосредоточен чистый феррит (рисунок 2.14, в). Максимальная ширина полос достигает до 0,5–0,7 мм.

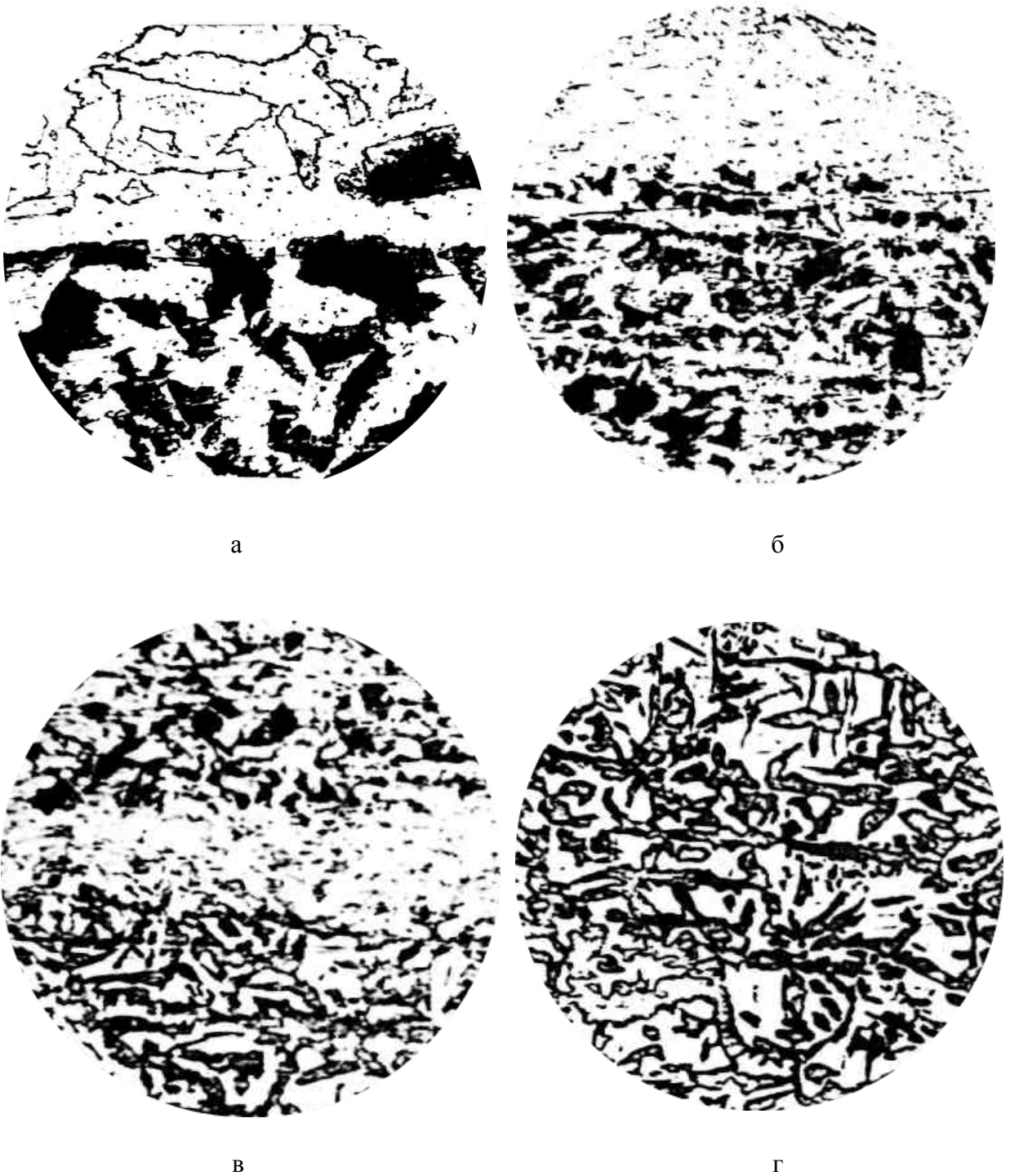


Рисунок 2.14 – Микроструктура металла образца № 1 на трех уровнях по толщине стенки трубы: $\times 120$ (а), $\times 30$ 2,0-4,0 мм (б), 4,0-6,0 мм (в), 6,0-8,0 мм (г)

Образование полос может быть как следствием неоднородности нагрева и охлаждения стали при термообработке на стадии производства трубы, так и следствием ликвации элементарных составляющих стали, в первую очередь, углерода, в определенных особых условиях эксплуатации, связанных, например, с воздействием динамического нагружения от высокоскоростного пульсирующего потока перекачиваемого газа.

Выводы по главе 2:

1) Проведена экспериментальная оценка характеристик металла труб технологических трубопроводов ГРС. Установлено, металл труб на участке низкого давления претерпевает ухудшение пластических свойств, которое может быть объяснено возникновением динамического характера нагружения, то есть кольцевые напряжения, уже не носят квазистатический характер, а характеризуются наложением пульсирующей нагрузки от скоростного потока дроселируемого газа.

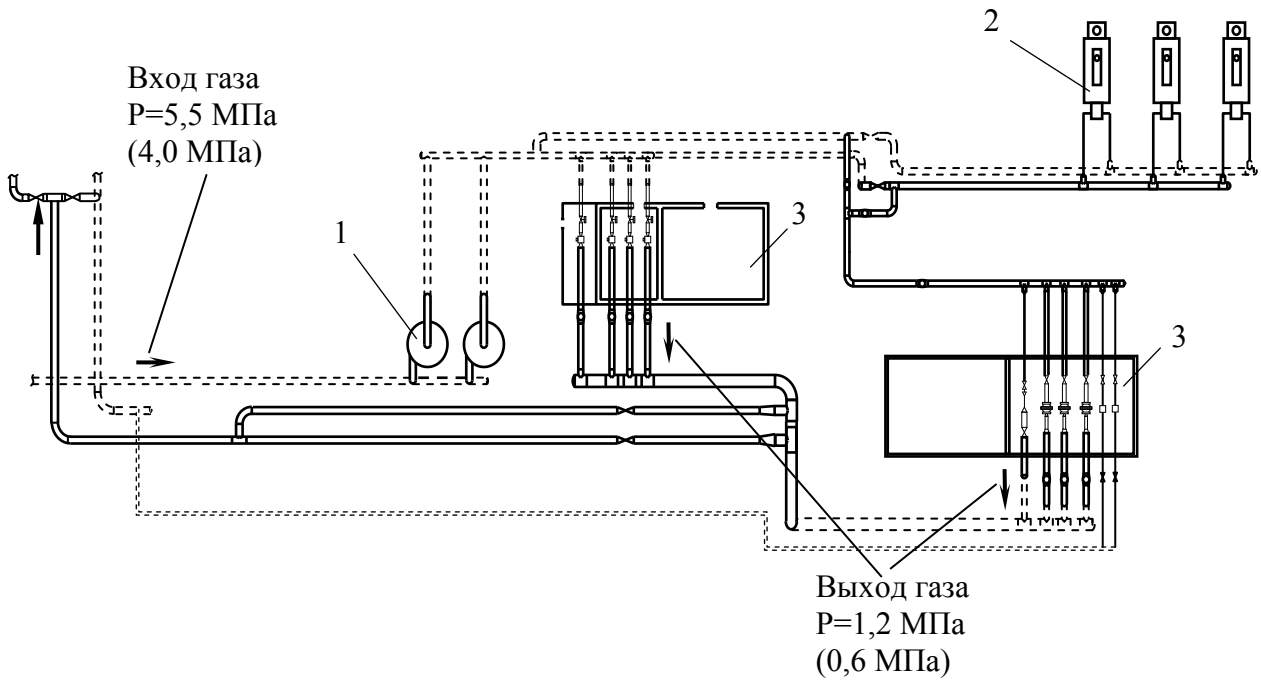
2) По результатам металлографического обследования установлено, что вблизи наружной поверхности трубы наблюдается частичное обезуглероживание на глубину 0,25 мм. Структура металла вблизи внутренней поверхности трубы также имеет ряд особенностей (перлит распределен не в виде объемных включений, а в виде плоских извилистых пластинчатых включений).

3 РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОТОКА ГАЗА, ВЫЗЫВАЮЩЕГО ВИБРАЦИИ, В ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКЕ ГРС

3.1 Анализ технических решений и режимов эксплуатации ГРС

3.1.1 Объект исследований

Объект проведения исследований – ГРС «Эжва», ООО «Газпром трансгаз Ухта». Назначение объекта – газоснабжение ТЭЦ ЛПК г. Сыктывкара. Принципиальная схема объекта показана на рисунке 3.1. Схема прокладки труб на участке редуцирования показана на рисунке 3.2. Снижение давления газа осуществляется на двух регуляторах РДУ – 100 – 64. Дополнительно введена в действие линия малого расхода с регуляторами РД – 40 – 84.



1 – пылеуловители; 2 – подогреватели газа; 3 – узлы редуцирования ГРС

Рисунок 3.1 – Общая схема ГРС «Эжва»

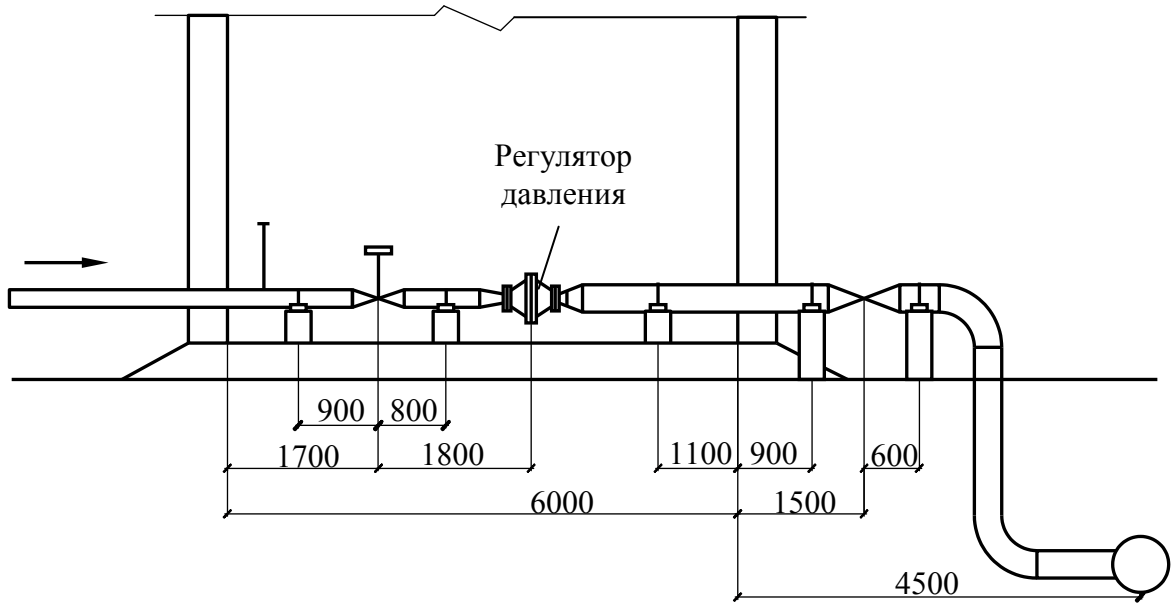


Рисунок 3.2 – Участок редуцирования газа ГРС «Эжва»

По результатам обзора нормативной и исполнительной документации установлено, что положение, геометрические и прочностные характеристики, трубопроводов, отводов, тройников, запорной и регуливающей арматуры, соответствуют проектным решениям, нарушений не зафиксировано.

Оборудование по очистке газа от механических примесей, подогреватели газа, регуляторы газа, оборудование КИП и А находятся в исправном техническом состоянии, нарушений в работе не выявлено.

Согласно журналу учета состояния воздушной среды уровень загазованности воздуха, на территории ГРС и в технологических помещениях соответствует норме (согласно измерениям, содержание газообразных углеводородов в воздухе в различных точках отбора составляет 0 % при норме не более 1 %).

Режим работы ГРС (проектный и фактический) приведён в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Режимы работы ГРС «Эжва»

Наименование параметра	Значение параметра	
	По проекту	По факту
Давление на входе ГРС	5,5 МПа	4,0 МПа
Давление газа на выходе ГРС	1,2 МПа	0,6 МПа
Общая производительность ГРС	152 тыс. м ³ /час	78 - 168 тыс. м ³ /час

Данные, приведенные в таблице 3.1, показывают несоответствие проектного и фактического режима работы ГРС, а именно снижение выходного давления более чем в 2 раза от про-

ектного значения (0,6 МПа и 1,2 МПа соответственно) при некотором превышении (на 15 %) максимально допустимом расходе газа.

3.1.2 Определение скоростного режима газового потока в линии редуцирования газа ГРС

Удельный вес сухого газа в рабочем состоянии определяется из выражения [7]:

$$\gamma = \gamma_n \cdot \frac{p \cdot T_n}{p_n \cdot T \cdot K}, \quad (3.1)$$

где γ_n – удельный вес газа при $T_n = 273$ К и $p_n = 1,0332$ кгс/см² – 0,717 кг/м³; p_n – давление при нормальных условиях, кгс/см²; T_n – температура при нормальных условиях, К; T – температура транспортируемого газа, К; K – коэффициент сжимаемости.

Коэффициент сжимаемости газа представляет собой функцию давления и температуры и определяется по диаграмме на рисунке 3.3 или по следующему выражению:

$$K = (0,000024 \cdot p + 0,003663) \cdot t_c - 0,0026 \cdot p + 1,0037 \quad (3.2)$$

где t_c – температура газа, °С.

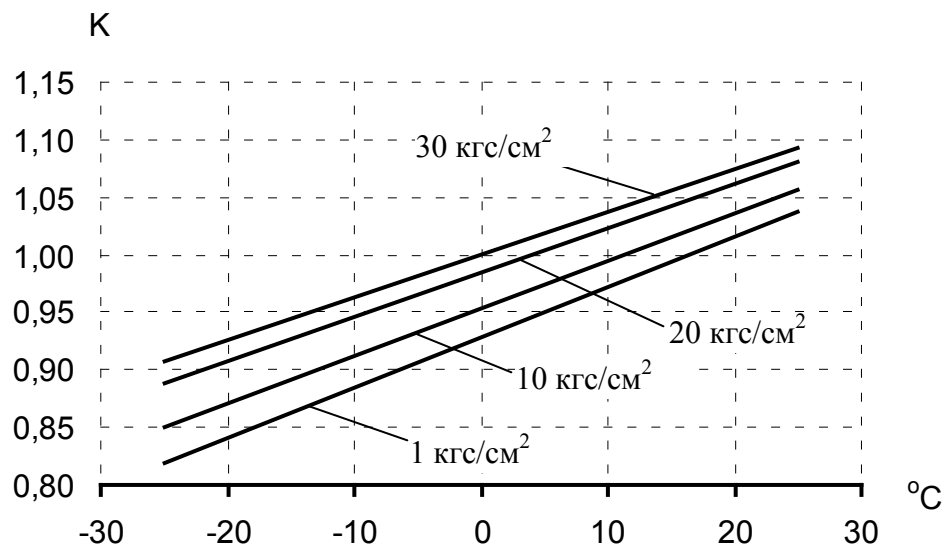


Рисунок 3.3 – Коэффициент сжимаемости газа в зависимости от температуры и давления

Известно, что расход газа по проекту составляет 152000 м³/ч, температура плюс 10 °С, давление – 12 кгс/см². Согласно журналу учета, фактический расход газа (приведенный к нормальным условиям) составляет от 78000 до 168000 м³/ч, температура от плюс 3 до плюс 10 °С, давление – 5,8 кгс/см².

Удельный вес перекачиваемого газа для проектных и фактических условий составит:

$$\gamma_{\text{пр}} = 0,717 \cdot \frac{12 \cdot 273}{1,0332 \cdot 283 \cdot ((0,000024 \cdot 12 + 0,003663) \cdot 10 - 0,0026 \cdot 12 + 1,0037)} = 7,938 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_{\text{ф}} = 0,717 \cdot \frac{5,8 \cdot 273}{1,0332 \cdot 283 \cdot ((0,000024 \cdot 5,8 + 0,003663) \cdot 10 - 0,0026 \cdot 5,8 + 1,0037)} = 3,782 \text{ кг/м}^3.$$

Объёмный расход сжатого газа для проектных и реальных условий составит:

$$Q_{\text{пр}} = Q \cdot \frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{пр}}} = 150000 \cdot \frac{0,717}{7,938} = 13548,75 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$Q_{\text{ф}} = Q \cdot \frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{ф}}} = 150000 \cdot \frac{0,717}{3,782} = 28437,33 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Средняя скорость потока сжатого газа определяется по формуле:

$$v = 0,000354 \cdot \frac{Q}{d^2}, \quad (3.3)$$

где d – внутренний диаметр газопровода, 0,3 м.

Скорость потока сжатого газа для проектного и фактического режима эксплуатации, при условии, что газ высокого давления подается через два регулятора давления по двум подводящим трубопроводам в общий коллектор, составит:

$$v_{\text{пр}} = 0,000354 \cdot \frac{Q_{\text{пр}}}{2 \cdot d^2} = 0,000354 \cdot \frac{13548,75}{2 \cdot 0,3^2} = 26,645 \text{ м/с},$$

$$v_{\text{ф}} = 0,000354 \cdot \frac{Q_{\text{ф}}}{2 \cdot d^2} = 0,000354 \cdot \frac{28437,33}{2 \cdot 0,3^2} = 55,926 \text{ м/с}.$$

Таким образом, в соответствии с результатами расчетов, приведенных ранее, фактическая скорость газа на участке между регулятором давления и подземным коллектором превышает предельно допустимую скорость для трубопроводов высокого давления, более чем в два раза.

3.2 Разработка расчетной модели высокоскоростного потока газа на участке линии редуцирования трубопроводной обвязки ГРС

3.2.1 Анализ конструкции линии редуцирования газа ГРС

Линии редуцирования газа ГРС представляют собой трубопроводы переменного диаметра и малой протяженности, оснащенные запорными и регулируемыми устройствами, размещаемые на опорах и подключаемые к входному (наземному) и выходному (подземному) коллекторам (ри-

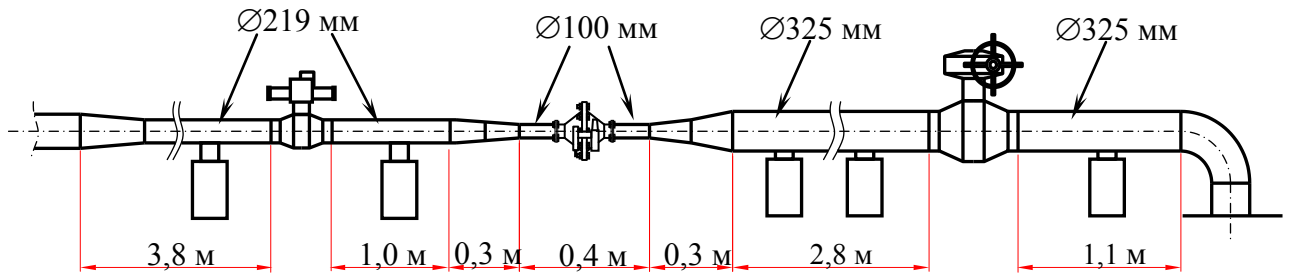
сунок 3.4). Конструктивно, линия редуцирования состоит из следующих основных элементов (на примере ГРС «Эжва», ООО «Газпром трансгаз Ухта»):

- труб стальных бесшовных диаметром 100, 219 и 325 мм, с толщиной стенки от 10 до 18 мм;
- переходов конических (5 единиц; 325 мм × 219 мм; 219 мм × 159 мм; 159 мм × 100 мм (2 ед.); 159 мм × 325 мм);
- кранов шаровых D_v 200 (гидравлический привод) и D_v 300 (ручной привод);
- отвода (диаметр 325 мм, угол поворота 90°);
- клапана-регулятора (рисунок 3.1, г, д);
- измерительных, байпасных, импульсных линий малого диаметра;
- опор регулируемых (5 ед.).

Порядок размещения основных элементов линии редуцирования следующий. Присоединение линии к отводящему патрубку тройника входного коллектора осуществляется через переход конический 325 мм × 219 мм. Участок высокого давления, расположенный между входным коллектором и регулятором давления, выполнен из труб диаметром 219 мм. Общая протяженность участка – 5,2 м. Кран шаровый с гидравлическим приводом расположен на расстоянии 3,8 м от начала участка высокого давления.

Подключение участка высокого давления к клапану-регулятору осуществляется через два последовательно установленных перехода конических 219 мм × 150 мм, 150 мм × 100 мм и патрубков диаметром 100 мм протяженностью 150 мм.

Участок низкого давления выполнен из труб диаметром 325 мм, расположен между клапаном-регулятором и подземным входным коллектором. Протяженность горизонтальной части участка низкого давления (до отвода) – 4,8 м.



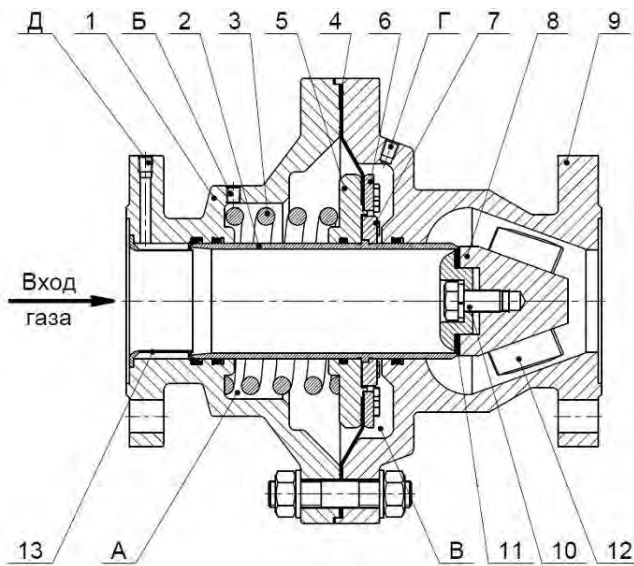
а



б



в



г



д

А и В – рабочие полости регулятора; Б, Д и Г – рабочие отверстия.

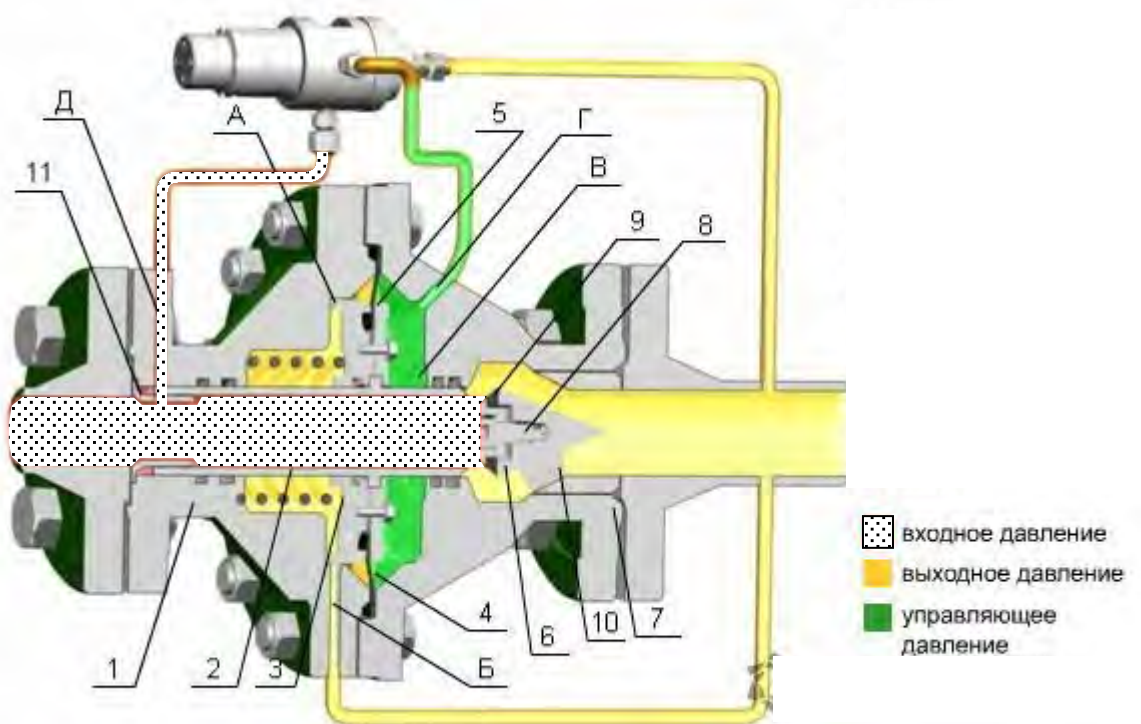
1 – корпус; 2 – затвор; 3 – возвратная пружина; 4 – мембранный привод;
5 – диск; 6 и 7 – шайба; 8 – седло; 9 – крышка; 10 – винт; 11 – прокладка;
12 – ребро; 13 – кожух

Рисунок 3.4 – Линия редуцирования газа ГРС: геометрические размеры (а);
внешний вид (ГРС «Эжва») (б, в); клапан-регулятор РДУ-100-64 (г, д) [44]

Подключение клапана-регулятора к участку низкого давления выполнено через патрубок диаметром 100 мм и последовательно установленные переходы конические 150 мм × 100 мм, 150 мм × 325 мм. Кран шаровый с ручным приводом расположен на расстоянии 3,5 м от начала участка низкого давления.

Линия редуцирования размещена на пяти регулируемых опорах, расположенных на расстоянии 3,2; 4,5; 6,4; 8,2 и 9,4 м от начала участка высокого давления. Закрепление труб на опорах осуществляется с помощью стяжных хомутов.

Для обеспечения заданных выходных параметров газа (расхода, давления) линия редуцирования оборудована клапаном-регулятором прямооточным РДУ-100-644 (рисунок 3.4, г, д). Основные элементы клапана регулятора изображены на рисунке 3.5.



А и В – рабочие полости регулятора; Б, Д и Г – рабочие отверстия.

1 – корпус; 2 – затвор; 3 – возвратная пружина; 4 – мембранный привод;
5 – диск; 6 и 7 – шайба; 8 – седло; 9 – крышка; 10 – винт; 11 – прокладка;
12 – ребро; 13 – кожух;

Рисунок 3.5 – Клапан-регулятор РДУ-100-64 [40]

В состав клапана-регулятора входят:

- устройство исполнительное;
- устройство задающее, соединенное с устройством исполнительным импульсными трубками.

Клапан-регулятор имеет следующие характеристики:

- диаметр входного и выходного патрубков – 100 мм;

- рабочее давление – 6,4 или 10,0 МПа;
- рабочая среда - природный газ по ГОСТ 5542-87, СТО Газпром 2-4.1-212-2008);
- температура газа - от минус 10 до плюс 80° С;
- рабочий ход затвора – 40 мм.

По результатам анализа конструкции линии редуцирования газа ГРС установлено, что при последующем расчетном моделировании необходимо рассматривать начальную часть участка низкого давления от кольцевого зазора (между затвором и седлом регулятора) до четвертой опоры или до шарового крана (по ходу газа). Выбор участка обусловлен:

- сложной геометрией (последовательный переход кольцевого сужающегося канала в цилиндрический и последующее расширение цилиндрического канала от 100 до 325 мм).
- высокими скоростями газового потока, формируемыми при расширении сжатого газа в область с низким давлением.

3.2.2 Анализ особенностей течения высокоскоростных потоков сжатого газа в расширяющихся каналах

Плавное изменение пропускного сечения трубопроводной линии, как правило, обеспечивается с помощью конических переходов (диффузоров), характеризующихся по следующим геометрическим параметрам [39]:

- величине угла расширения α ;
- соотношению площадей входного и выходного сечения ($n_{п1}=F_1/F_0$);
- относительной протяженности λ_d/D_0 .

Приведенные параметры связаны между собой следующим выражением [39]:

$$\frac{\lambda_d}{D_0} = \frac{n_{п1} - 1}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (3.4)$$

где λ_d – протяженность конического перехода, м; D_0 – диаметр сечения на входе в конический переход, м; $n_{п1}$ – степень расширения конического перехода; α – угол расширения конического перехода.

При постоянстве характеристик потока, входящего в конический расширяющийся канал длиной λ_d , имеющий неизменную степень расширения $n_{п1}$, увеличение угла α (начиная $\alpha = 0^\circ$), будет способствовать формированию следующих режимов течения [39]:

- безотрывный, устойчивый режим (без отрывов, вихрей);
- режим неустановившейся, изменяемой во времени, пульсации, нестабильных отрывов (отрывы и вихри формируются хаотически, без привязки к конкретным местам канала);

– режим стабильного отрыва, с интенсивными, стабильными во времени (по скорости и положению) вихревыми областями протivotока в канале;

– режим полного разделения, с полным отрывом потока от стенок конического перехода.

Формирование отрывов потока в конических переходах определяется следующими параметрами [39]:

– геометрическими параметрами конического перехода (диффузора);

– скоростью потока;

– особенностями потока на входе в расширяющийся канал;

– значением числа Рейнольдса.

На рисунке 3.6 показана структура потока газа в конических расширяющихся каналах (диффузорах).

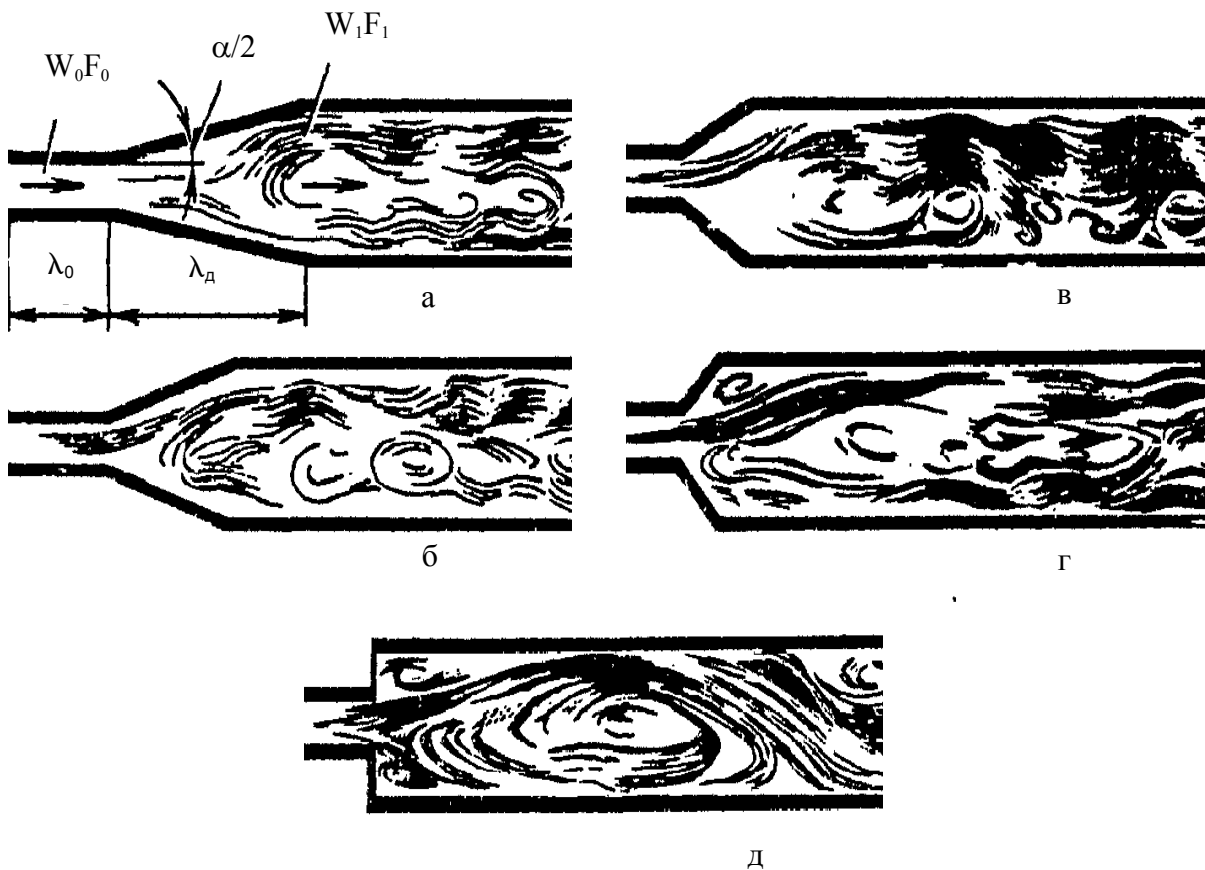


Рисунок 3.6 – Структура потока в конических расширяющихся каналах при $n_{пл}=3,3$:

$\alpha = 24^\circ$ (а); $\alpha = 38^\circ$ (б); $\alpha = 60^\circ$ (в); $\alpha = 90^\circ$ (г); $\alpha = 180^\circ$ (д) [39]

Структура потока в коническом расширяющемся канале может быть предварительно определена по диаграмме на рисунке 3.7.

Площадь диаграммы (рисунок 3.7) разделена на следующие области, определяющие режимы течения в конических расширяющихся каналах [39]:

- режимы безотрывного течения (область I);
- режимы неустойчивого течения (область II).

Кривая 1 определяет оптимальные условия входа потока в расширяющийся канал ($\lambda_0/D_0 \approx 0$ и $\delta_0^* \approx 0$). Кривая 2 характеризует условия потока при размещении конического расширяющегося перехода после протяженного патрубка ($\delta_0^*/D_0 \gg 0$).

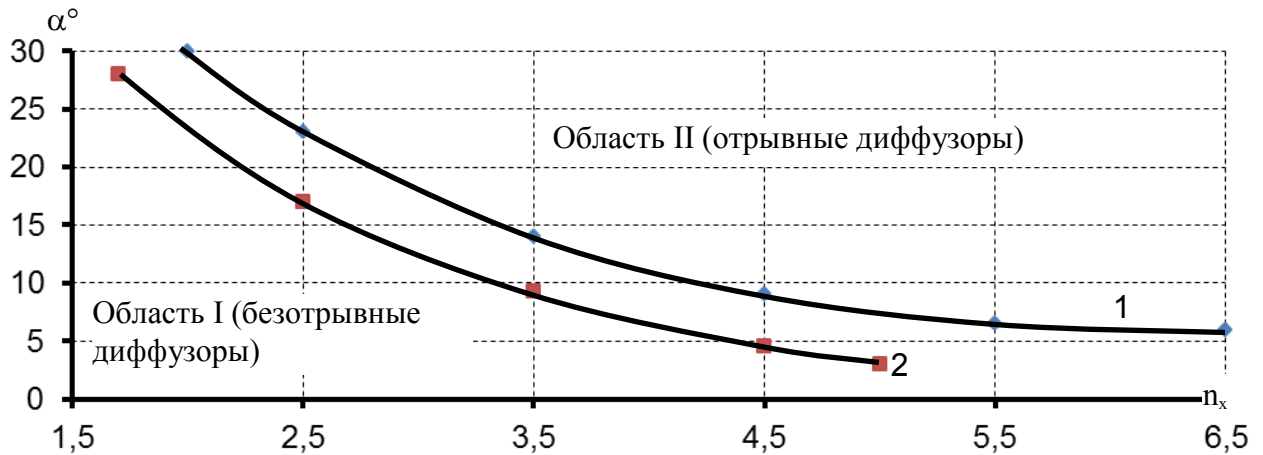


Рисунок 3.7 – Области отрыва в диффузорах [39]

Нарушения структуры потока (отрывы) на стенках конических расширяющихся переходов (с углами расширения до $\alpha = 40^\circ$), обычно происходит не по окружности сечения, а в отдельной зоне, характеризующейся пониженной скоростью пристеночного слоя. При возникновении в потоке отрыва, локализованного с одной стороны сечения расширяющегося конического канала (в зоне пониженной скорости пристеночного слоя), интенсивность роста статического давления вдоль канала снижается, в результате отрыв потока от поверхности на противоположной стороне расширяющегося канала не происходит. Указанный факт определяет неустойчивость высокоскоростного потока по скорости в сечениях расширяющихся конических каналов (диффузоров).

В расширяющихся конических каналах, на входе в которые, высокоскоростной поток характеризуется симметричным профилем скоростей, приграничные отрывы потока формируются последовательно, то с одной, то с другой стороны профиля, в результате чего наблюдается значительная неустойчивость потока в целом.

В случаях, если на входе в конический расширяющийся канал присутствует протяженный патрубок, во входящем в конический канал потоке формируются интенсивные возмущения, в результате чего увеличивается толщина пограничного слоя и, соответственно, удлиняются профили скорости на входе в канал.

Увеличение толщины пограничного слоя на входе в расширяющийся канал способствует его неустойчивости, а соответственно, формированию периодически возникающих вихревых

зон. При последовательном увеличении угла расширения канала, явление неустойчивости пристеночного слоя прогрессирует от формирования отдельных нестабильных отрывов и вихрей до полного отрыва потока от стенок канала.

3.2.3 Особенности течения высокоскоростных потоков сжатого газа через регулирующие устройства

Структура потока, проходящего через проточную часть регулирующих устройств, определяется:

- геометрией проточной части;
- состоянием стенок проточной части.

В зависимости от конструкции затворной части (взаимного положения затвора и его седла), регулирующие устройства разделяются на следующие типы:

- несимметричные (ось затвора перпендикулярна оси трубопроводной линии);
- симметричные (затвор перемещается по направлению потока).

Обычно, клапаны-регуляторы имеют сложную геометрию канала, отличающуюся резкими изменениями:

- направления потока;
- эффективной площади поперечного сечения (сужение, расширение канала);
- формы проточной части клапана (например, переход от кольцевого зазора к цилиндрическому патрубку).

В результате, для всех существующих конструкций клапанов-регуляторов характерна нестабильная, сложная структура высокоскоростного потока, отличающаяся резкой сменой направления, наличием отрывов, завихрений.

Структура потока газа в симметричных и несимметричных регулирующих устройствах приведена на рисунке 3.8.

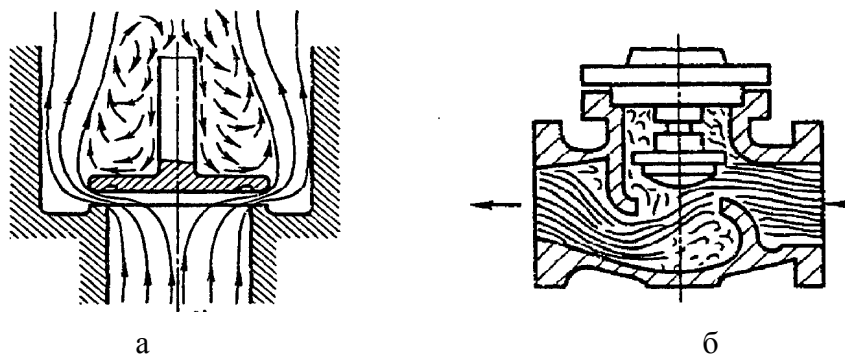


Рисунок 3.8 – Структура потока в симметричных (а) и несимметричных (б) регулирующих устройствах

Симметричные регуляторы относительно несимметричных в условиях высоких перепадов давления и значительных расходов являются более предпочтительными. При одностороннем расположении регулирующего элемента нарушается симметрия потока, вследствие чего значительно увеличиваются пульсации давления и вибрации трубопровода.

3.2.4 Разработка расчетной модели, общий порядок проведения расчетов

Оценка параметров высокоскоростного потока газа в цилиндрическом канале переменного диаметра выполняется с помощью расчетного комплекса Ansys CFX, позволяющем решать задачи вычислительной газодинамики методом конечных элементов [5, 9, 18].

Численное решение состоит из следующих основных этапов [5, 9]:

– подготовительного:

а) создание геометрической модели участка линии редуцирования газа;

б) разбиение геометрической модели расчетной области на контрольные объемы (формирование расчетной сетки);

– расчетного:

а) импорт сетки и наложение граничных и начальных условий (CFX-Pre);

б) непосредственный расчет (CFX-Solver);

в) обработка результатов выполненного расчета (CFX-Post).

Подготовка расчетной модели выполняется в графическом редакторе Design Modeler, входящем в комплекс программ Ansys Workbench. Последовательность подготовки расчетной модели следующая:

– формирование по заданным размерам контура расчетной области (верхняя часть контура воспроизводит конфигурацию стенки канала, нижняя часть соответствует геометрической оси канала);

– формирование трехмерной модели путем поворота полученного контура вокруг оси на угол 10° (данное решение обусловлено необходимостью снижения размеров расчетной области для уменьшения количества конечных элементов).

Порядок формирования расчетной сетки следующий:

– экспорт полученной геометрической модели в стандартный генератор расчетных сеток CFX-mesh из комплекса программ Ansys Workbench;

– генерация расчетной сетки с заданными параметрами;

– импорт полученной сетки в процессор CFX-Pre.

Схема и основные геометрические размеры расчетной области представлены на рисунке

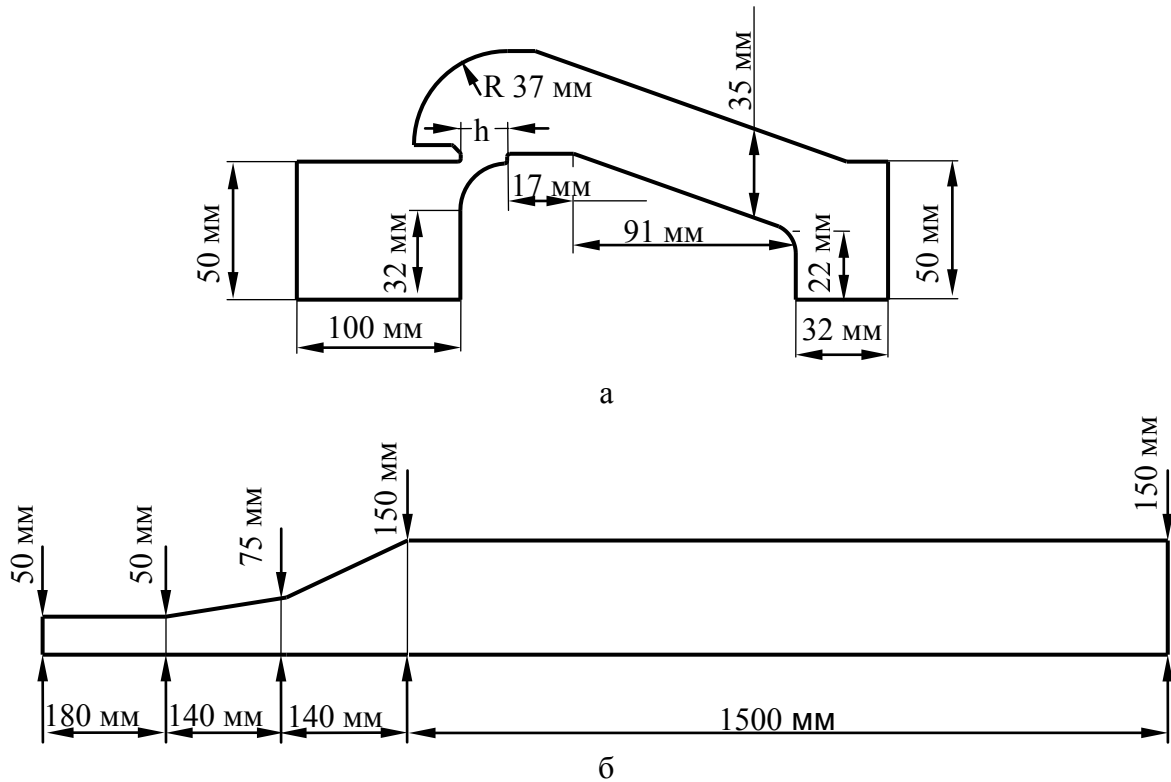


Рисунок 3.9 – Основные геометрические размеры расчетной области: проточная часть клапана-регулятора (а); начальная часть участка низкого давления (б)

Порядок определения граничных и начальных условий следующий:

- определение типа выполняемого анализа;
- настройка параметров модели;
- определение граничных условий;
- настройка параметров расчета.

После определения граничных и начальных условий, модель импортируется в процессор CFX-Solver. Для определения динамики изменения контрольных параметров (давления, скорости, температуры) в пределах заданного временного интервала, расчет выполняется сначала в стационарной и далее в нестационарной постановке.

Обработка результатов расчета выполняется в процессоре CFX-Post. Для отображения полученных результатов используются:

- поверхностные цветовые диаграммы, определяющие характер изменения параметров высокоскоростного потока газа в пределах назначенных контрольных сечений (каждый цвет или оттенок цвета соответствует определенному диапазону значений);
- векторные диаграммы;

- диаграммы, определяющие характер распределения линий потока в пределах расчетной области;
- графические зависимости, определяющие изменение контрольных параметров в назначенных точках расчетной области, в течение определенного временного интервала;
- таблицы с числовыми значениями контрольных параметров в назначенных точках расчетной области, для заданного временного интервала.

3.2.5 Определение модели турбулентности

В настоящее время, в системах расчетного моделирования процессов течения высокоскоростных потоков газа, наибольшее распространение получили следующие модели турбулентности [2, 7, 10]:

- Модель k - ε (основана на предположении о реализации полностью развитых турбулентных течений при больших турбулентных числах Рейнольдса [22]). Область применения – моделирование свободного (не ограниченного стенками) течения. Ограничение – не достаточно высокая точность моделирования пристеночных течений (пограничного слоя), а также течений с большими градиентами давлений (скачками уплотнения);

- Модель k - ω (Саффмена-Вилкокка). Двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности, в которой первым параметром является кинетическая энергия турбулентных пульсаций, вторым – диссипация на единицу турбулентной энергии ω . Область применения – моделирование пристеночных течений. Ограничение – не достаточно высокая точность моделирования свободных течений;

- Модель SST (Shear Stress Transport) – комбинация моделей k - ε и k - ω . В области приграничного слоя применяется система уравнения k - ω , а в области свободного течения – k - ε .

В работах [2, 7, 10] была проведена оценка применимости всех указанных ранее моделей турбулентности при моделировании процесса смешения и течения потоков в проточной части эжектора. По результатам исследований было установлено, что при использовании модели SST наблюдается, как достаточно полное описание пристеночного течения в зоне смешения и диффузорной части, так и полное описание свободного течения с отсутствием флуктуаций, вызванных ошибками метода решения. Рассматриваемый объект (начальная часть участка низкого давления линии редуцирования газа) по геометрическим параметрам, а также значениям давлений, скоростей и расходов, достаточно близок к объекту, рассматриваемому в работе [7], соответственно, предполагается, что в данном случае модель SST также будет оптимальной.

3.2.6 Уравнение состояния газа

Известно, что уравнения состояния реальных газов характеризуются значительной сложностью, соответственно, для решения задач газодинамики достаточно широко применяется уравнение состояния идеального газа. В тоже время, опыт применения указанного уравнения при расчетах высокоскоростных потоков газа в каналах сложной формы показывает, что отклонение получаемый расчетных данных от фактических значений (по температуре, расходу и давлению) может составлять более 20 % [70, 71]. Более точное моделирование процессов высокоскоростного истечения реального сжатого газа в Ansys CFX может быть выполнено с использованием уравнения Редлиха-Квонга.

Уравнение состояния Редлиха-Квонга – двухпараметрическое уравнение состояния реального газа, полученное О. Редлихом и Дж. Квонгом как улучшение уравнения Ван-дер-Ваальса. Уравнение не опирается на теоретические обоснования и является эмпирической модификацией ранее известных уравнений [70].

Уравнение имеет следующий вид:

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a}{T^{0,5} \cdot V \cdot (V + b)}, \quad (3.5)$$

где P – давление, Па; T – абсолютная температура, К; V – мольный объём, м³/моль; R – универсальная газовая постоянная, 8,31441 ± 0,00026 Дж/(моль·К); a и b – константы, зависящие от конкретного вещества.

Условие термодинамической устойчивости в критической точке имеет следующий вид:

$$\left(\frac{dT}{dV} \right)_{T_k} = 0, \quad \left(\frac{d^2T}{dV^2} \right)_{T_k} = 0, \quad (3.6)$$

где T_k – критическая температура, К.

Соответственно, значения констант a и b могут быть определены из следующих выражений:

$$a = \frac{1}{9 \cdot (\sqrt[3]{2} - 1)} \frac{R^2 \cdot T_k^{2,5}}{P_k} \approx \frac{0,42748 \cdot R^2 \cdot T_k^{2,5}}{P_k}, \quad (3.7)$$

$$b = \frac{\sqrt[3]{2} - 1}{3} \cdot \frac{R \cdot T_k}{P_k} \approx \frac{0,0866 \cdot R \cdot T_k}{P_k}, \quad (3.8)$$

где P_k – критическое давление, Па.

Разрешение уравнения Редлиха-Квонга относительно коэффициента сжимаемости ($Z = PV/(RT)$) представляет собой кубическое уравнение вида:

$$Z^3 - Z^2 + (A - B^2 + B) \cdot Z - A \cdot B = 0,$$

$$A = \frac{a \cdot P}{R^2 \cdot T^{2,5}}, \quad B = \frac{b \cdot P}{R \cdot T}. \quad (3.9)$$

Уравнение Редлиха-Квонга применимо, если выполняется условие:

$$\frac{P}{P_k} < 0,5 \cdot \frac{T}{T_k}. \quad (3.10)$$

3.2.7 Построение расчетной сетки

При проведении исследований, в процессе подготовки расчетной области, на основе трехмерной модели осесимметричного канала, включающей в свой состав проточную часть клапана-регулятора и начальную часть участка низкого давления линии редуцирования, была сформирована неструктурированная расчетная сетка с тетраэдральными ячейками и призматическими слоями вдоль образующих канала.

Для описания явлений происходящих в пограничном слое, необходимо обеспечить определенное значение безразмерного коэффициента высоты первой пристеночной ячейки (Y^+). Для разных моделей турбулентности значение Y^+ лежит в разных пределах [54]:

- для модели SST – $Y^+ < 2$;
- для модели k-ε – $Y^+ = 15-20$.

Размер первой пристеночной ячейки может быть рассчитан по следующему выражению:

$$\Delta y = \frac{Y^+ \cdot d}{Re \cdot \sqrt{\frac{C_f}{2}}}, \quad (3.11)$$

где Y^+ – коэффициента высоты первой пристеночной ячейки; d – диаметр канала, мм; C_f – коэффициент сил трения, вычисляемый по следующей формуле:

$$C_f = \frac{0,455}{(\ln(0,06 \cdot Re))^2}. \quad (3.12)$$

Для рассматриваемого случая, при условии, что $Re \approx 5 \times 10^7$, $Y^+ = 1,5$, $d = 100$ мм, минимальная высота пристеночной ячейки составит не более 1×10^7 м.

3.2.8 Результаты моделирования процесса истечения сжатого газа на участке линии редуцирования ГРС

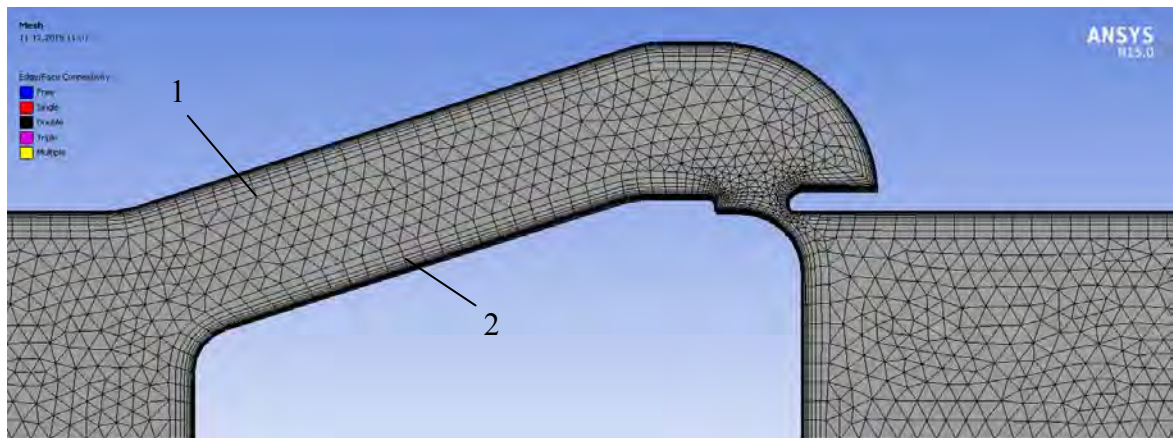
Расчетное моделирование выполнено с целью определения параметров потока сжатого газа, истекающего из области высокого в область низкого давления через клапан-регулятор РДУ-100-64 и расширяющийся канал, состоящий из двух патрубков диаметром 100 и 300 со-

единенных двумя последовательно установленными диффузорами. Рассматриваются два случая:

– ширина зазора между затвором и седлом затвора клапана-регулятора 3,5 мм, объемный расход (приведенный к нормальным условиям) $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$; средняя скорость потока на выходе канала 19 м/с,

– ширина зазора между затвором и седлом затвора клапана-регулятора 4,5 мм, объемный расход (приведенный к нормальным условиям) $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$; средняя скорость потока на выходе канала 27 м/с;

Особенности формирования конечно-элементной модели расчетной области показаны на рисунке 3.10 (на рисунке приведена предварительная сетка, полученная при разбиении трехмерной модели проточной части клапана-регулятора).



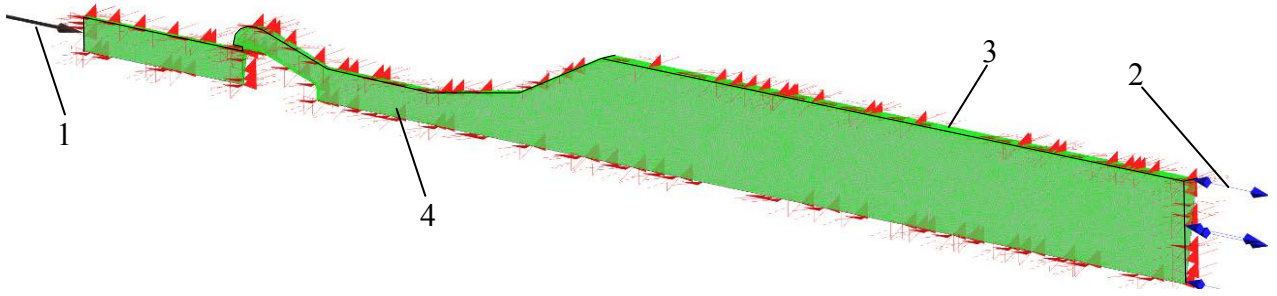
1 – тетраэдральные ячейки; 2 – призматические слои

Рисунок 3.10 – Особенности разбиения модели проточной части клапана-регулятора на конечные элементы (предварительная сетка)

Граничные условия, накладываемые на конечно-элементную модель, следующие:

- давление на входе в клапан-регулятор (тип – inlet) – 4,2 МПа;
- давление на выходе канала (тип – opening) – 0,65 МПа;
- температура газа на входе в клапан-регулятор – 40 °С;
- температура среды на выходе канала – 15 °С;
- стенки проточной части клапана-регулятора и расширяющегося канала гидравлически гладкие и адиабатные (тип – wall);
- боковые грани трехмерной модели представляют собой поверхности симметрии (тип – symmetry).

Схема наложения граничных условий изображена на рисунке 3.11.



1 – вход (inlet); 2 – выход (открытая граница, opening); 3 – стенка канала (wall);
4 – поверхность симметрии (symmetry)

Рисунок 3.11 – Определение граничных условий

По результатам расчетного моделирования определены следующие параметры:

- давление газа в заданных контрольных точках (рисунок 3.12, а, б);
- температура и скорость газа в заданных контрольных сечениях (рисунок 3.12, в);
- структура газового потока;
- кинетическая энергия турбулентности газового потока.

На рисунке 3.12. приведена схема размещения контрольных точек.

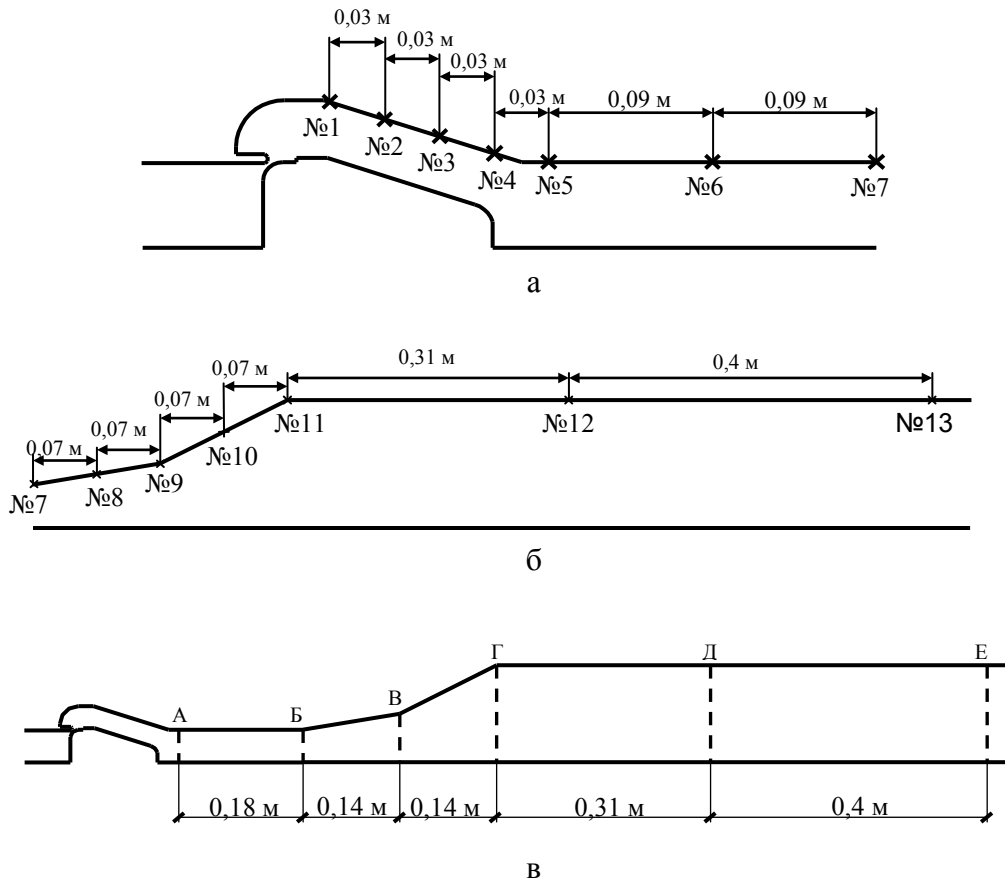


Рисунок 3.12 – Схема размещения контрольных точек (а, б) и контрольных сечений (в) в пределах расчетной области

Структура высокоскоростного газового потока показана на рисунке 3.13. По результатам выполненных расчетов, в пределах расчетной области установлено наличие трех областей завихрения, две из которых расположены в проточной части клапана-регулятора и одна – в диффузоре и начальной части второго прямолинейного участка канала (см. рисунок 3.13, в, сечения Б-Д).

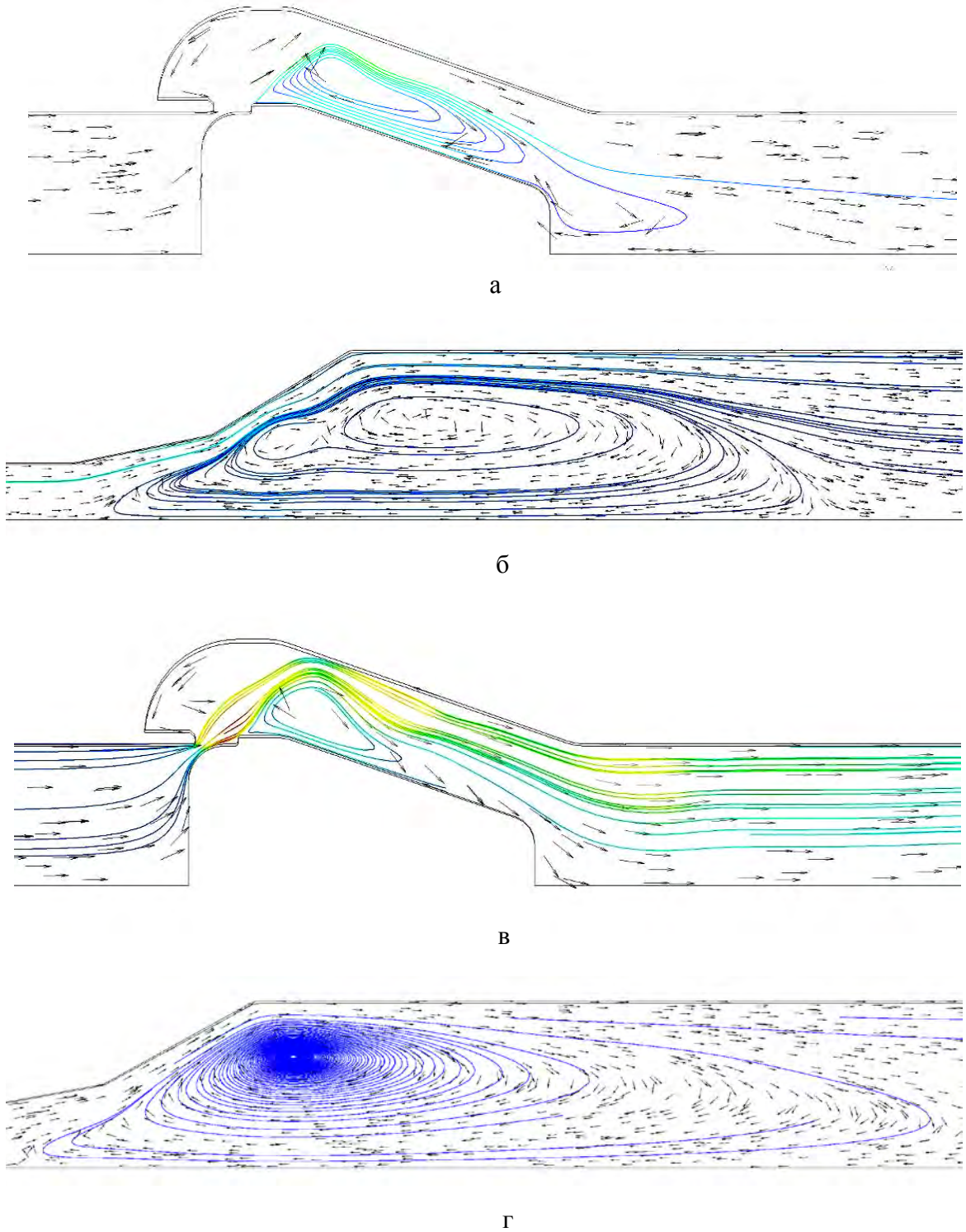


Рисунок 3.13 – Структура высокоскоростного потока при
объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а, б) и $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (в, г)

Формирование областей завихрения обусловлено особенностями геометрии проточной части клапана регулятора и расширяющегося канала. Размеры первой области, расположенной в пределах застойной зоны между внешней границей проточной части клапана-регулятора и затвором, стабильны и не зависят от скорости потока. Вторая область завихрения, обусловленная поворотом высокоскоростного потока газа, при увеличении скорости истечения уменьшается.

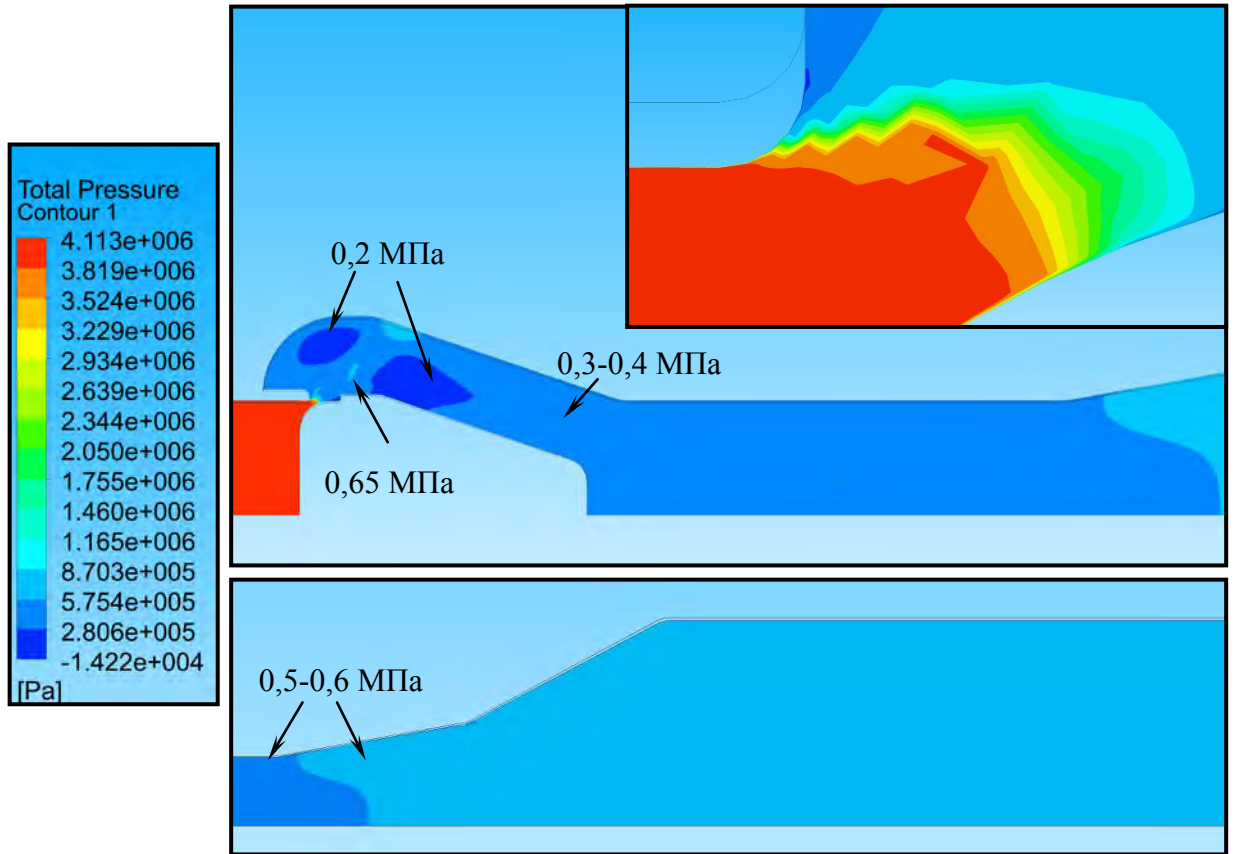
Третья область завихрения, расположенная в диффузоре, при малых скоростях потока, имеет достаточно сложную структуру. Основной вихрь располагается на выходе второго диффузора, малое завихрение, располагающееся в начале первого диффузора, переходит в завихрение большего размера, сформированное в начале второго диффузора, которое в свою очередь переходит в основной вихрь. При увеличении скорости потока, малые вихри исчезают, основной увеличивается в длину (по оси канала, в направлении потока).

Поле распределения давления в пределах высокоскоростного газового потока показано на рисунке 3.14. На выходе из дросселирующего зазора давление в газовом потоке составляет от 0,85 до 1,1 МПа при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и от 0,9 до 1,3 МПа при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. В месте поворота потока (у стенки проточной области клапана-регулятора) давление снижается до 0,6-0,8 МПа. После поворота потока происходит снижение давления до 0,2 – 0,3 МПа и далее постепенный рост по длине канала до 0,65 МПа. Зоны пониженного давления (до 0,15 МПа) зафиксированы в центральной части первой и второй областей завихрения.

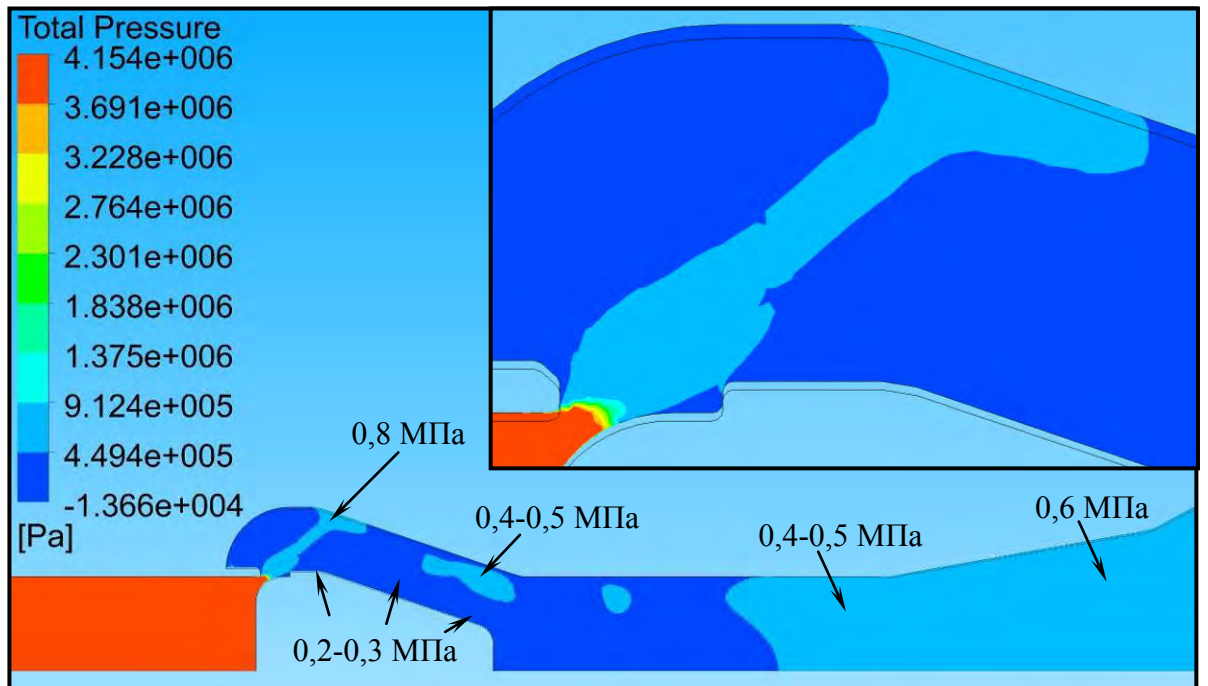
Динамика изменения давления в контрольных точках на внешней границе расчетной области представлены на рисунках 3.15 и 3.16.

Установлено, что при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, пульсации давления составляют 0,04-0,07 МПа. Период одного колебания составляет 0,009 – 0,011 с. Максимальные по амплитуде пульсации (0,06-0,07 МПа) наблюдаются на участке канала между клапаном-регулятором и первым диффузором (рисунок 3.15, г). На участке между входом в первый диффузор и выходом из канала происходит постепенное снижение амплитуды пульсаций от 0,5 МПа (сечение Б, контрольная точка №7) до 0,1 МПа (сечении Е, контрольная точка №13).

Изменение давления в точке контакта высокоскоростного потока и внешней стенки проточной части клапана-регулятора (объемный расход $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$; контрольная точка №1; рисунок 3.15, а) может быть охарактеризовано, как гармоническое колебание, в котором на основной (несущей) волне присутствуют дополнительные пульсации с максимальной амплитудой 0,1 МПа и периодом 0,001 с, затухающие при достижении основной волной минимального значения. Указанные пульсации прослеживаются в остальных контрольных точках, однако имеют меньшую амплитуду.



a



б

Рисунок 3.14 – Поле распределения давления в пределах продольного сечения расчетной области: объемный расход $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а); $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (б)

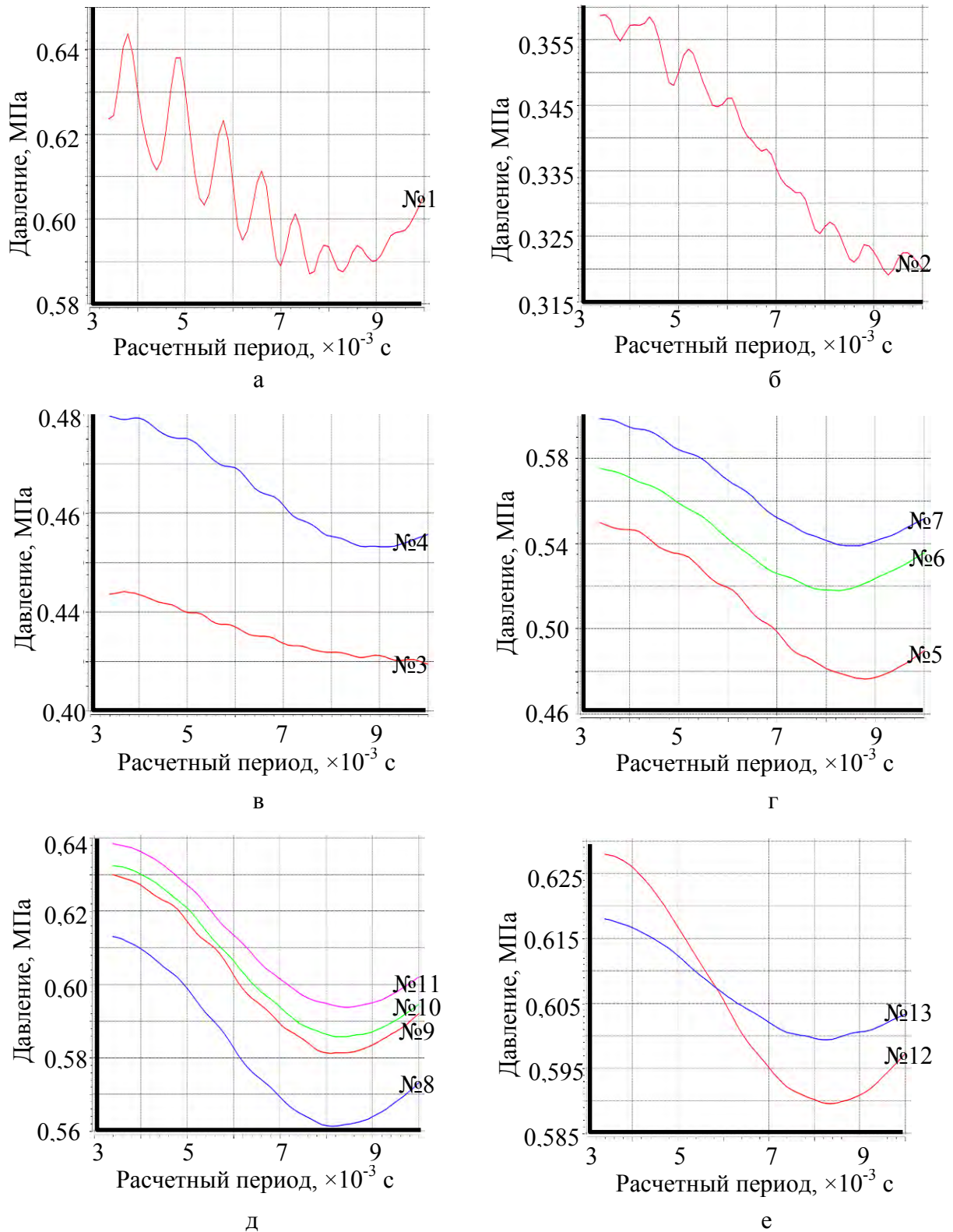


Рисунок 3.15 – Динамика изменения давления в заданных контрольных точках расчетной области при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: точка №1 (а); №2 (б); №3 и №4 (в); №5-№7 (г); №8-№11 (д); №12 и №13 (е)

При повышении скорости потока амплитуда колебаний давления в контрольных точках увеличивается, а период уменьшается (рисунок 3.16). При объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ пульсации давления в контрольных точках №1-№7 составляют от 0,1 до 0,35 МПа, на участке между входом в первый диффузор и выходом из канала – от 0,04 до 0,1 МПа. Период колебаний давления в контрольных точках №1-№8 составляет 0,0045-0,0055 с, №9-№10 – 0,009-0,01 с, №11-№12 – 0,011-0,012 с.

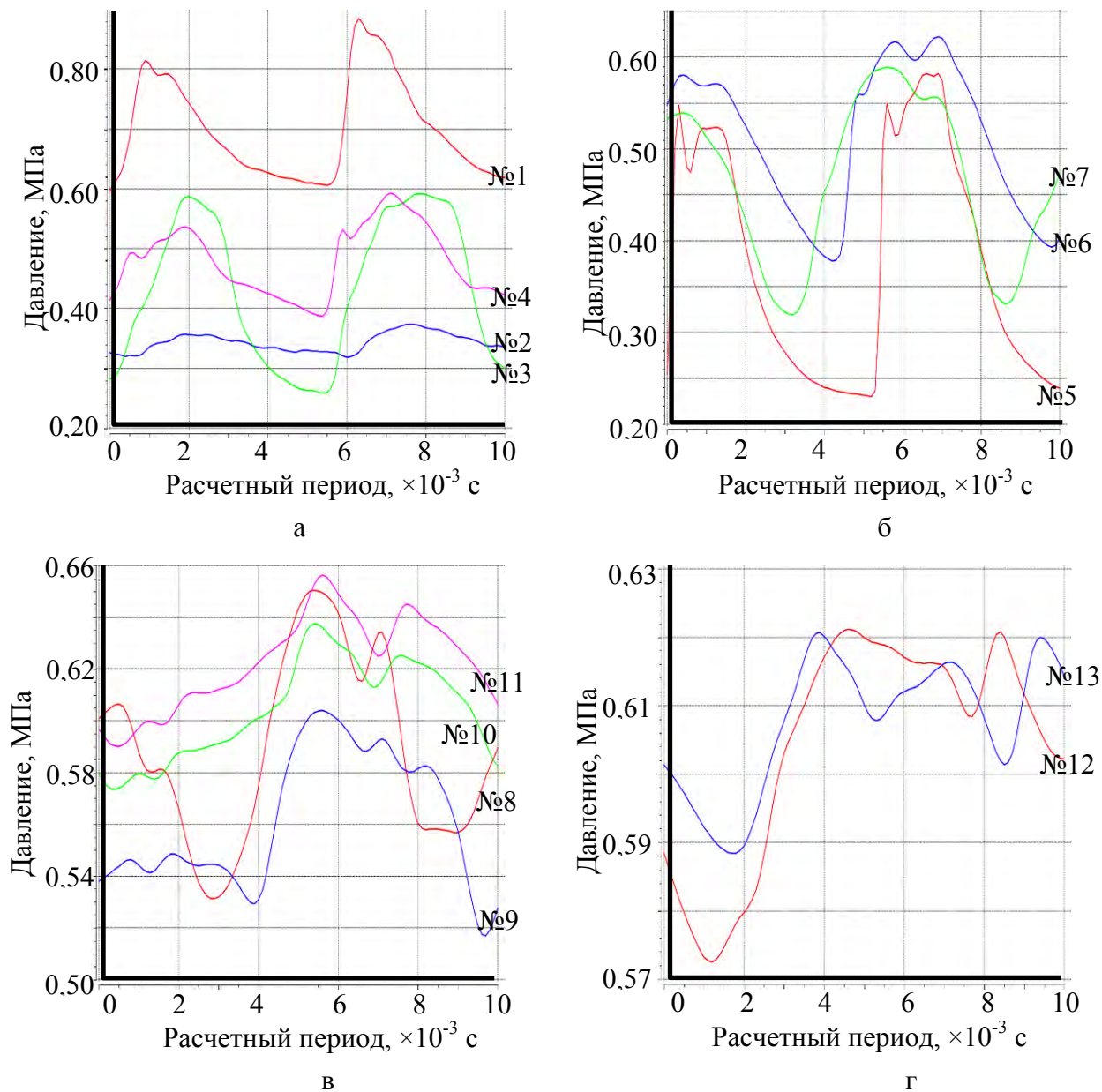


Рисунок 3.16 – Динамика изменения давления в заданных контрольных точках расчетной области при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: точка №1-№4 (а); №5-№7 (б); №9-№11 (в); №12 и №13 (г)

Характер распределения давления по длине канала при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ имеет те же особенности, что и при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. То есть после дросселирующего зазора давление газа снижается до $0,25 - 0,3 \text{ МПа}$ и далее постепенно увеличивается до $0,65 \text{ МПа}$. В проточной части клапана-регулятора (в центральной части областей завихрения потока) также присутствуют две зоны разряжения.

Скорость потока на выходе из дросселирующего зазора при заданных объемных расходах превышает скорость звука более чем в 3 раза. Максимальное значение продольной составляющей скорости потока на выходе клапана-регулятора составляет 350 м/с при величине объемного расхода $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 590 м/с при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Динамика изменения скорости потока в контрольных точках (расположенных в пределах контрольных сечений, обозначенных на рисунке 3.12, б, в) для заданного временного интервала, показаны на рисунках 3.17 – 3.19.

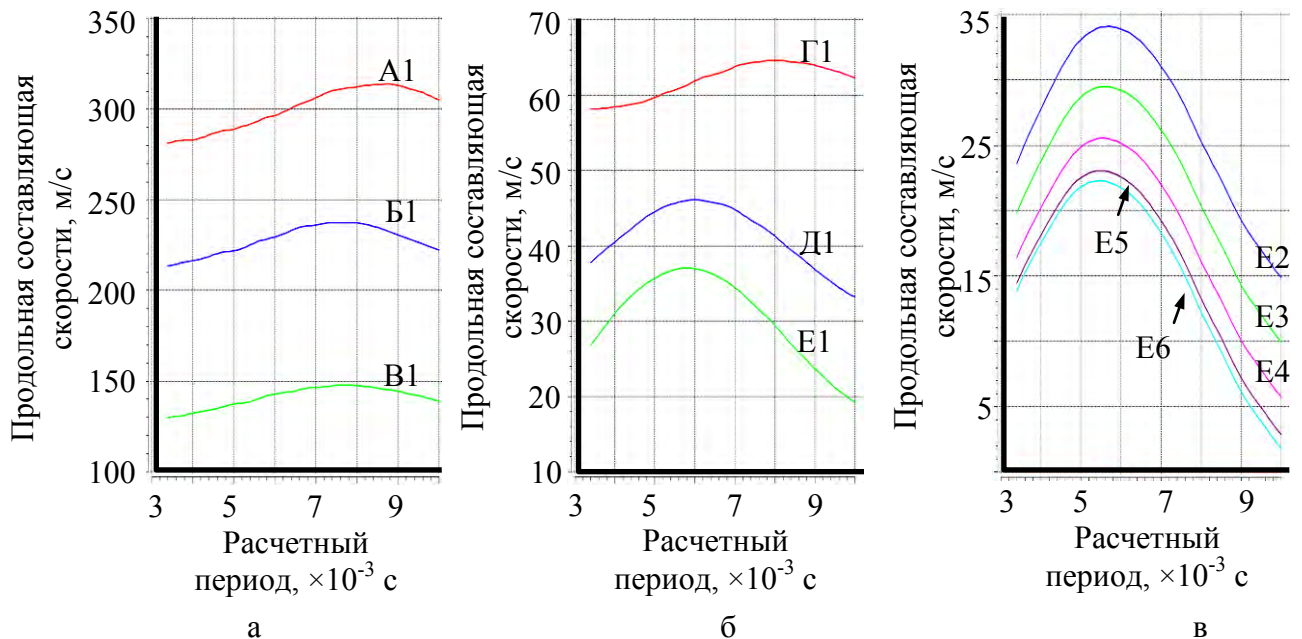


Рисунок 3.17 – Динамика изменения скорости потока в заданных контрольных сечениях расчетной области при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$:

сечения А, Б и В, контрольные точки расположены на расстоянии $0,04 \text{ м}$ (А1, Б1) и $0,65 \text{ м}$ (В1) от оси канала (а); сечения Г, Д и Е, контрольные точки расположены на расстоянии $0,14 \text{ м}$ от оси канала (б); сечение Е, контрольные точки расположены на расстоянии $0,12 \text{ м}$ (Е2), $0,09 \text{ м}$ (Е3), $0,06 \text{ м}$ (Е4) и $0,03 \text{ м}$ (Е5) от оси канала, а также на оси канала (Е6) (в)

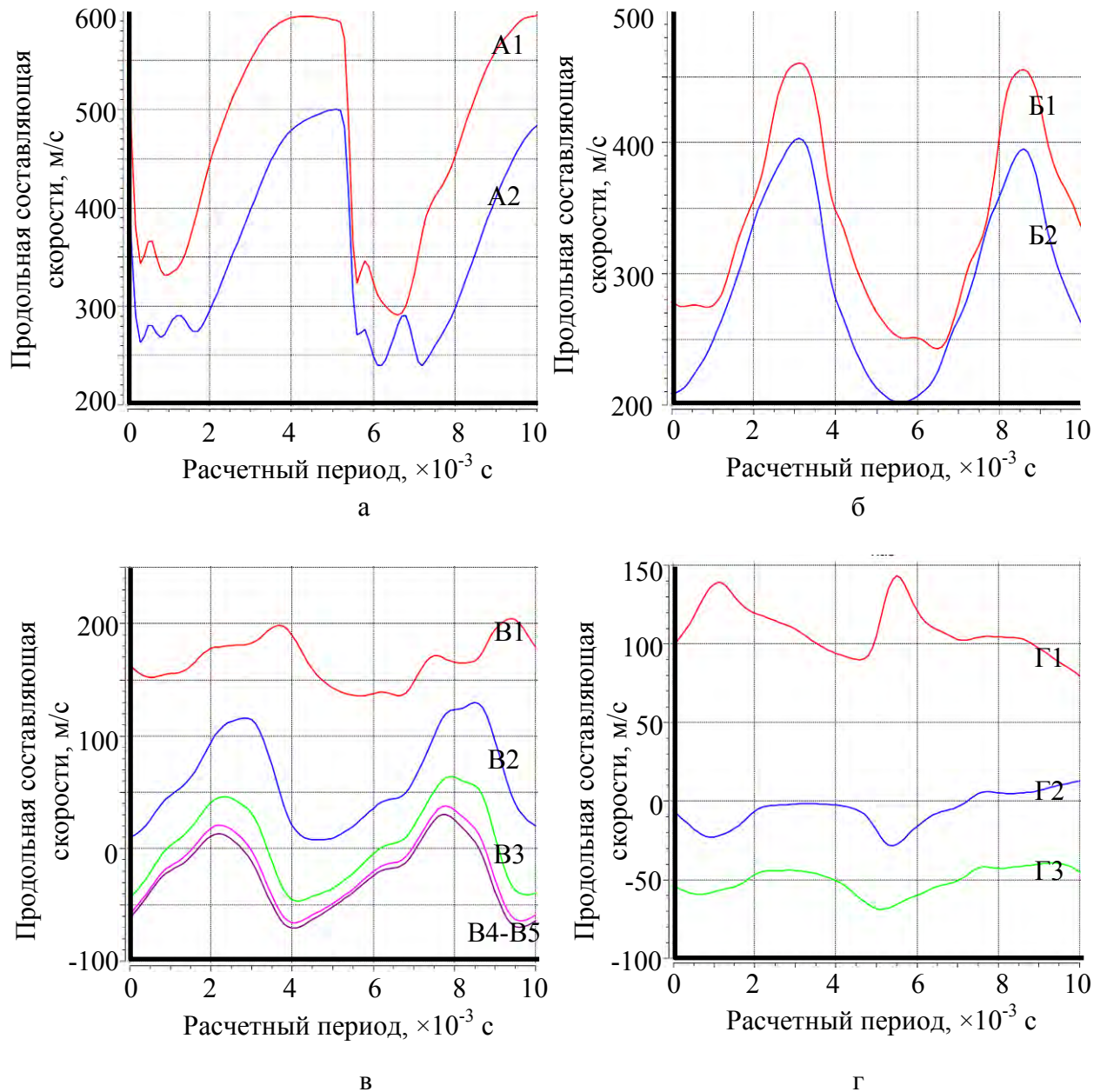
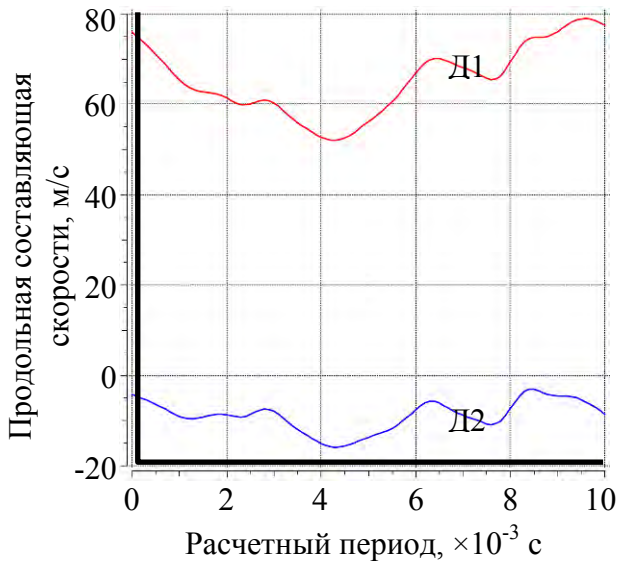
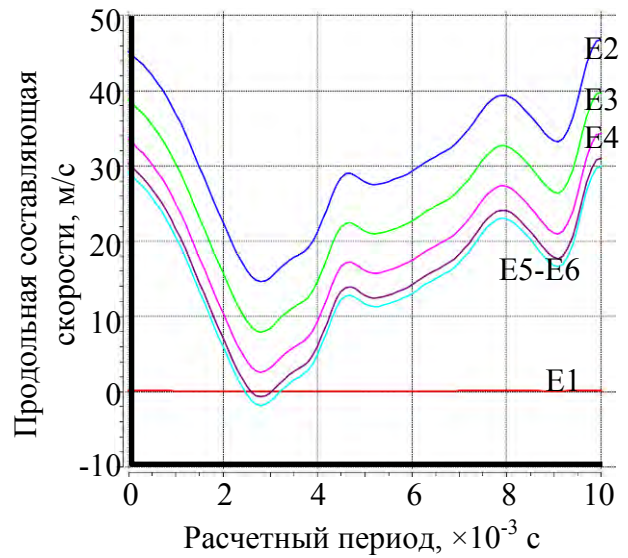


Рисунок 3.18 – Динамика изменения скорости потока в заданных контрольных сечениях расчетной области при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: сечение А, контрольные точки расположены на расстоянии 0,04 м (А1) и 0,3 м (А2) от оси канала; б) сечение Б, контрольные точки расположены на расстоянии 0,04 м (Б1) и 0,03 м (Б2) от оси канала (а); сечение В, контрольные точки расположены на расстоянии 0,06 м (В1), 0,045 м (В2), 0,03 м (В3) и 0,015 м (В4) от оси канала, а также на оси канала (В5) (в); сечение Г, контрольные точки расположены на расстоянии 0,14 м (Г1), 0,09 м (Г2), и 0,03 м (Г3) от оси канала (г)



а



б

Рисунок 3.19 – Динамика изменения скорости потока в заданных контрольных сечениях расчетной области при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: сечение Д, контрольные точки расположены на расстоянии 0,14 м (Д1) и 0,6 м (Д2) от оси канала (а); сечение Е, контрольные точки расположены на расстоянии 0,04 м (Е1) и 0,03 м (Е2) от оси канала (б); сечение В, контрольные точки расположены на расстоянии 0,15 м (Е1), 0,12 м (Е2), 0,09 м (Е3), 0,06 м (Е4) и 0,03 м (Е5) от оси канала, а также на оси канала (Е6) (в)

Изменение скорости потока в заданных контрольных точках может быть охарактеризовано с помощью периодической функции, при этом период и частота колебаний будут соответствовать периоду и частоте колебаний давления. При достижении максимального (для рассматриваемого временного интервала) давления, скорость стремится к минимальному значению, соответственно, при минимальном давлении в точке, скорость потока максимальна.

Вне зависимости от величины объемного расхода, распределение продольной составляющей скорости в пределах контрольных сечений (рисунки 3.20 и 3.21) достаточно неравномерно. При объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, в контрольных сечениях, пересекающих области завихрения, продольная скорость противотока составляет от 20 до 50 м/с. При этом продольная скорость основного потока составляет от 52 м/с (сечение Д) до 350 м/с (сечение А). При объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, в контрольных сечениях, пересекающих области завихрения (сечения А, В, Г и Д), продольная составляющая скорости основного потока составляет от 80 до 260 м/с при продольной скорости противотока от 40 до 70 м/с.

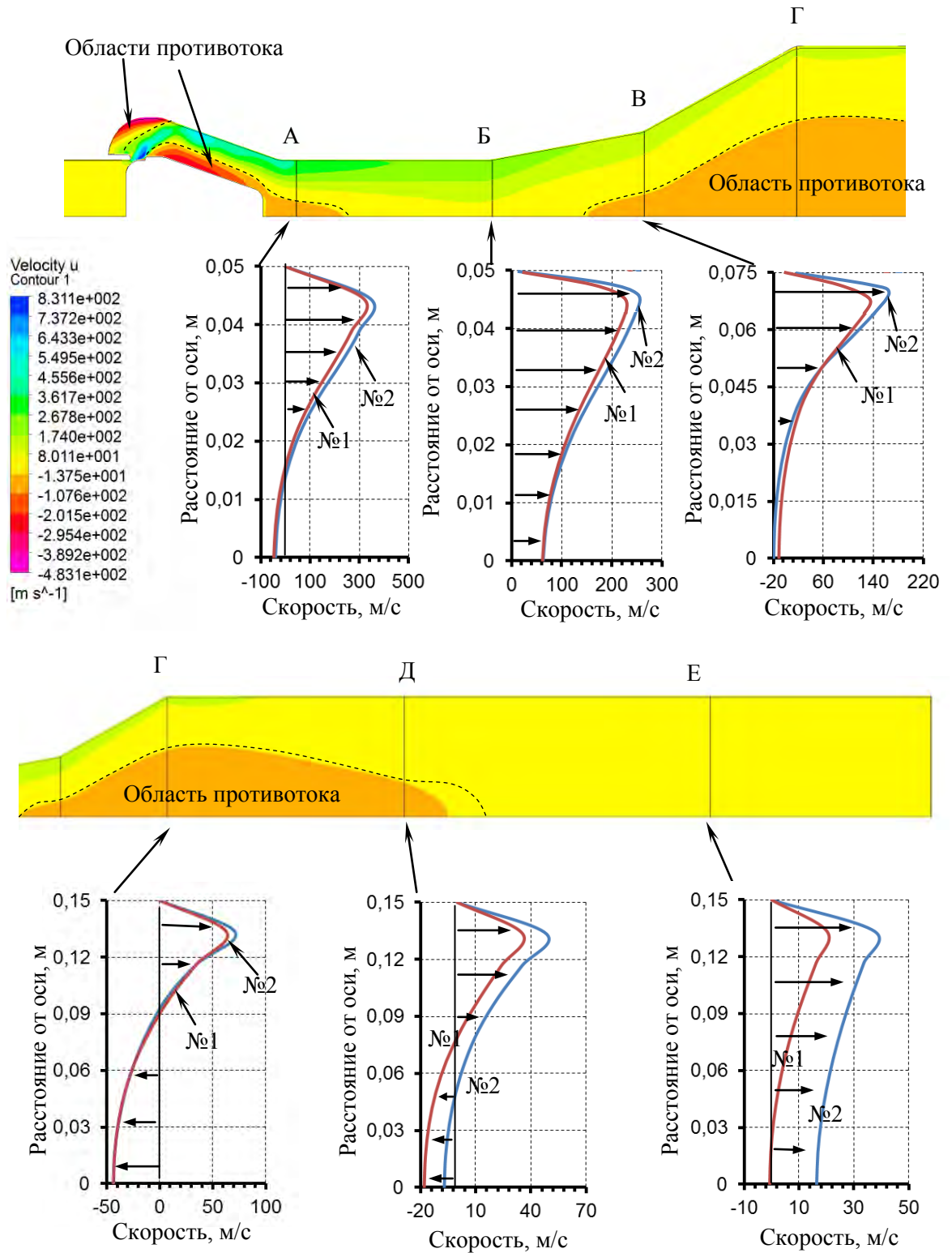


Рисунок 3.20 – Поле продольной составляющей скорости потока сжатого газа при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (линии № 1 и № 2 – соответственно, нижняя и верхняя граница диапазона изменения параметра)

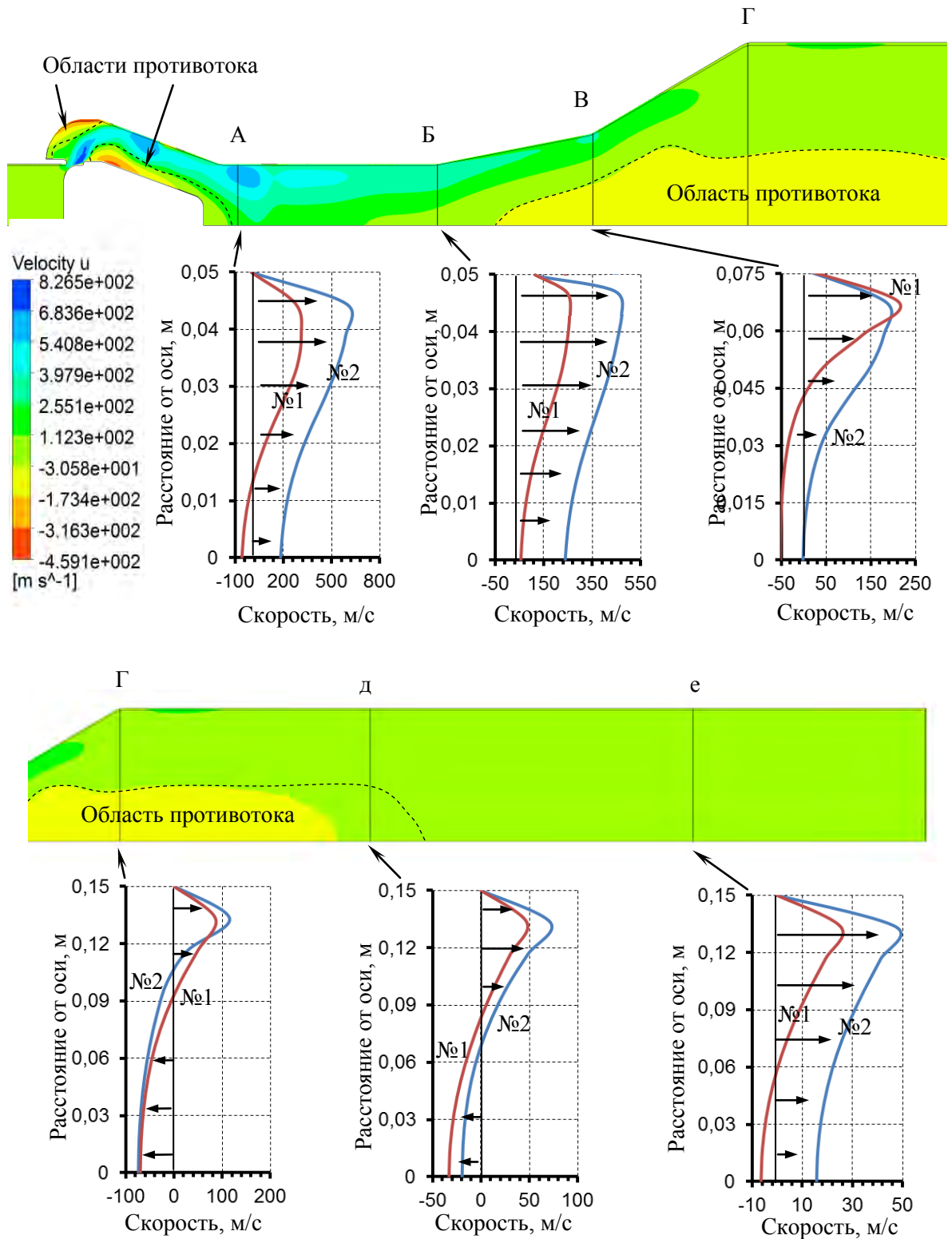


Рисунок 3.21 – Поле продольной составляющей скорости потока сжатого газа при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (линии № 1 и № 2 – соответственно, нижняя и верхняя граница диапазона изменения параметра)

На рисунке 3.22 показано поле продольной составляющей скорости потока в проточной части клапана-регулятора. Установлено, что скорость противотока во второй области завихрения составляет от 120 до 300 м/с при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и от 200 до 450 м/с при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

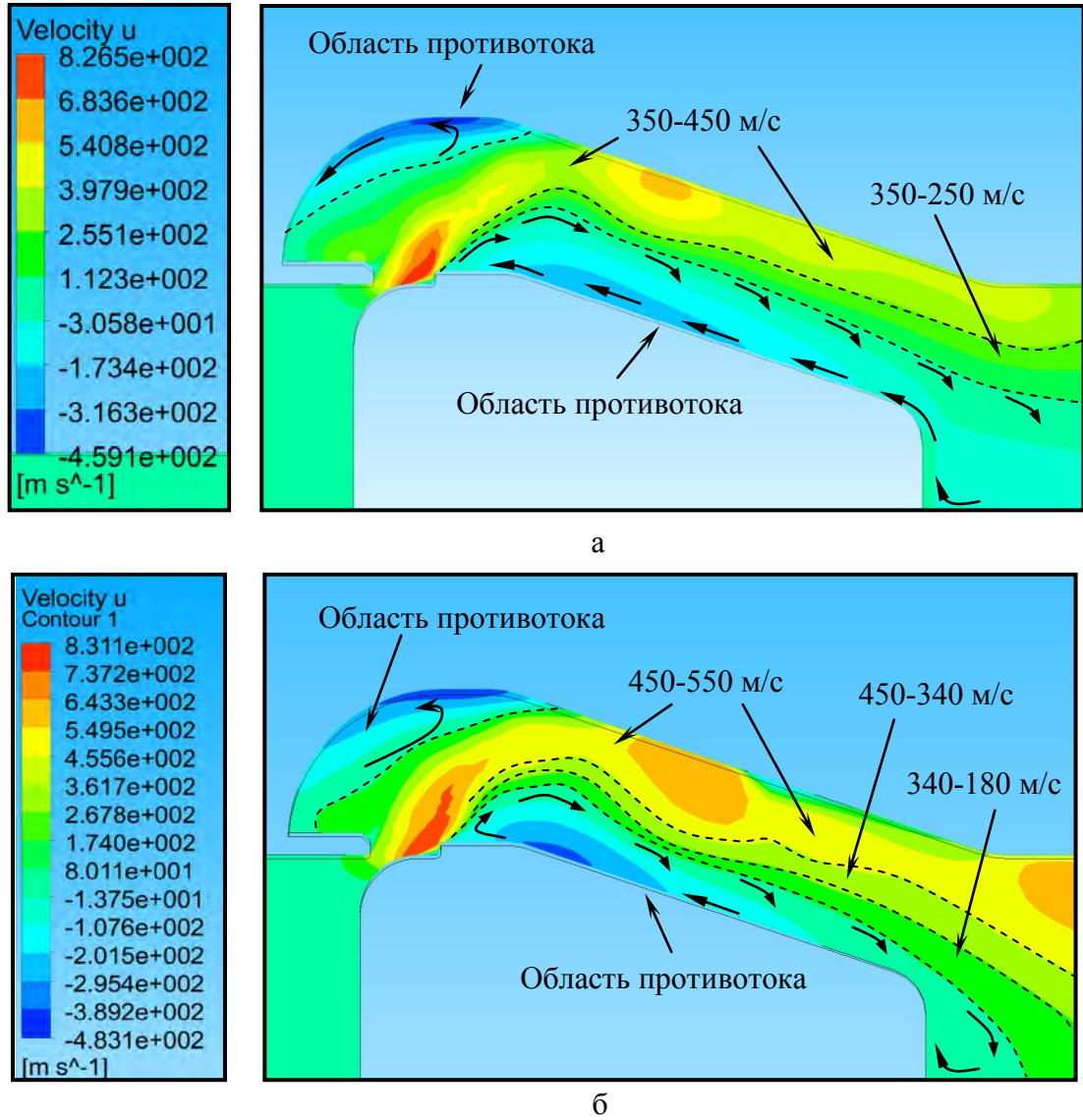


Рисунок 3.22 – Поле продольной составляющей скорости потока сжатого газа в проточной части клапана-регулятора при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а) и $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (б)

Динамика изменения температуры газа в контрольных точках для назначенного временного интервала показана на рисунках 3.23 и 3.24. Отклонение параметра от среднего значения составляет $3 - 5^\circ$ при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $5 - 8^\circ$ при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

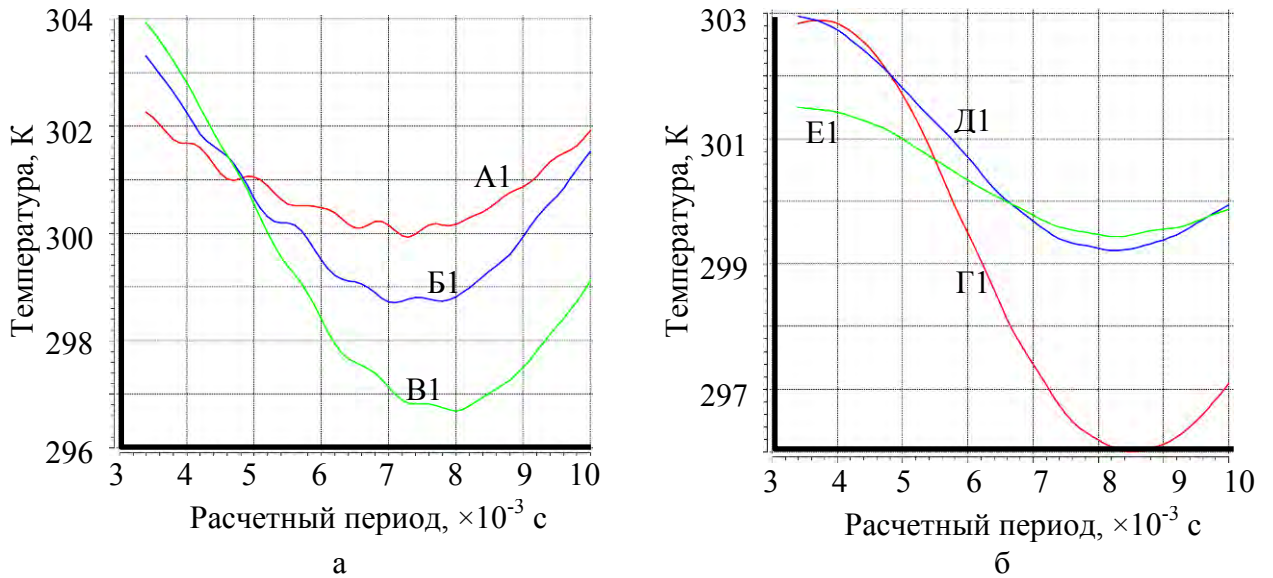


Рисунок 3.23 – Динамика изменения температуры газа в заданных контрольных сечениях расчетной области при объемном расходе 28×10^3 м³/ч: сечения А, Б и В, контрольные точки расположены на расстоянии 0,04 м (А1, Б1) и 0,65 м (В1) от оси канала (а); сечения Г, Д и Е, контрольные точки расположены на расстоянии 0,14 м от оси канала (б)

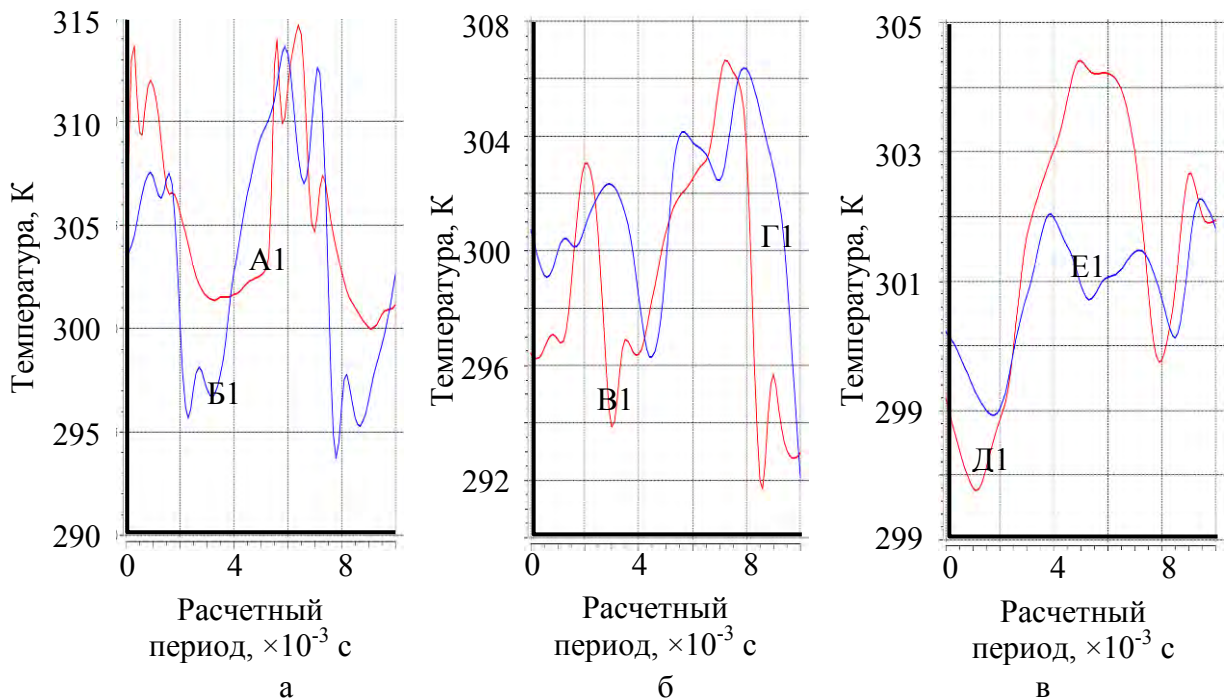


Рисунок 3.24 – Динамика изменения температуры газа в заданных контрольных сечениях расчетной области при объемном расходе 40×10^3 м³/ч: сечения А и Б, контрольные точки расположены на расстоянии 0,04 м от оси канала (а); сечения В, Г, Д, Е, контрольные точки расположены на расстоянии 0,14 м от оси канала (б, в)

Поле распределения температуры газа в пределах продольного сечения расчетной области представлено на рисунке 3.25. Особенности распределения температуры газа в пределах контрольных сечений показаны на рисунке 3.26.

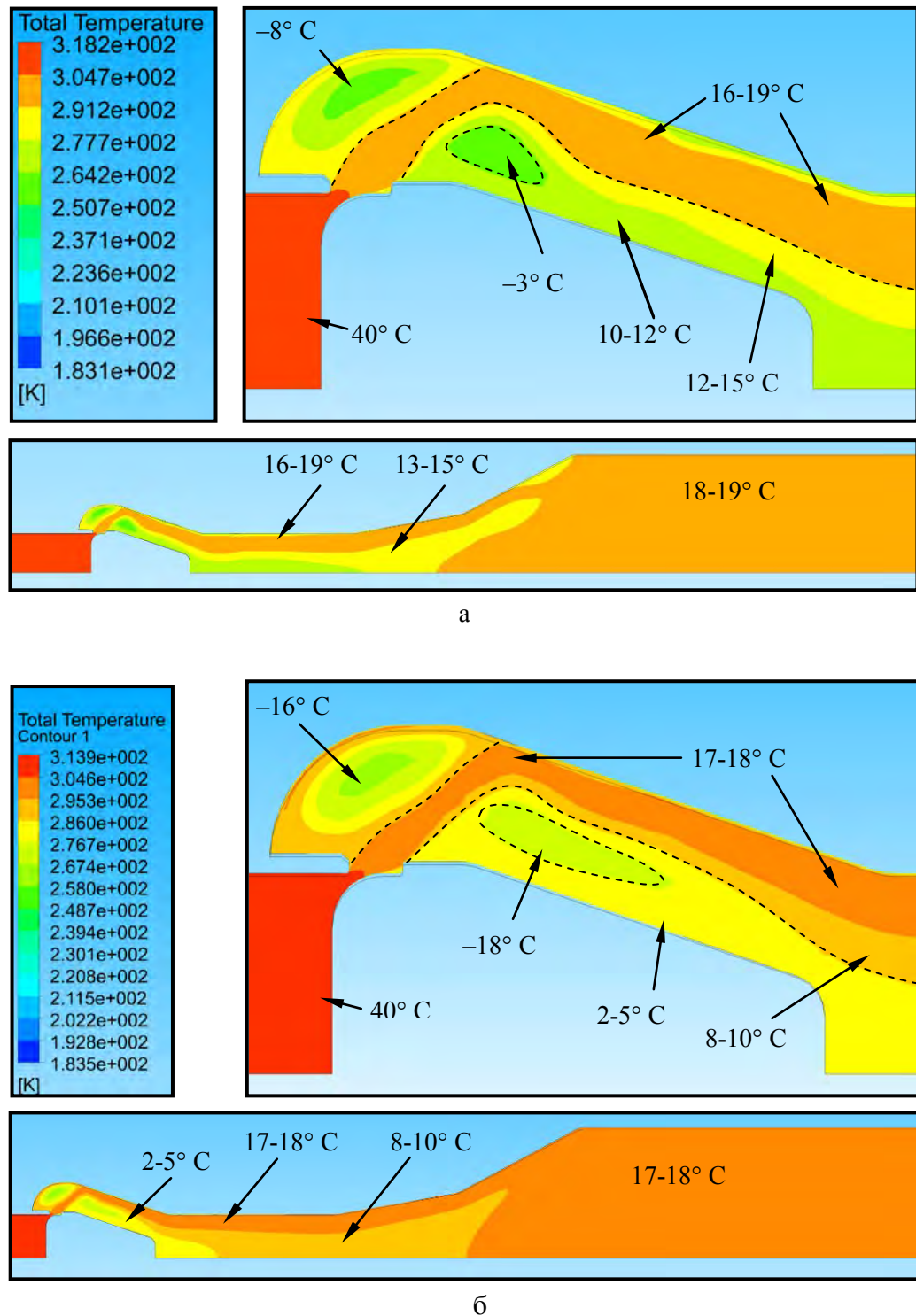
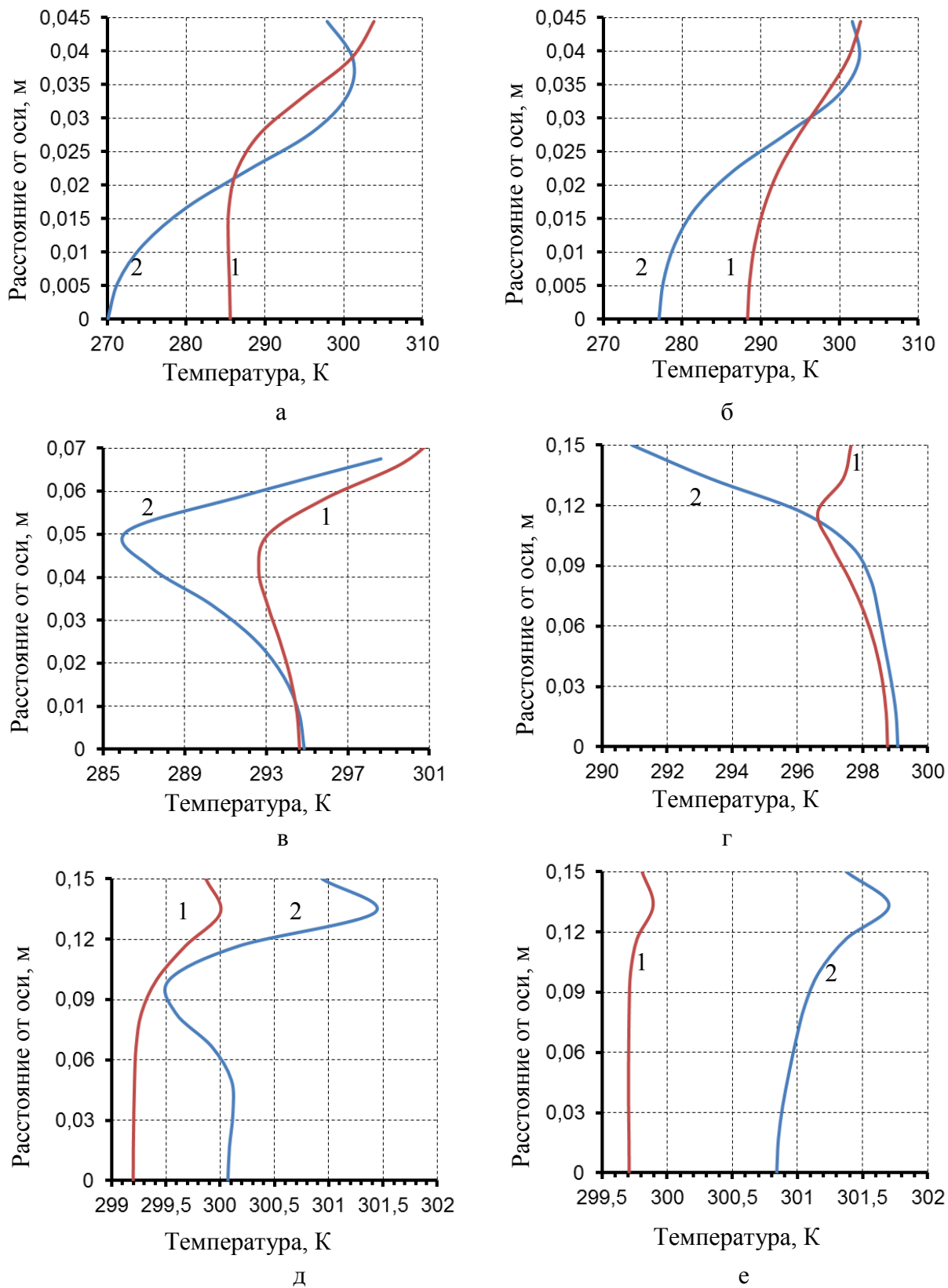


Рисунок 3.25 – Поле распределения температуры газа в пределах продольного сечения расчетной области при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а) и $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (б)



Объемный расход: 1 – $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$; 2 – $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$

Рисунок 3.26 – Среднее значение температуры газа для заданного расчетного периода в контрольных сечениях: сечение А (а); сечение Б (б); сечение В (в); сечение Г (г); сечение Д (д); сечение Е (е)

Установлено, что в том случае, если температура газа на входе в клапан-регулятор составляет $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, среднее значение температуры газа за расчетный период на выходе канала будет составлять не более $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $28 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$ и не более $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $40 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$. В первой и второй областях завихрения температура газа достигает отрицательных значений (от минус 3 до минус $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $28 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$ и от минус 8 до минус $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $40 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$).

На прямолинейных участках канала (сечения А, Б, Д, Е) наблюдается постепенное повышение температуры от оси до уровня максимальной скорости в сечении с последующей стабилизацией или незначительным снижением с приближением к стенке. Температура газа на оси канала между контрольными сечениями А и Б составляет от минус 3 до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $40 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$ и от 10 до $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ при объемном расходе $28 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$.

На выходе первого и второго диффузора температуры газа на оси (в рассматриваемых случаях) составляет соответственно 12 и $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

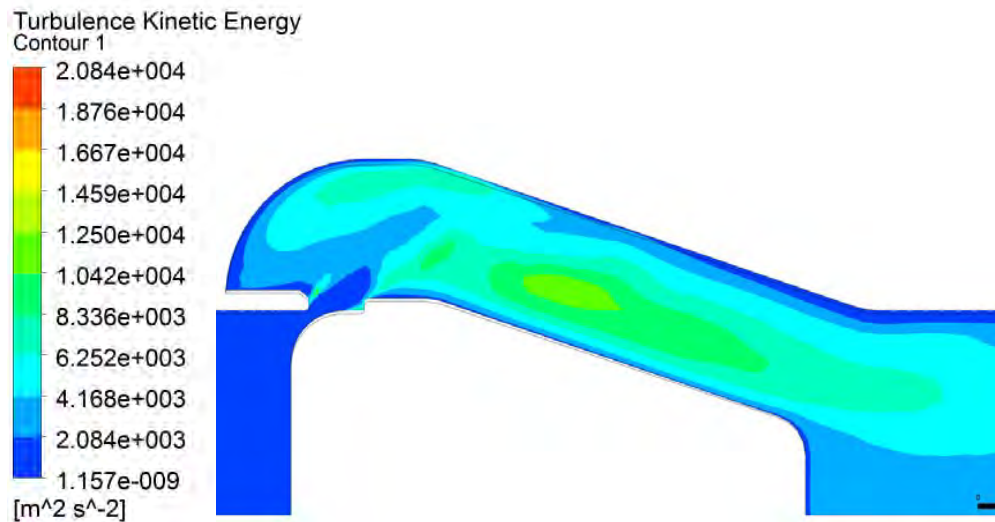
Поле распределения кинетической энергии турбулентных пульсаций высокоскоростного потока в проточной части клапана-регулятора показано на рисунке 3.27. Установлено, что максимальные значения параметра наблюдаются в первой и второй областях завихрения потока и составляют более $0,8 \times 10^4\text{ м}^2/\text{с}^2$ при массовом расходе $28 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$ и более $1,1 \times 10^4\text{ м}^2/\text{с}^2$ при массовом расходе $40 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$.

По результатам проведенных исследований установлено следующее:

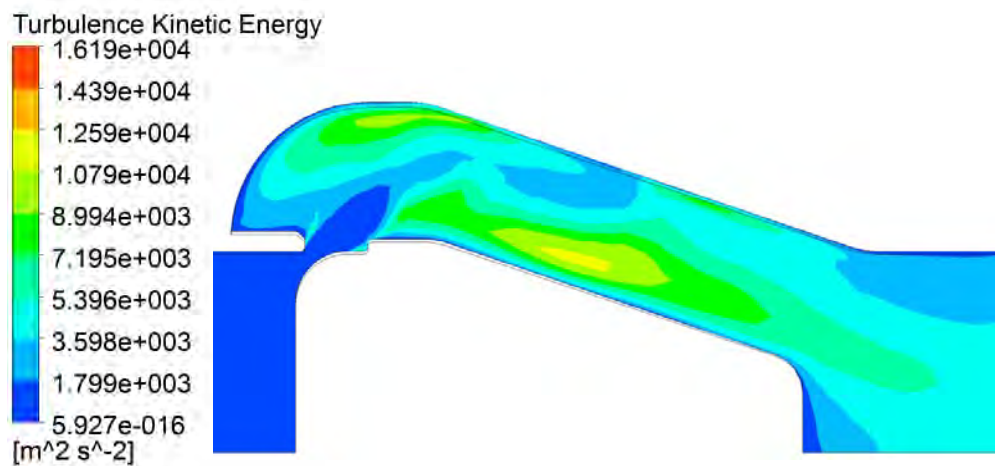
– вследствие геометрических особенностей области истечения, высокоскоростной поток характеризуется сложной структурой, включающей в свой состав области завихрения, характеризующихся низким давлением и температурой а также высоким уровнем кинетической энергии турбулентных пульсаций;

– максимальные по амплитуде пульсации давления наблюдаются в проточной части клапана-регулятора и патрубке между клапаном-регулятором и входом в первый диффузор;

– изменение давления газа может быть охарактеризовано как гармоническое колебание частотой более 100 Гц при объемном расходе $28 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$ и более 200 Гц при объемном расходе $40 \times 10^3\text{ м}^3/\text{ч}$.



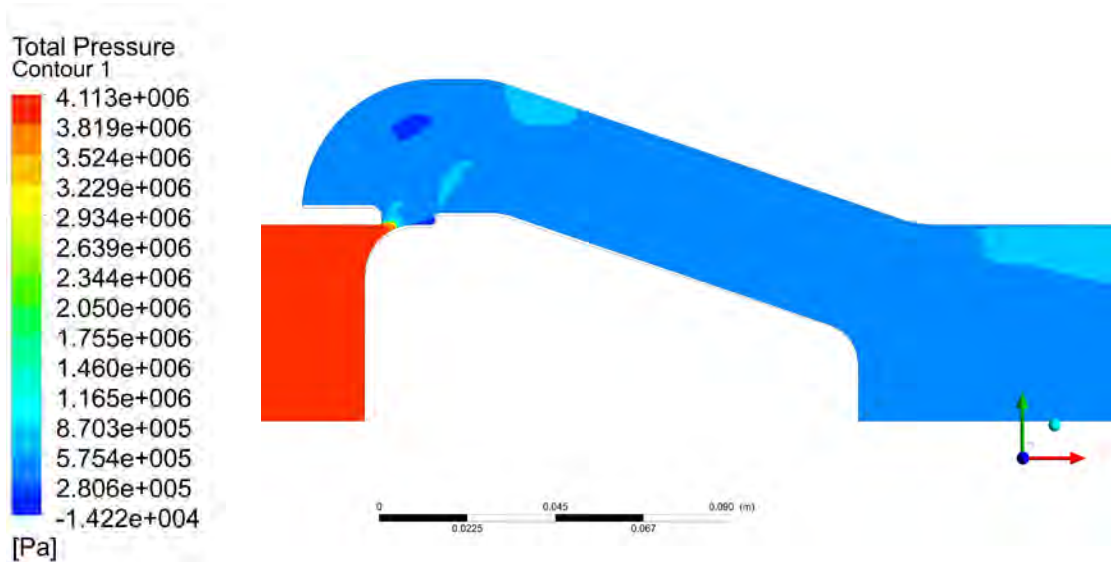
а



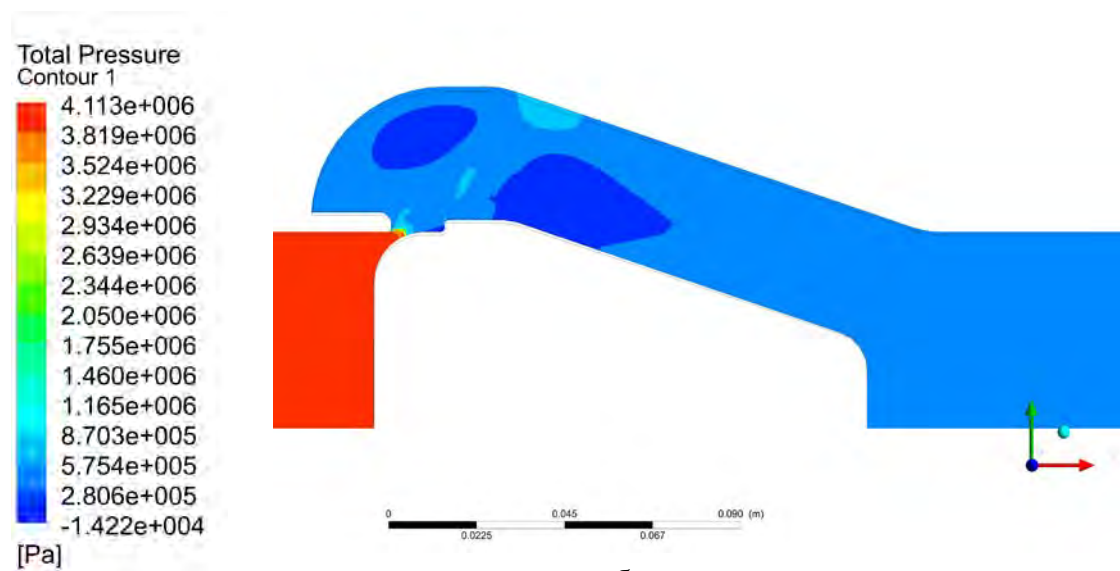
б

Рисунок 3.27 – Поле распределения кинетической энергии турбулентных пульсаций потока сжатого газа в проточной части клапана-регулятора при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а) и $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (б)

На рисунках 3.28 – 3.33 показаны поля распределения давления, температуры и скорости высокоскоростного газового потока в пределах заданного продольного сечения проточной части клапана регулятора в различные временные интервалы в пределах расчетного периода, составляющего 0,007 с (объемный расход $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$) и 0,01 с (объемный расход $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$).



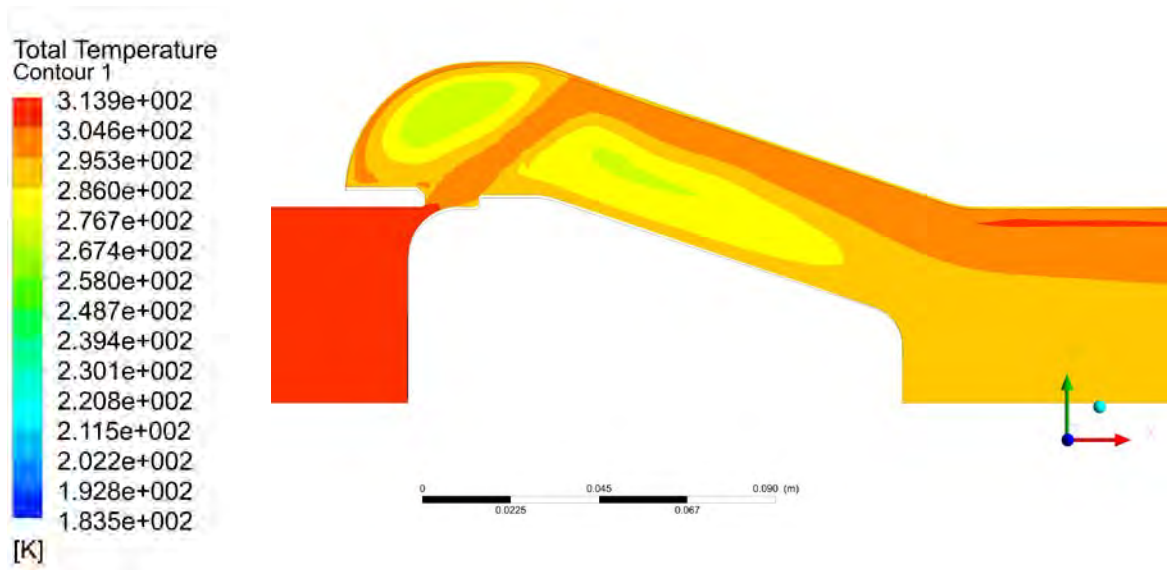
а



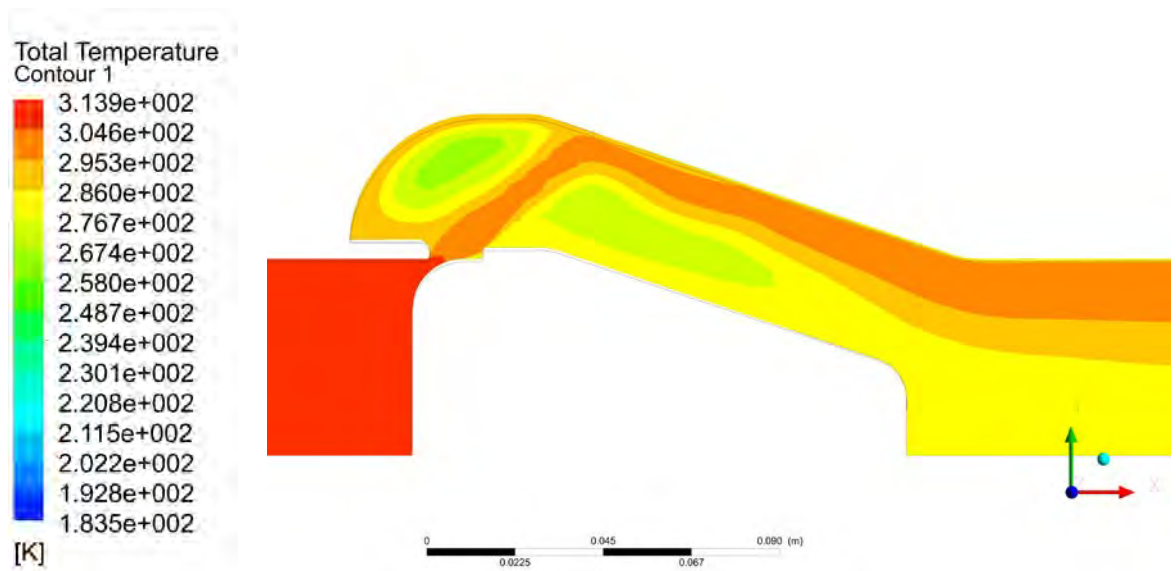
б

Рисунок 3.28 – Поле распределения давления в высокоскоростном потоке сжатого газа, проходящем через клапан-регулятор, при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$:

временной интервал 0,0036–0,0038 с, максимальное давление газа в заданных контрольных точках расчетной области (а); временной интервал 0,0079–0,0083 с, минимальное давление газа заданных в контрольных точках расчетной области (б)

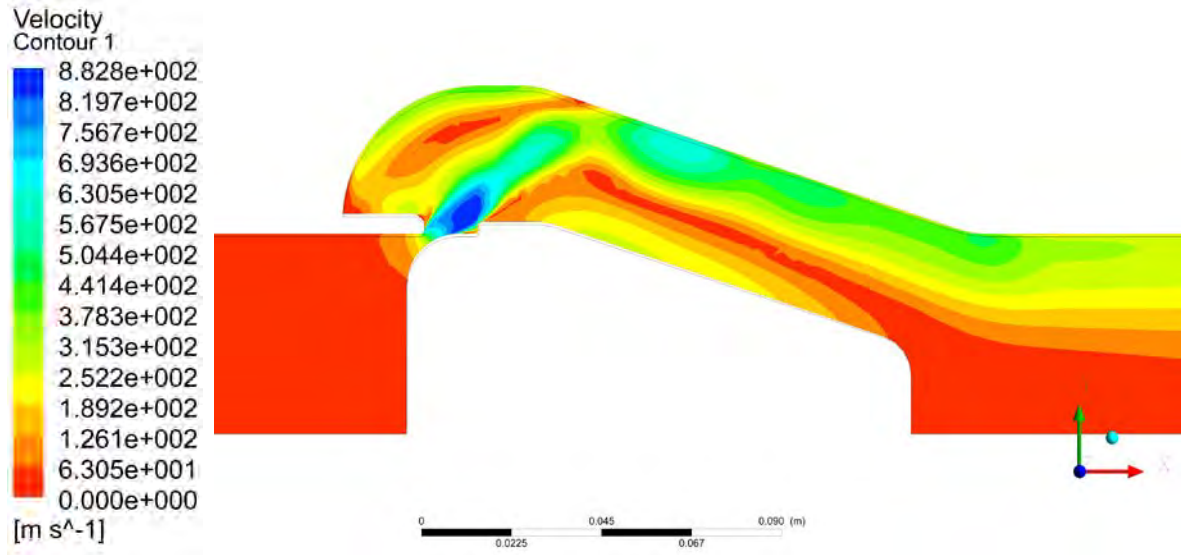


а

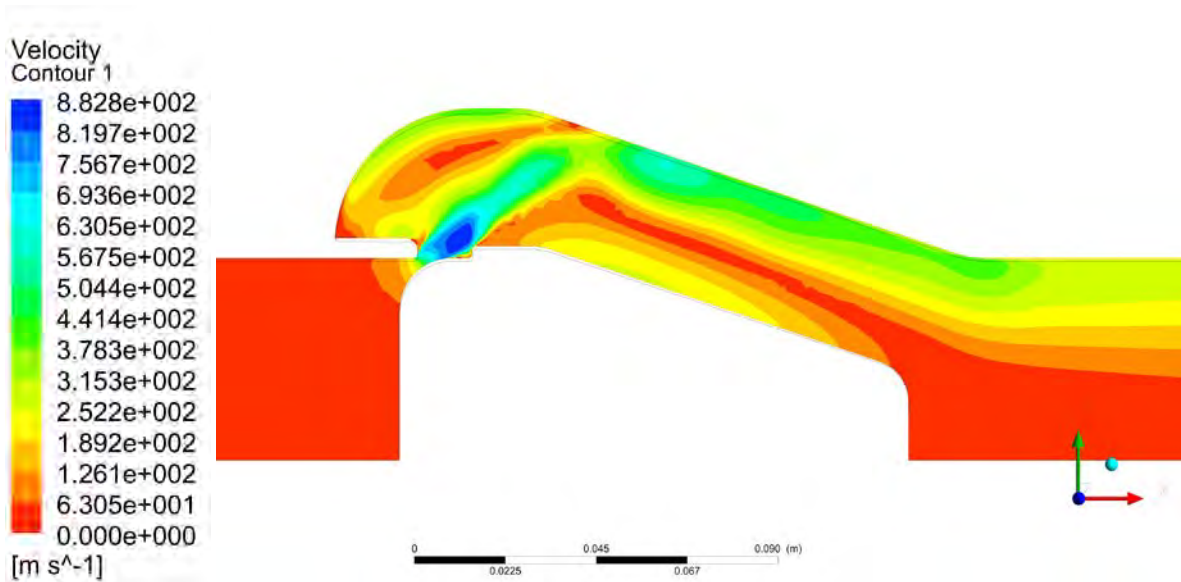


б

Рисунок 3.29 – Поле распределения температуры в высокоскоростном потоке сжатого газа, проходящем через клапан-регулятор, при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: временной интервал 0,0036–0,0038 с, максимальное значение параметра в заданных контрольных точках (а); временной интервал 0,0079–0,0083 с, минимальное значение параметра в заданных контрольных точках (б)

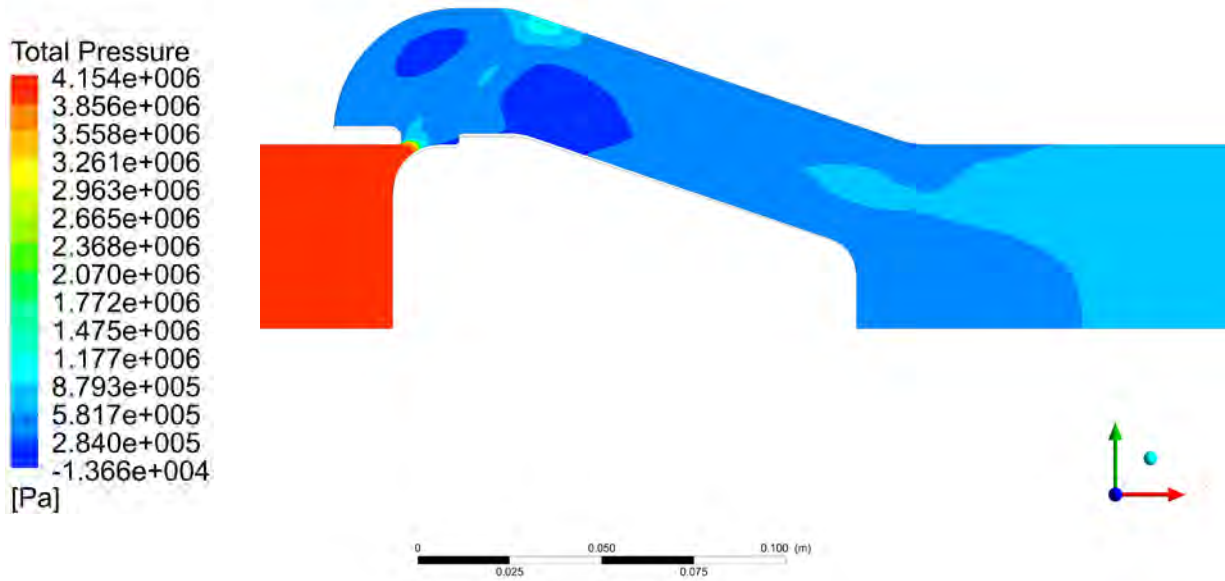


а

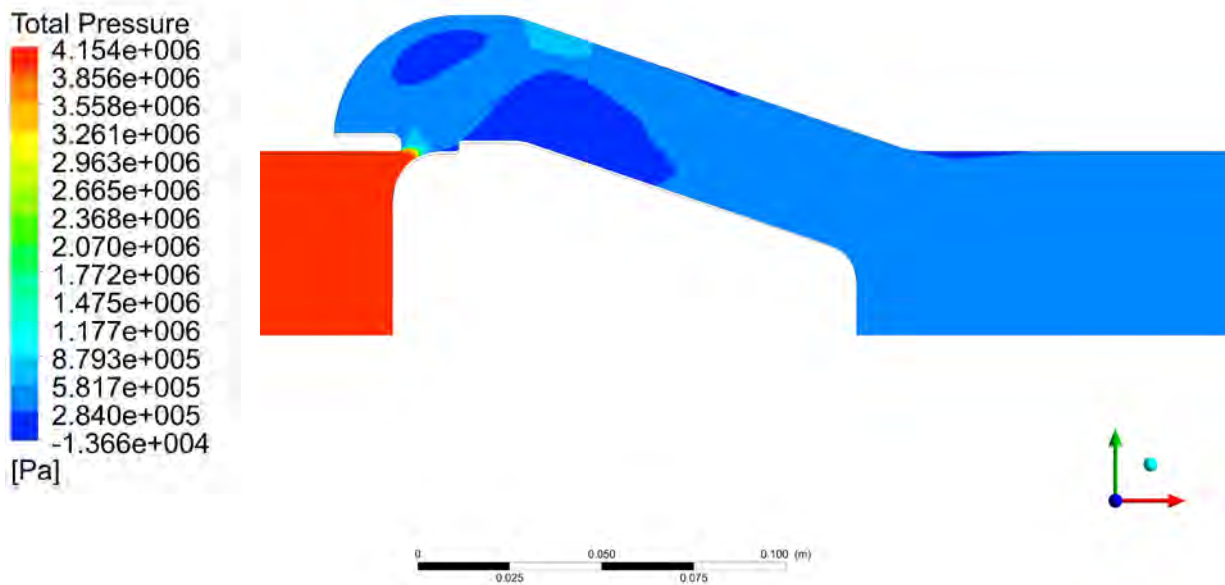


б

Рисунок 3.30 – Поле распределения скорости в потоке сжатого газа, проходящего через клапан-регулятор, при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: временной интервал 0,0079-0,0083 с, максимальное значение параметра в заданных расчетных точках, расположенных в пределах клапана-регулятора и на участке между первым диффузором и клапаном регулятора (а); временной интервал 0,0036-0,0038 с, минимальное значение параметра в заданных расчетных точках, расположенных в пределах клапана-регулятора и на участке между первым диффузором и клапаном регулятора (б)



а



б

Рисунок 3.31 – Поле распределения давления в высокоскоростном потоке сжатого газа, проходящем через клапан-регулятор, при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: временной интервал 0,0062–0,0068 с, максимальное давление газа в заданных контрольных точках расчетной области (а); временной интервал 0,004–0,005 с, минимальное давление газа заданных в контрольных точках расчетной области (б)

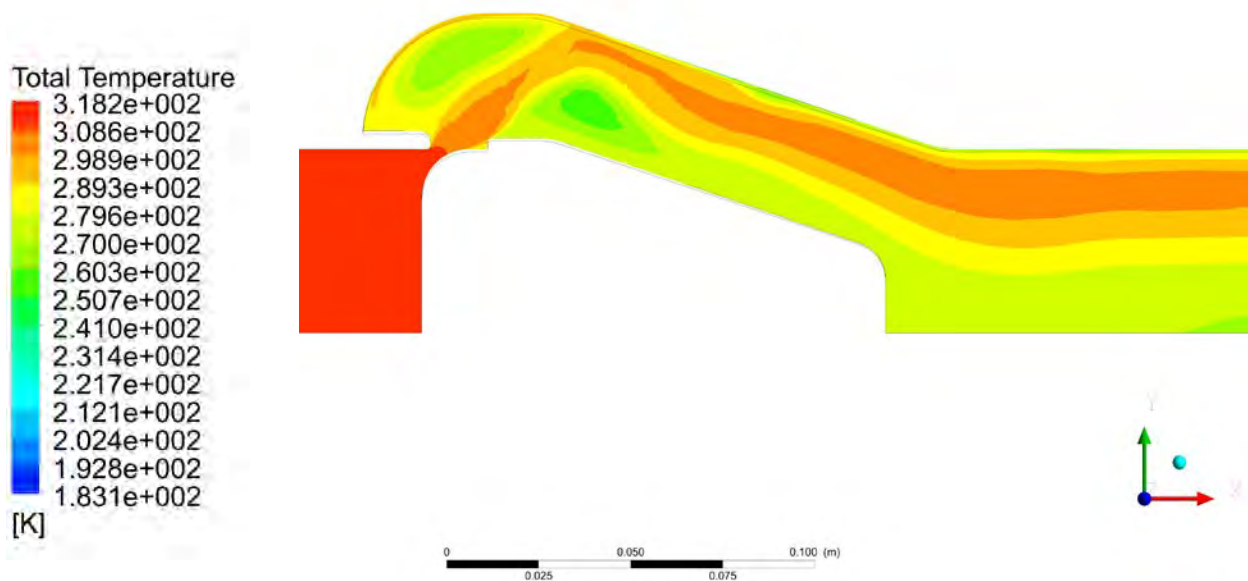
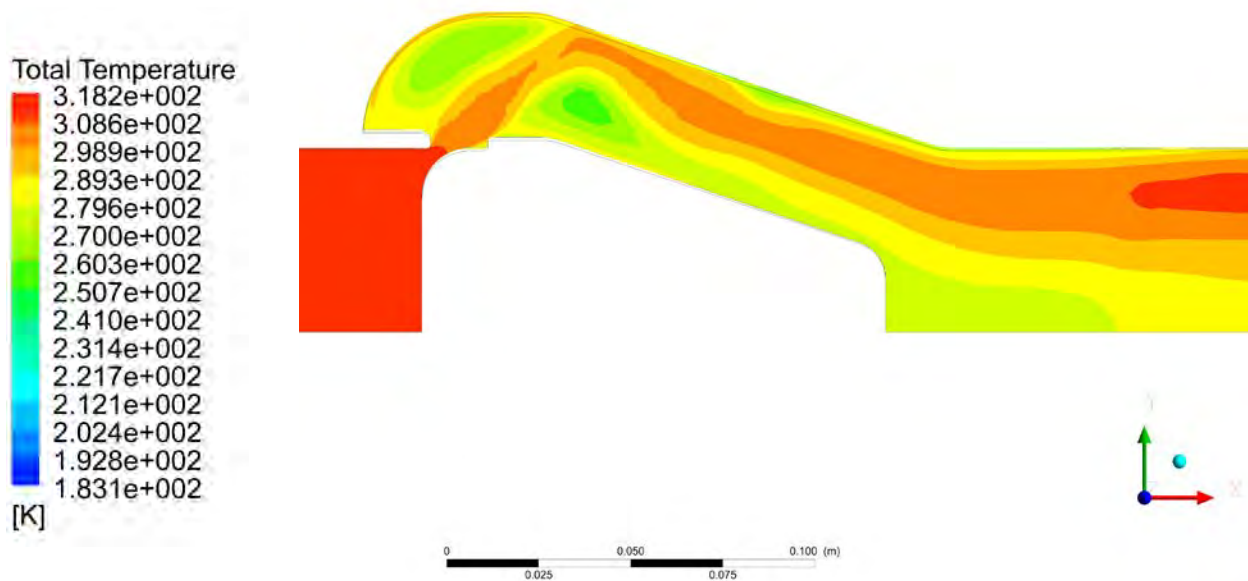
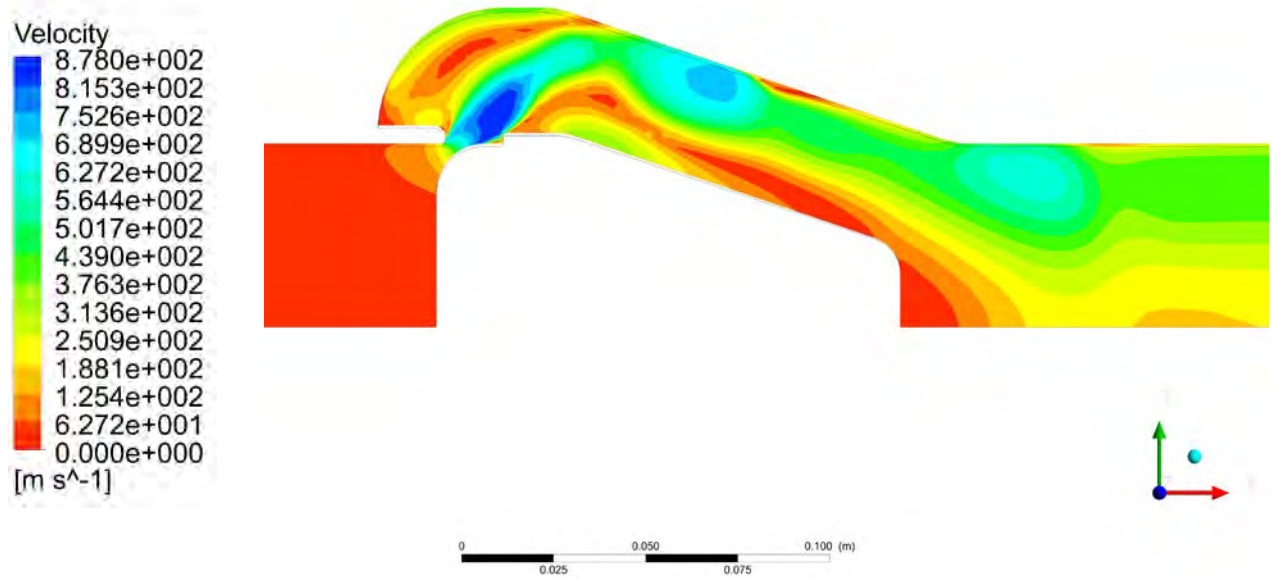
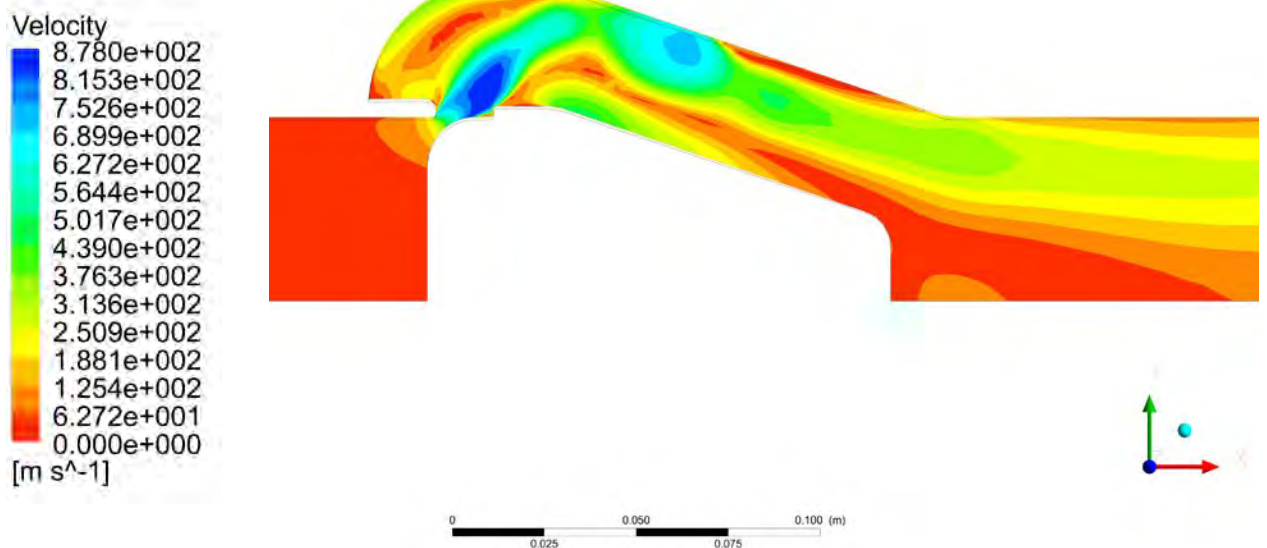


Рисунок 3.32 – Поле распределения температуры в высокоскоростном потоке сжатого газа, проходящем через клапан–регулятор, при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: временной интервал 0,0062-0,0068 с, максимальное давление газа в заданных контрольных точках расчетной области (а); временной интервал 0,004-0,005 с, минимальное значение параметра в заданных в контрольных точках расчетной области (б)



а



б

Рисунок 3.33 – Поле распределения скорости в потоке сжатого газа, проходящего через клапан-регулятор, при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$: временной интервал 0,0038-0,005 с, максимальное значение параметра в заданных расчетных точках, расположенных в пределах клапана-регулятора и на участке между первым диффузором и клапаном регулятора (а); временной интервал 0,0058 – 0,0068 с, минимальное значение параметра в заданных расчетных точках, расположенных в пределах клапана-регулятора и на участке между первым диффузором и клапаном регулятора (б)

Выводы по главе 3:

1) Выполнен анализ конструкции участка редуцирования ГРС «Эжва» ООО «Газпром трансгаз Ухта». В расчетном комплексе Ansys CFX построена трехмерная модель проточной части линии редуцирования, выполнено разбиение модели на единичные объемы. Определены граничные условия, уравнение состояния газа, модель турбулентности. Выполнено расчетное моделирование высокоскоростного потока сжатого газа, проходящего через канал сложной формы.

2) Выполнено расчетное моделирование процесса истечения газа из области высокого в область низкого давления через канал сложной формы, включающий последовательно расположенные клапан-регулятор типа РДУ – 64-100 и начальную часть участка низкого давления линии редуцирования, состоящую из двух прямолинейных участков и двух диффузоров. По результатам моделирования установлено, что максимальные по амплитуде пульсации давления наблюдаются в проточной части клапана-регулятора и патрубке между клапаном-регулятором и диффузором. Изменение давления газа может быть охарактеризовано как гармоническое колебание частотой более 100 Гц при объемном расходе $28 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более 200 Гц при объемном расходе $40 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Амплитуда пульсаций давления на указанном участке расчетной области при объемном расходе $40 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ достигает 0,3 – 0,4 МПа. Поток в пределах расчетной области имеет три области завихрения.

4 РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО УМЕНЬШЕНИЮ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ В ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКЕ ГРС

4.1 Результаты ввибрационного контроля трубопроводов ГРС

Специалистами ИТЦ ООО «Газпром трансгаз Ухта» было проведено диагностирование [69] трубопроводной обвязки ГРС «Эжва» входе, которого выполнены следующие мероприятия:

– контроль качества изготовления и установки узлов регулируемых опор Ду300 (3 ед.), смонтированных на нитках редуцирования;

– вибрационный контроль ниток редуцирования в контрольных точках [55];

– обследование опорных конструкций ниток редуцирования.

По результатам проведенного обследования установлено следующее:

– опоры трубопроводов на участке редуцирования имеют нарушения, не позволяющие обеспечить необходимую фиксацию труб (рисунок 4.1). У регулируемых опор зафиксированы технологические дефекты, ограничивающие эффективность их работы;

– на эксплуатационных режимах, вибрация трубопроводов, расположенных после клапана-регулятора (точки размещения виброизмерительных датчиков № 5 – № 8, рисунок 4.2), по уровню виброскорости превышает предельно допустимое значение (рисунок 4.3, а, б).



Рисунок 4.1 – Характерные дефекты опор трубопроводов ГРС: неполное прилегание опоры (а) и отсутствие контакта между опорой и основанием (б)

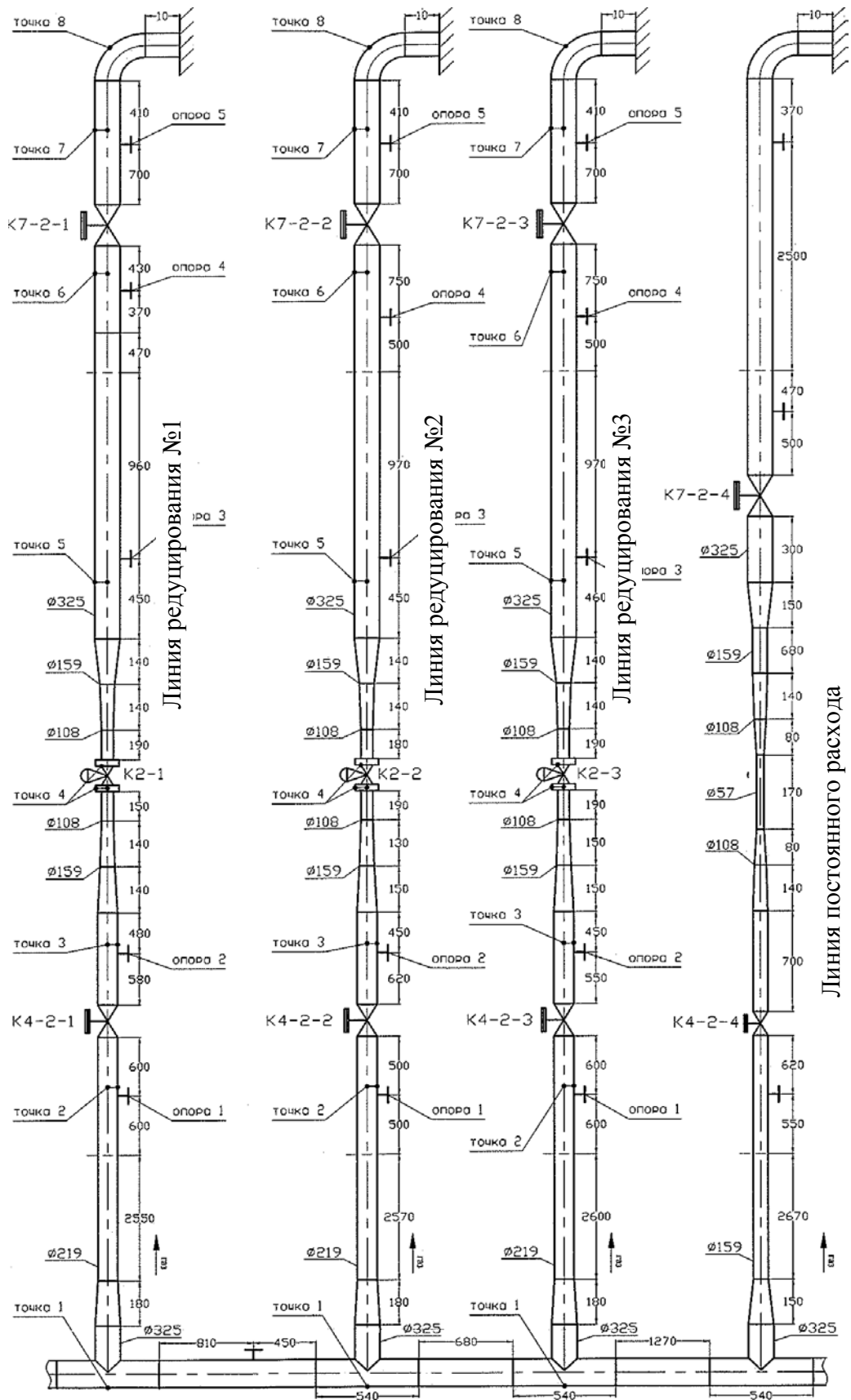


Рисунок 4.2 – Схема размещения датчиков для контроля вибрации на трубопроводах участка редуцирования ГРС

В результате были предложены следующие варианты снижения интенсивности вибрации:

- восстановление работоспособности опор;
- использование в технологическом процессе резервной линии редуцирования (дополнительно к двум, находящимся в эксплуатации);
- перепуск части общего расхода газа через технологическую линию с ручным регулятором расхода (рисунок 4.2).

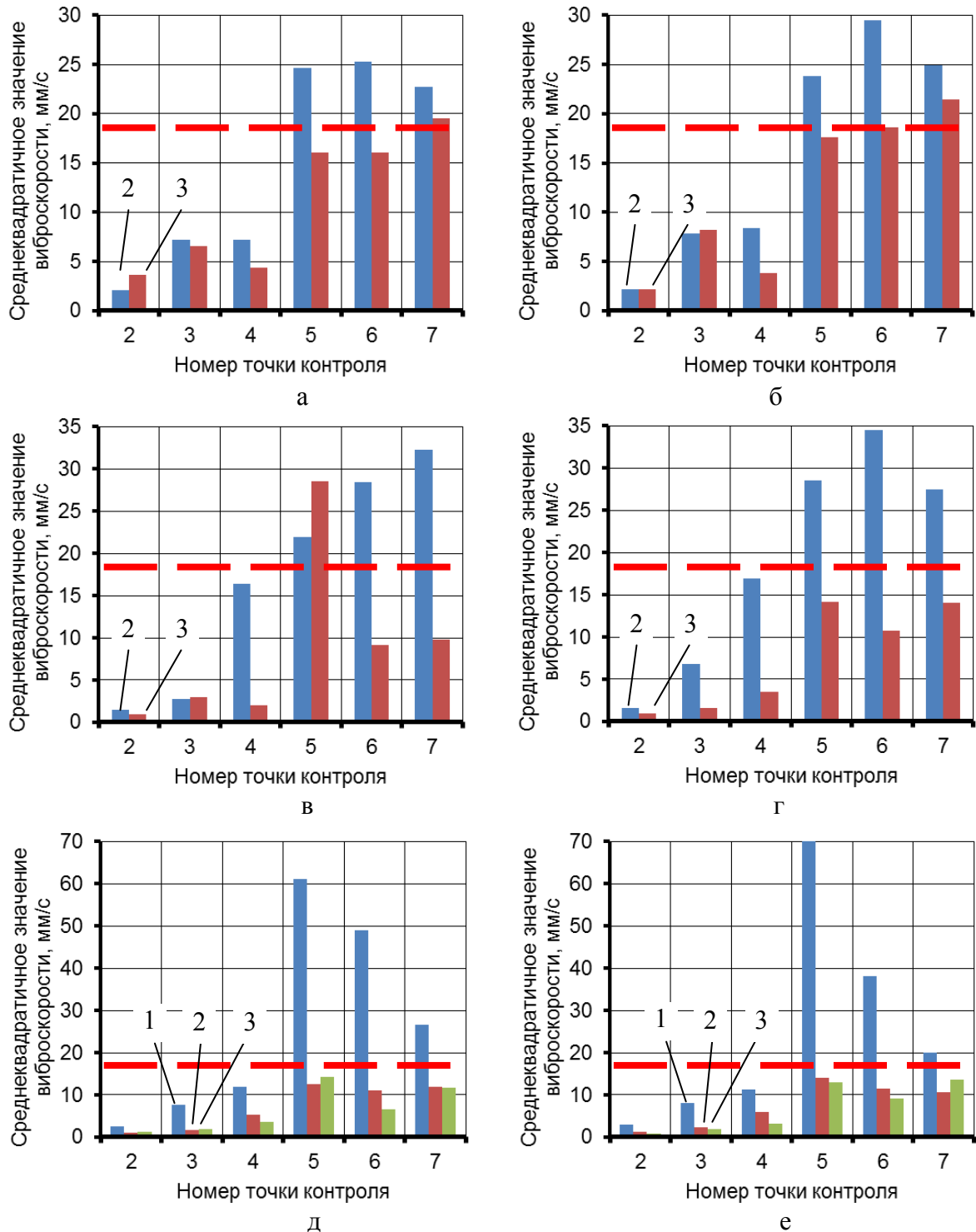
Результаты повторных измерений параметров вибрации линий редуцирования газа при последовательной реализации технических решений по снижению интенсивности колебаний трубопроводов, показаны на рисунках 4.3 и 4.4 (допустимый уровень виброскорости обозначен пунктирной горизонтальной линией). По результатам анализа полученных результатов установлено следующее:

- восстановление работоспособности опор не является достаточной мерой. Параметры вибраций задействованных в технологическом процессе линий редуцирования после восстановления опор остаются на прежнем уровне или изменяются незначительно (рисунок 4.3, в, г);

- дополнительное включение в технологический процесс резервной (третьей) линии также не позволяет обеспечить снижение уровней вибрации трубопроводов линии редуцирования, что в данном случае, возможно, объясняется особенностями настроек клапанов-регуляторов, при которых основной объем газа проходит через одну линию, а не распределяется равномерно по трем (рисунки 4.3, д, е и 4.4, а, б)

- перепуск части общего расхода через технологическую линию с ручным регулятором расхода позволяет добиться частичного эффекта, выражаемого в снижении интенсивности колебаний трубопроводов линий редуцирования на участке между клапаном-регулятором и опорой № 3 (рисунок 4.4, в-е). При этом уровень вибрации в контрольных точках № 6 и № 7 остается на прежнем уровне;

- вне зависимости от уровня расхода (в ходе проведения измерений расход газа на ГРС составлял от 121000 до 150000 м³/ч) уровень вибрации основной линии остается на одном и том же уровне, что в данном случае также можно объяснить особенностями настроек клапанов-регуляторов, не позволяющих обеспечить равномерную загрузку линий. То есть, как отмечалось ранее, расход на основной линии является величиной постоянной и регулировка расхода ГРС происходит преимущественно на клапане-регуляторе вспомогательной линии.



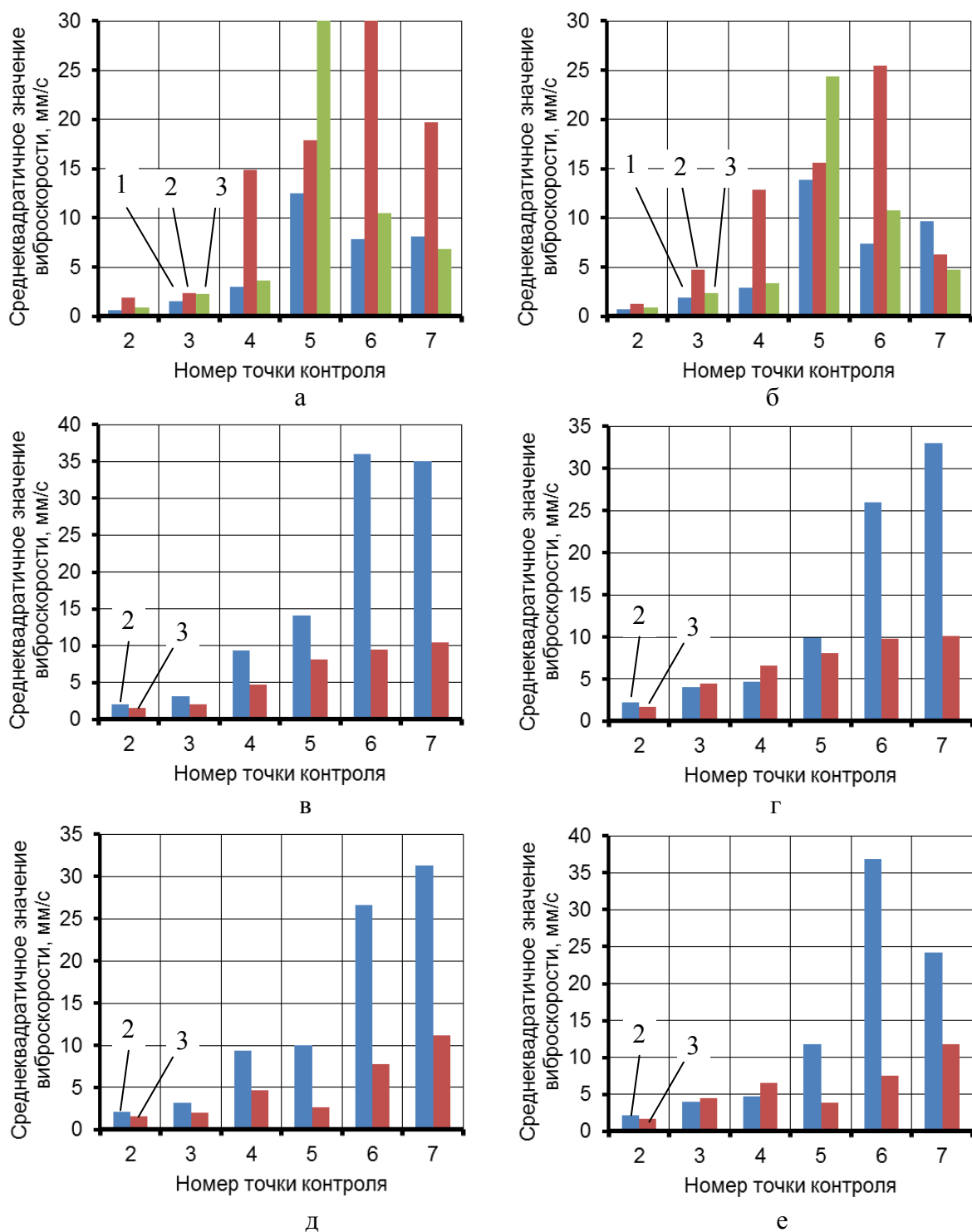
1 – линия редуцирования № 1; 2 – линия редуцирования № 2;

3 – линия редуцирования № 3

Рисунок 4.3 – Результаты измерений вибрации линий редуцирования

ГРС «Эжва»: а) горизонтальная плоскость, расход 147000 м³/ч; б) вертикальная плоскость, расход 147000 м³/ч; в) горизонтальная плоскость, расход 139000 м³/ч;

г) вертикальная плоскость, расход 139000 м³/ч; д) горизонтальная плоскость, расход 140000 м³/ч; е) вертикальная плоскость, расход 140000 м³/ч



1 – линия редуцирования № 1; 2 – линия редуцирования № 2;

3 – линия редуцирования № 3

Рисунок 4.4 – Результаты измерений вибрации линий редуцирования

ГРС «Эжва»: а) горизонтальная плоскость, расход 134000 м³/ч; б) вертикальная

плоскость, расход 134000 м³/ч; в) горизонтальная плоскость, расход 150000 м³/ч;

г) вертикальная плоскость, расход 150000 м³/ч; д) горизонтальная плоскость, расход 121000

м³/ч; е) вертикальная плоскость, расход 121000 м³/ч

4.2 Расчет вибраций в линии редуцирования газа ГРС

4.2.1 Анализ методов расчета параметров вибраций трубопроводов

В настоящее время разработано значительное количество нормативной и справочной литературы, в которой рассматриваются вопросы обеспечения безаварийной эксплуатации различного промышленного оборудования (в том числе трубопроводов) в условиях воздействия гармонически изменяемых нагрузок. При этом большинство нормативных документов определяют порядок проведения работ по контролю уровня вибрации, устанавливают ее допустимые нормы, а также содержат перечень мероприятий по снижению ее интенсивности и, как правило, не включают расчетные методики, позволяющие оценить параметры колебаний конструкций при известных частотных характеристиках (периодов колебаний, частот, амплитуд) переменных нагрузок и воздействий.

Особенности работы трубопроводов в условиях воздействия гармонически изменяемых или пульсирующих нагрузок могут быть определены методом расчетного моделирования на основании выражений, приведенных в следующих нормативных документах:

- ГОСТ 32388-2013 «Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и технологические воздействия» [23];
- РТМ 38.001-94 «Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов» [59];
- СА 03-003-07 «Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов» [60].

ГОСТ 32388-2013 [и СА 03-003-07 позволяют оценить прочность трубопроводов, тройников, отводов и опор при одновременном воздействии статических и гармонически изменяемых нагрузок (статическую прочность и малоцикловую усталость).

РТМ 38.001-94 содержит упрощенную методику расчета собственных частот колебаний трубопроводов, а также позволяет оценить условия возникновения интенсивных колебаний, обусловленных соответствием собственных частот трубопроводных линий и частот переменных нагрузок.

У приведенных нормативных документов можно выделить следующие ограничения по применению:

- методики, приведенные в ГОСТ 32388-2013 и СА 03-003-07, не позволяют оценить особенности отклика системы на гармонически изменяемые воздействия;

– расчетная методика, приведенная в РТМ 38.001-94, построена на предположении, что колебания трубопроводных систем связаны с явлением резонанса, наступающим при соответствии частот переменных нагрузок и собственных частот системы. То есть, предполагается, что при отстройке частот переменных нагрузок от собственных частот системы, вибрация будет отсутствовать или фиксируемые параметры вибрации не будут превышать предельно допустимых значений.

Оценка параметров вибрации трубопроводов под воздействием гармонически изменяемых нагрузок также может быть выполнена в соответствии с расчетными методиками, приведенными в работе А. А. Самарина «Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения» [61]. В указанной работе автор приводит порядок расчета параметров, как свободных, так и вынужденных колебаний трубопроводов с использованием достаточно сложного математического аппарата и рекомендует для повышения точности получаемых данных, на основании приведенных (или других) расчетных выражений, применять универсальные алгоритмы, реализуемые на компьютерах.

Пример блок-схемы, показывающей основные шаги алгоритма по расчету собственных колебаний трубопровода, приведен на рисунке 4.5.

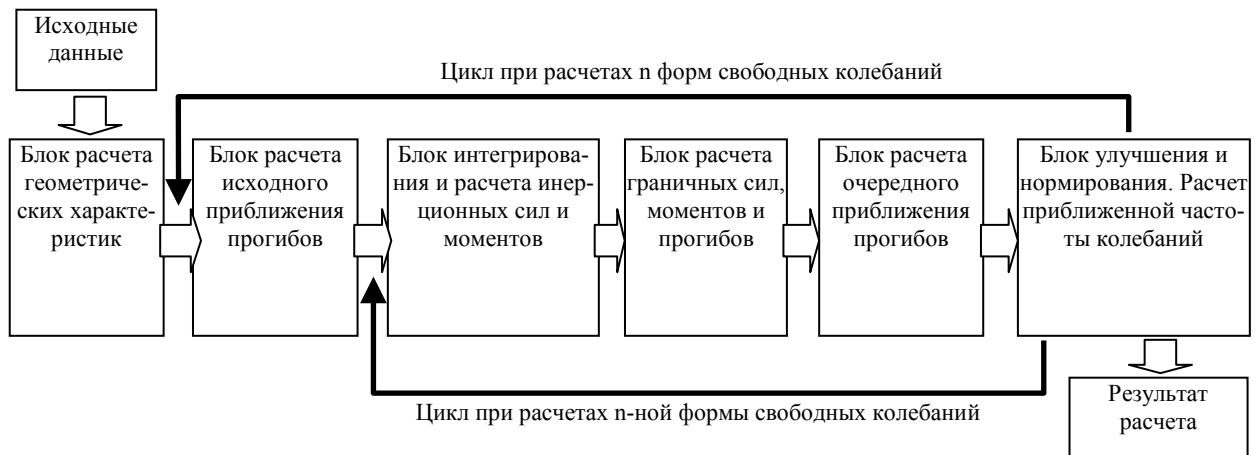


Рисунок 4.5 – Блок-схема программы для автоматизированного расчета свободных колебаний трубопровода

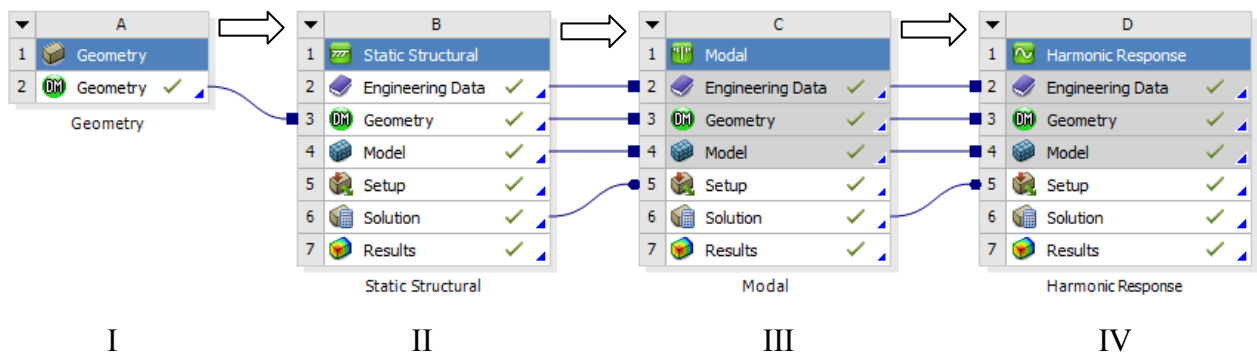
4.2.2 Порядок оценки параметров вибраций линии редуцирования газа ГРС в условиях воздействия гармонически изменяемых нагрузок

Оценка параметров вибрации трубопроводов линии редуцирования газа ГРС выполняется методом расчетного моделирования в программном комплексе Ansys Workbench с последовательным использованием модулей для следующих типов анализа (рисунок 4.6):

– статического структурного, предназначенного для определения перемещений, деформаций, напряжений и внутренних усилий, возникающих в трубопроводах линии редуцирования газа под воздействием статических нагрузок (внутреннего давления, силы тяжести);

– модального, предназначенного для определения вибрационных характеристик расчетной модели трубопроводной линии в условиях воздействия статических нагрузок (собственных частот и мод колебаний предварительно напряженной конструкции);

– гармонического, предназначенного для определения отклика модели трубопроводной (предварительно напряженной) линии к воздействию гармонически изменяемой нагрузки (внутреннего давления).



I – построение твердотельной расчетной модели трубопроводной линии;

II – статический структурный анализ модели; III – модальный анализ модели;

IV – гармонический анализ модели

Рисунок 4.6 – Порядок определения параметров вибрации трубопроводов линии редуцирования газа ГРС в условиях воздействия гармонически изменяемых нагрузок

4.2.3 Построение расчетной модели, определение граничных условий

Построение расчетной модели трубопроводной линии редуцирования газа выполняется в графическом редакторе Design Modeler, входящем в комплект программного обеспечения расчетного комплекса Ansys Workbench. Внешний вид твердотельной модели показан на рисунке 4.7. В ходе первого этапа вычислений определяются внутренние напряжения в стенках труб линии редуцирования газа, обусловленные воздействием силы тяжести и давления сжатого газа на участках трубопровода, в том числе:

- участок высокого давления газа (4,5 МПа);
- участок редуцирования газа (0,4 МПа);
- участок низкого давления газа (0,6 МПа).

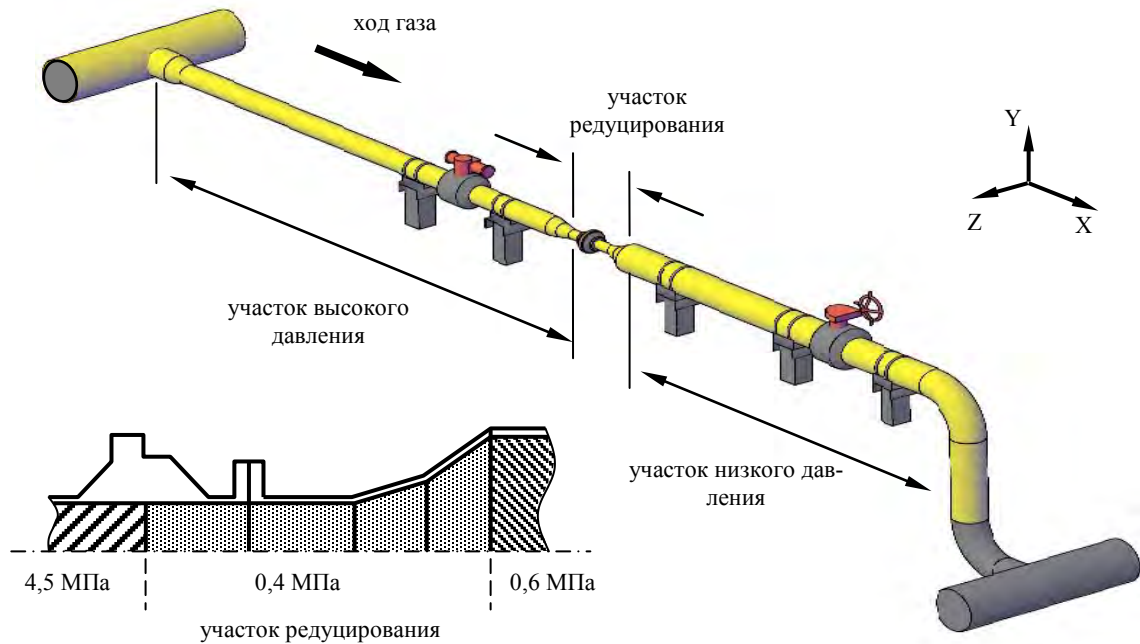


Рисунок 4.7 – Твёрдотельная модель линии редуцирования газа ГРС, схема расположения участка редуцирования в трубопроводной линии

Использована следующая схема закрепления твёрдотельной модели:

- левое (по ходу газа) сечение входного и сборного коллектора, ограничение возможных перемещений по трем осям;
- правое (по ходу газа) сечение входного и сборного коллектора, ограничение перемещений по двум координатным осям (X и Y), свободные перемещения по оси Z;
- точки размещения первой и второй опор (по ходу газа), ограничение перемещений по оси Z, свободные перемещения по осям X и Y;
- точки размещения третьей, четвертой и пятой опор (по ходу газа), свободные перемещения по трем осям (по результатам вибрационного контроля линии редуцирования установлено, что превышение допустимого значения среднеквадратичного значения виброскорости фиксируются преимущественно на участке низкого давления, соответственно, предполагается, что его закрепление на опорах отсутствует).

Во втором этапе вычислений (расчет собственных частот и форм колебаний) учитываются параметры напряженно-деформированного состояния модели, определенные в ходе первого этапа. Схема закрепления расчетной твёрдотельной модели второго этапа вычислений соответствует схеме закрепления, используемой в первом этапе. Рассчитываемый диапазон собственных колебаний – от 5 до 800 Гц.

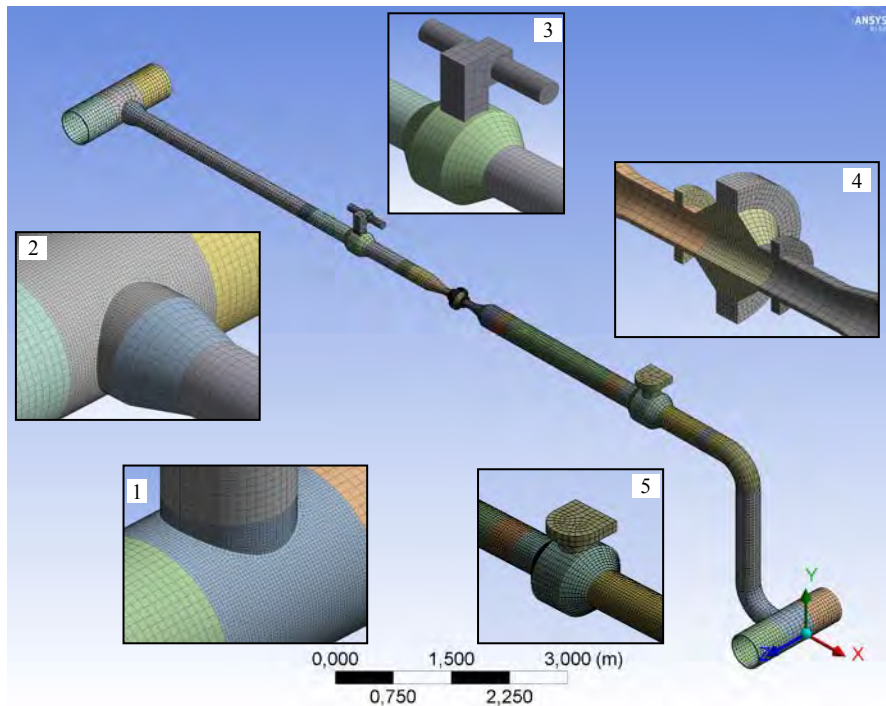
В ходе третьего этапа вычислений, учитываются параметры напряженно-деформированного состояния модели, а также результаты модального анализа. В качестве гармонически изменяемой нагрузки задается внутреннее давление на участке редуцирования. Ам-

плитуда колебаний - 0,2 МПа, частота пульсации – от 10 до 800 Гц, шаг изменения частоты пульсации – 10 Гц.

Расчетный диапазон частот собственных колебаний, а также частоты и амплитуда колебаний внутреннего давления газа, определены по результатам расчета параметров высокоскоростного потока сжатого газа в трубопроводной обвязке ГРС, по результатам которого было установлено, что частота пульсаций давления газа на участке редуцирования зависит от величины расхода и составляет:

- от 90 до 110 Гц при объемном расходе $28 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- от 190 до 210 Гц при объемном расходе $40 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Так как фактический расход газа через один регулятор может достигать $120 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, очевидно, что частота пульсации давления также будет превышать указанные расчетные величины (что следует из результатов измерения вибрации линий редуцирования при различных расходах). Порядок разбиения твердотельной модели на элементарные объемы показан на рисунке 4.8.



1 – выходной коллектор; 2 – входной коллектор; 3 – кран шаровый с гидравлическим приводом;

4 – клапан-регулятор; 5 – кран шаровый с механическим приводом

Рисунок 4.8 – Разделение твердотельной модели трубопроводной линии на элементарные объемы

4.2.4 Результаты расчета механических напряжений стенки труб линии редуцирования газа ГРС

По результатам оценки параметров напряженно-деформированного состояния элементов линии редуцирования газа в условиях воздействия статических нагрузок (первый этап вычислений), установлено следующее (рисунок 4.9):

– уровень эквивалентных напряжений на участке высокого давления линии редуцирования газа составляет от 40 до 98 МПа;

– уровень эквивалентных напряжений на участке низкого давления линии редуцирования газа составляет от 2 до 7 МПа;

– максимальные эквивалентные напряжения (98 МПа) зафиксированы в месте присоединения участка высокого давления к входному коллектору;

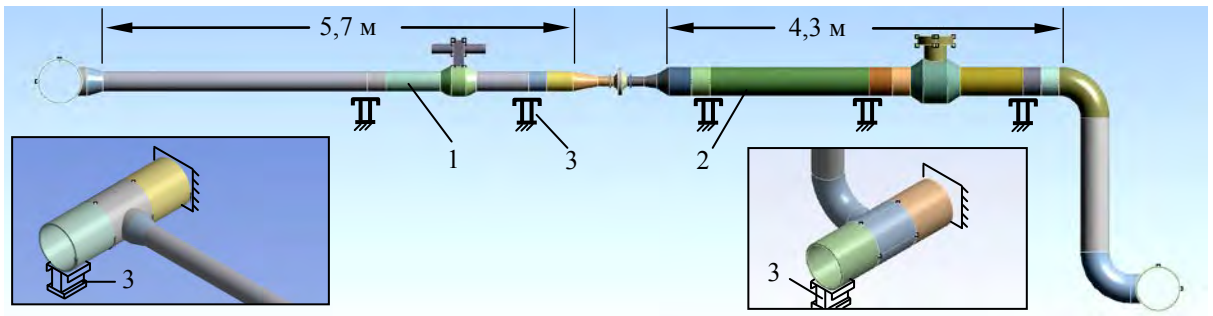
– минимальный уровень напряжений зафиксирован в местах размещения кранов.

Расчет показывает, что трубопроводы на участках высокого и низкого давления имеют значительный запас прочности. Эквивалентные напряжения стенок труб участка высокого давления ниже предела прочности материала в 5 - 10 раз. На участке низкого давления максимальные эквивалентные напряжения стенок труб ниже предела прочности материала в 70 раз.

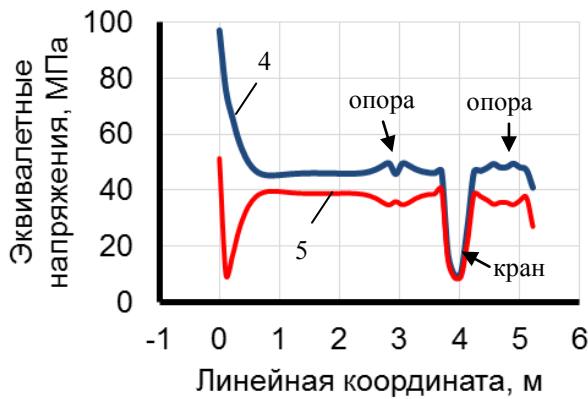
4.2.5 Определение частот и форм собственных колебаний линии редуцирования газа ГРС

Результаты расчета частот собственных колебаний линии редуцирования газа приведены в таблице 4.1.

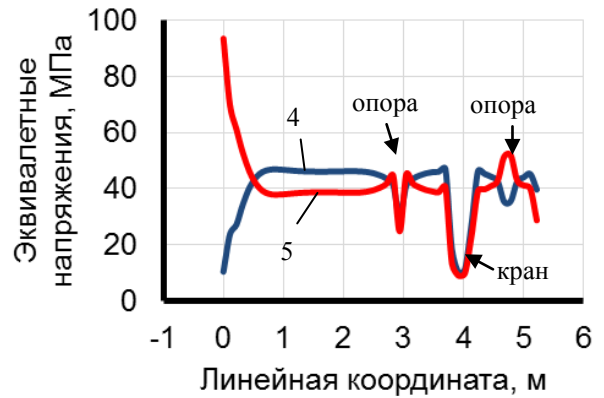
Установлено, что при низких частотах колебаний (до 450 Гц), для труб линии редуцирования характерна деформация оси и сохранение геометрии поперечного сечения (рисунок 4.10). При частотах от 450 до 800 Гц наблюдается смешанная деформация, как оси, так и сечения линии (рисунки 4.10-4.12, 4.13, а). При частоте выше 800 Гц, колебания сопровождаются деформацией сечения труб с сохранением формы оси линии (рисунок 4.13, б).



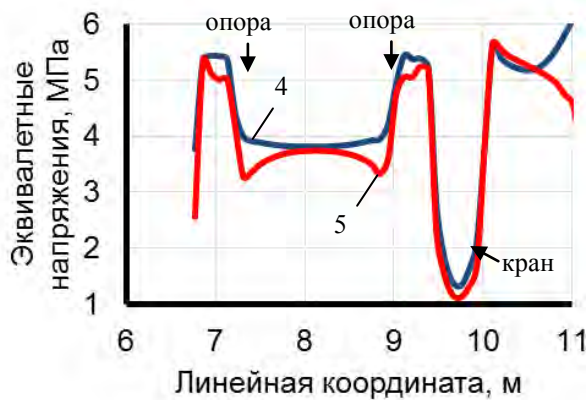
а



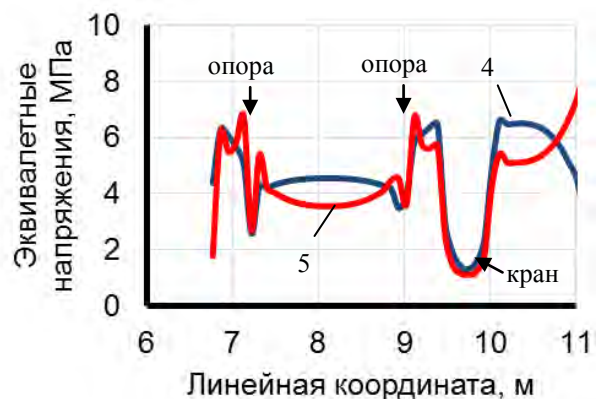
б



в



г



д

1 – участок высокого давления; 2 – участок низкого давления; 3 – скользящая опора; 4 – внешняя поверхность стенки; 5 – внутренняя поверхность стенки

Рисунок 4.9 – Результаты расчета механических напряжений стенок труб горизонтальных участков линии редуцирования газа ГРС: а) схема линии редуцирования; б, в) эквивалентные механические напряжения на уровне верхней и боковой образующих труб участка высокого давления; г, д) эквивалентные механические напряжения на уровне верхней и боковой образующих труб участка низкого давления

Таблица 4.1 – Результаты расчета частот собственных колебаний трубопроводной линии

Номер формы	Собственная частота, Гц	Номер формы	Собственная частота, Гц	Номер формы	Собственная частота, Гц	Номер формы	Собственная частота, Гц
1	10,747	21	295,25	41	530,65	61	658,58
2	22,237	22	298,96	42	534,16	62	667,17
3	38,028	23	309,34	43	553,18	63	671,66
4	62,937	24	332,51	44	553,98	64	674,01
5	72,218	25	344,82	45	554,2	65	674,7
6	81,651	26	377,55	46	564,47	66	699,31
7	90,674	27	419,31	47	572,13	67	720,85
8	113,32	28	422,91	48	573,41	68	728,16
9	120,97	29	455,59	49	582,97	69	731,06
10	121,88	30	478,88	50	586,7	70	736,77
11	135,68	31	499,7	51	603,46	71	737,79
12	153,65	32	503,09	52	612,55	72	752,26
13	160,75	33	503,12	53	612,64	73	754,52
14	170,39	34	508,48	54	616,44	74	754,73
15	192,65	35	513,21	55	621,68	75	757
16	225	36	518,05	56	621,69	76	774,62
17	236,88	37	518,42	57	624,61	77	787,86
18	250,16	38	520,88	58	636,92	78	791,85
19	260,15	39	523,83	59	637,02	79	805,02
20	266,04	40	530,46	60	656,7	80	809,47

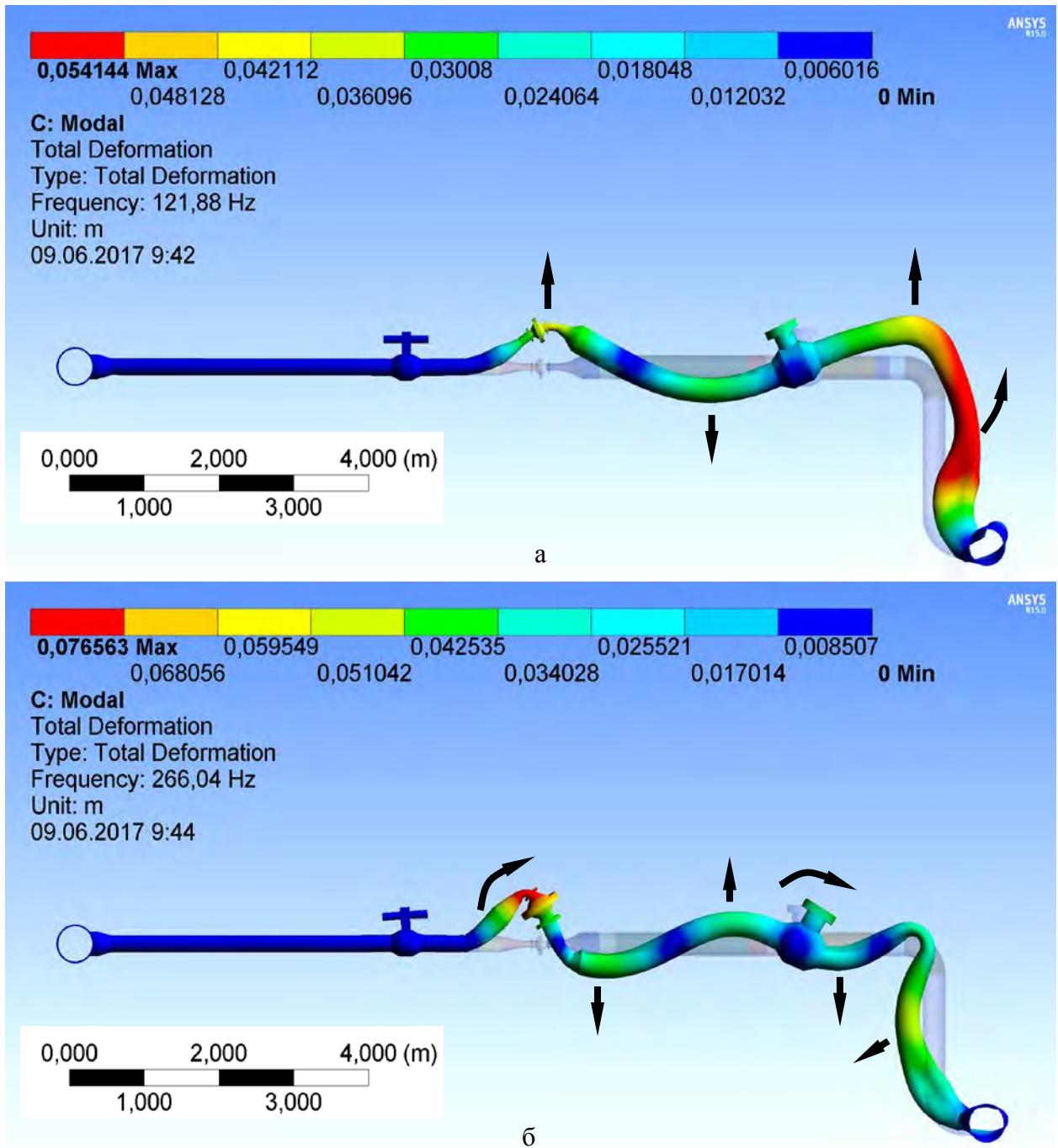


Рисунок 4.10 – Собственные формы колебаний трубопровода линии редуцирования газа ГРС:
а) форма №10, частота 121,88 Гц, вертикальная плоскость; б) форма №20, частота 266,04 Гц,
вертикальная плоскость

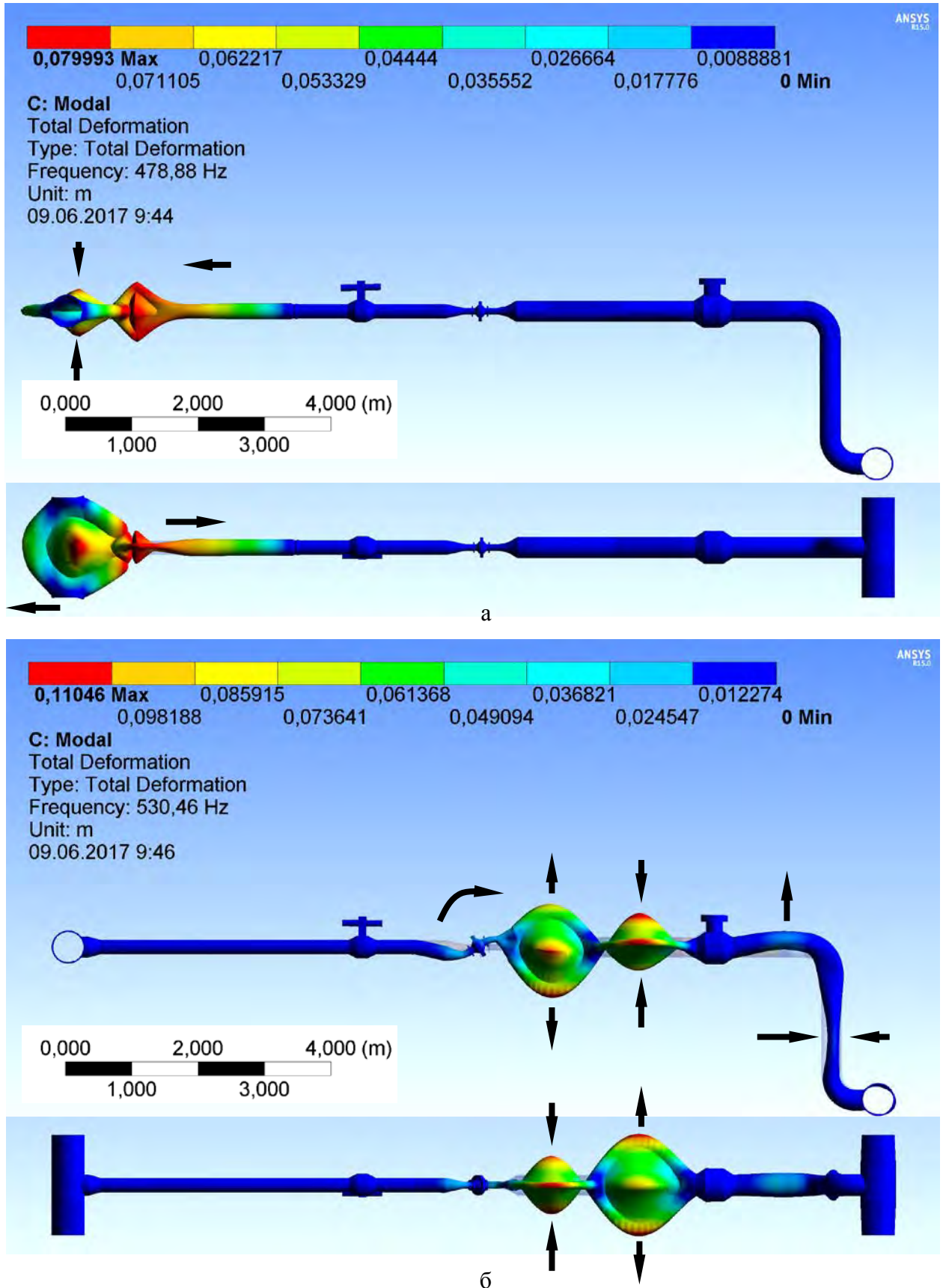
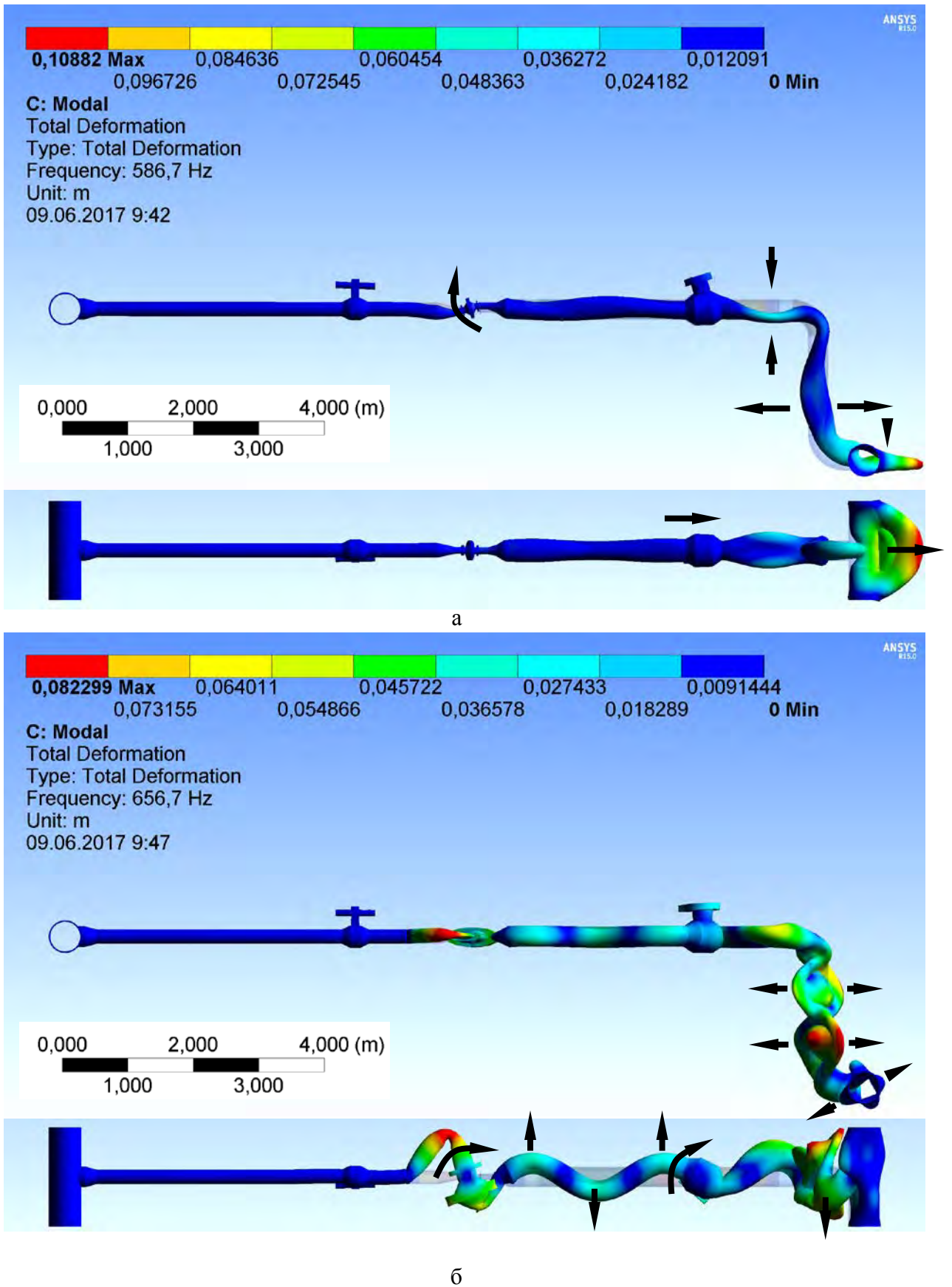


Рисунок 4.11 – Собственные формы колебаний трубопровода линии редуцирования газа ГРС: а) форма №30, частота 478,88 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость; б) форма №40, частота 530,46 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость



б

Рисунок 4.12 – Собственные формы колебаний трубопровода линии редуцирования газа ГРС:
 а) форма №50, частота 586,2 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость; б) форма №60,
 частота 656,7 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость

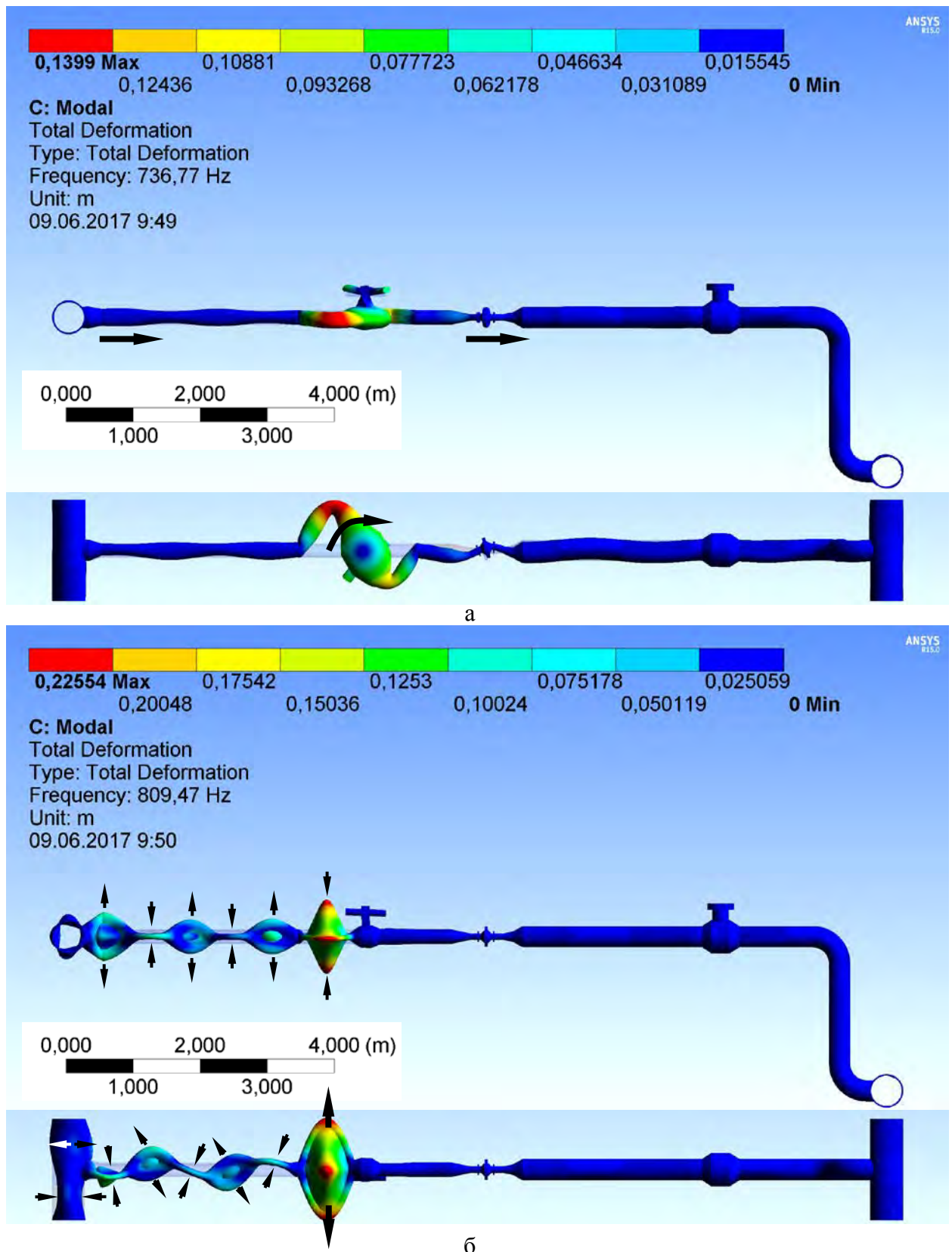


Рисунок 4.13 – Собственные формы колебаний трубопровода линии редуцирования газа ГРС:
 а) форма №70, частота 736,77 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость; б) форма №80, ча-
 стота 809,47 Гц, вертикальная и горизонтальная плоскость

4.2.6 Оценка параметров вибраций линии редуцирования газа ГРС в условиях воздействия гармонически изменяемой нагрузки

Результаты расчетной оценки параметров вибрации линии редуцирования газа ГРС в условиях гармонического изменения давления газа на участке редуцирования (рисунок 4.14) приведены на рисунках 4.15 – 4.21. В ходе проведения расчетного моделирования определены:

– максимальные и среднеквадратические значения виброскорости в контрольных сечениях расчетной модели в заданном диапазоне частот пульсации давления газа на участке редуцирования (рисунки 4.15 и 4.16);

– частоты, при которых среднеквадратическое значение виброскорости в контрольных сечениях расчетной модели соответствует фактическим значениям, определенным в ходе вибрационного контроля трубопроводной линии (рисунок 4.17);

– особенности деформации, а также амплитуды колебаний (виброперемещение) точек в контрольных сечениях расчетной модели (рисунки 4.18-4.20).

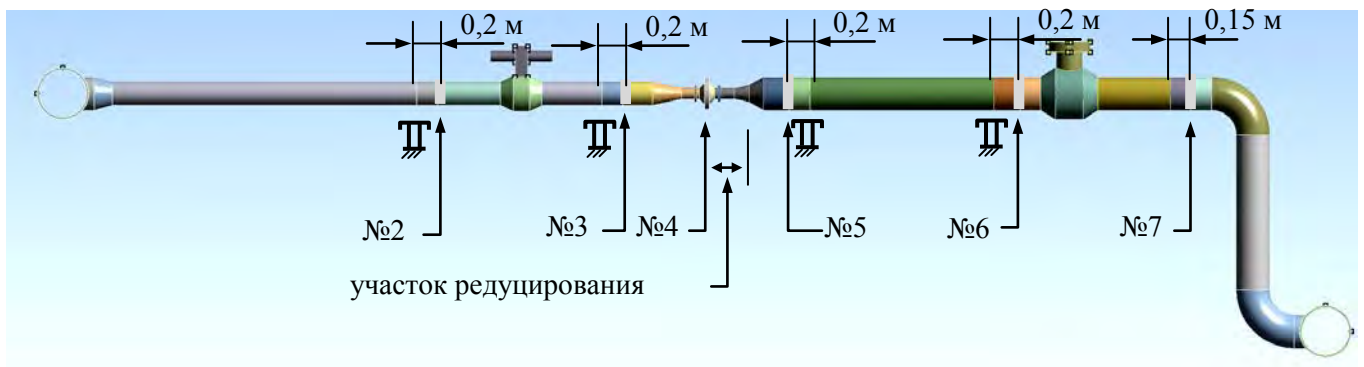


Рисунок 4.14 – Схема расположения контрольных сечений, в пределах которых определялись параметры вибрации линии редуцирования

По результатам проведенного расчетного моделирования установлено, что разность фаз пульсации давления на участке редуцирования и механических колебаний трубопроводной линии в заданных контрольных сечениях, составляет 90 или 270°, то есть:

– при достижении внутренним давлением минимального или максимального значения (0,2 или 0,6 МПа), параметры вибрации труб (виброскорость, виброперемещение) минимальны;

– при достижении внутренним давлением величины, заданной при статическом анализе, параметры вибрации труб, определяемые в заданных контрольных сечениях, достигают максимальных значений.

Анализ приведенных на рисунках 4.15 и 4.16 диаграмм показывает следующее:

– минимальный уровень вибрации для всего заданного диапазона частот наблюдается во втором контрольном сечении. Указанный факт, вероятнее всего, объясняется особенностями геометрии модели и параметрами ее закрепления в окрестности рассматриваемого контрольного сечения. К факторам, ограничивающим перемещения данного участка линии редуцирования, следует отнести наличие тройникового соединения труб, имеющего высокую жесткость, наличие в непосредственной близости от сечения трех опор, одна из которых ограничивает возможные перемещения по трем направлениям и две по двум, отсутствие сосредоточенных масс на участке трубопроводной линии;

– в контрольных сечениях №5, №6 и №7 в диапазонах частот 50-150 Гц, 250-400 Гц, 550-600 Гц и 700-750 Гц наблюдается значительное превышение горизонтальной составляющей виброскорости над ее вертикальной составляющей, что, вероятно, также объясняется особенностями геометрии модели в пределах рассматриваемого участка линии редуцирования, вследствие которых, жесткость участка линии редуцирования в горизонтальной плоскости несколько ниже, чем в вертикальной. Высокая интенсивность вибрации участка линии редуцирования также объясняется отсутствием промежуточных опор (в модель не включались вследствие их фактического неисправного состояния), а также наличия сосредоточенной массы в виде крана шарового.

По результатам сопоставления данных, полученных в ходе измерения параметров вибрации линий редуцирования газа с данным, полученными в ходе расчетного моделирования, установлено, что при частотах пульсации давления газа, составляющих 610 Гц, 740 Гц и 760 Гц, расчетные среднеквадратические значения виброскорости в контрольных сечениях модели (в горизонтальной и вертикальной плоскостях) практически полностью соответствуют фактическим данным (рисунок 4.17).

По результатам анализа форм колебаний линии редуцирования установлено, что при частотах пульсации давления газа, составляющих 610 Гц, 740 Гц и 760 Гц, на участке низкого давления наблюдается преимущественно деформация сечения труб, выражающаяся в их сжатии или расширении на участках малой протяженности. Амплитуда виброперемещения, как правило, не превышает 10 мкм и в среднем составляет 5 - 7 мкм (рисунки 4.18-4.20).

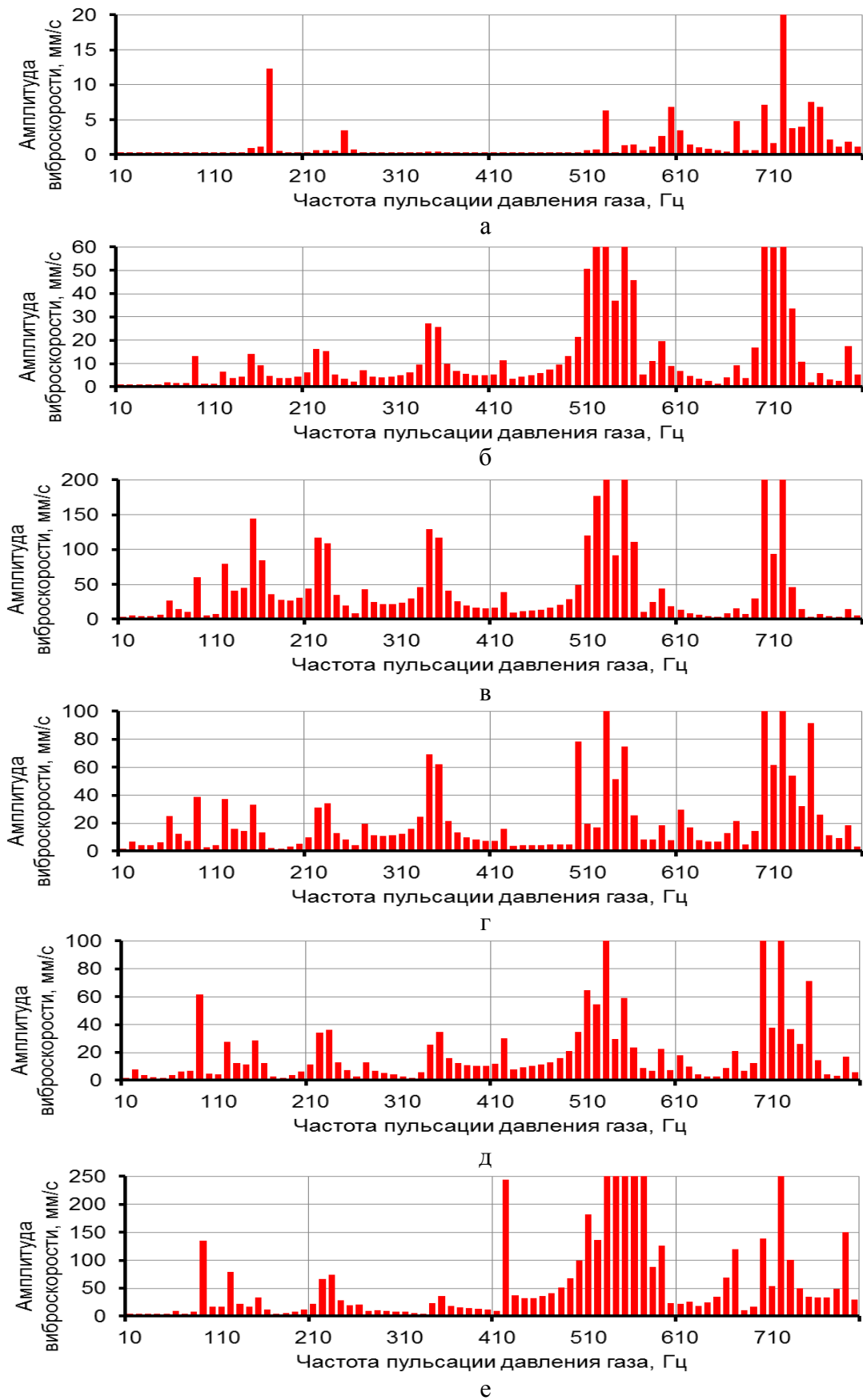


Рисунок 4.15 – Расчетные значения амплитуды виброскорости в контрольных сечениях линии редуцирования газа (вертикальная плоскость): а) сечение №2; б) №3; в) №4; г) №5; д) №6; е) №7

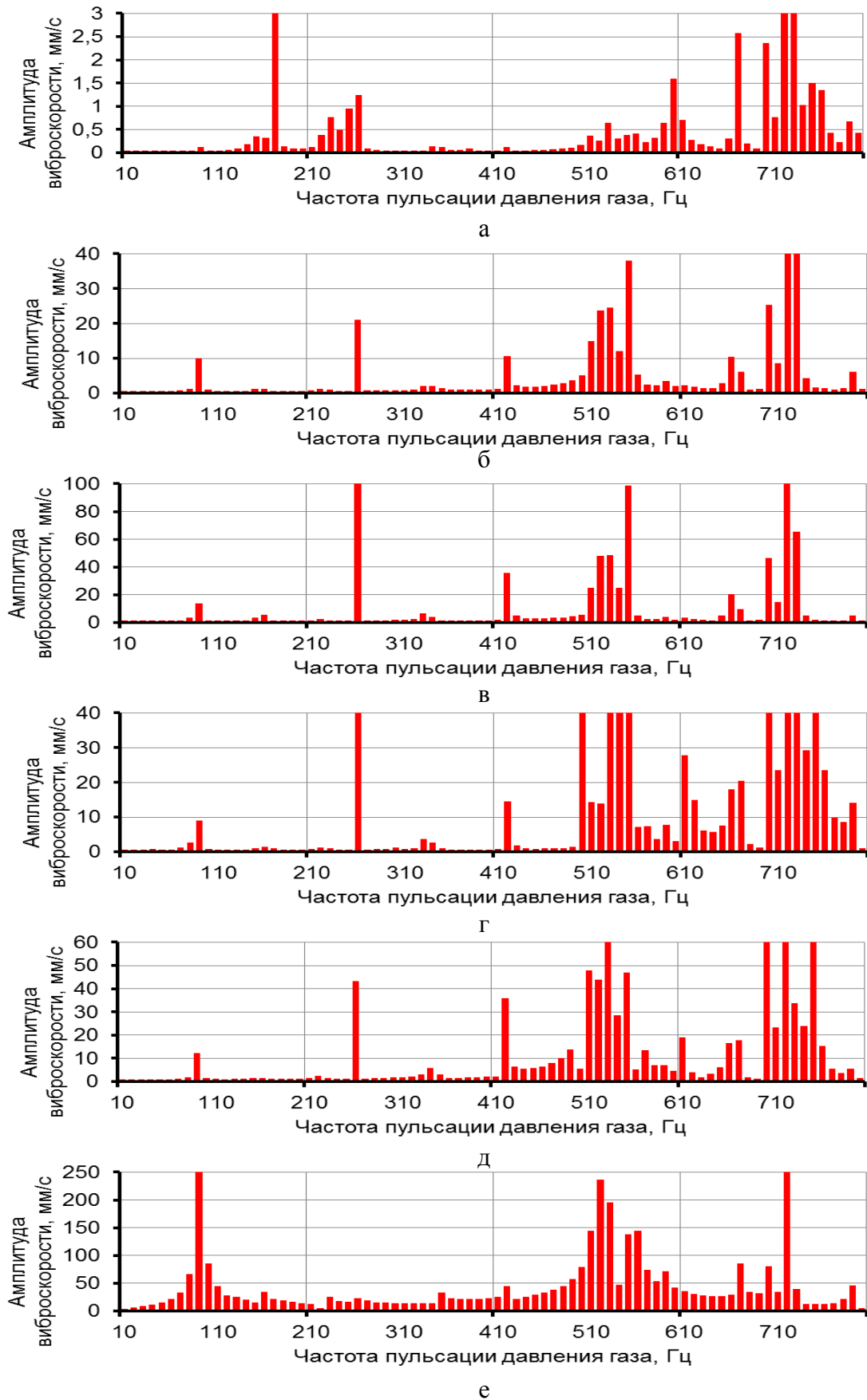
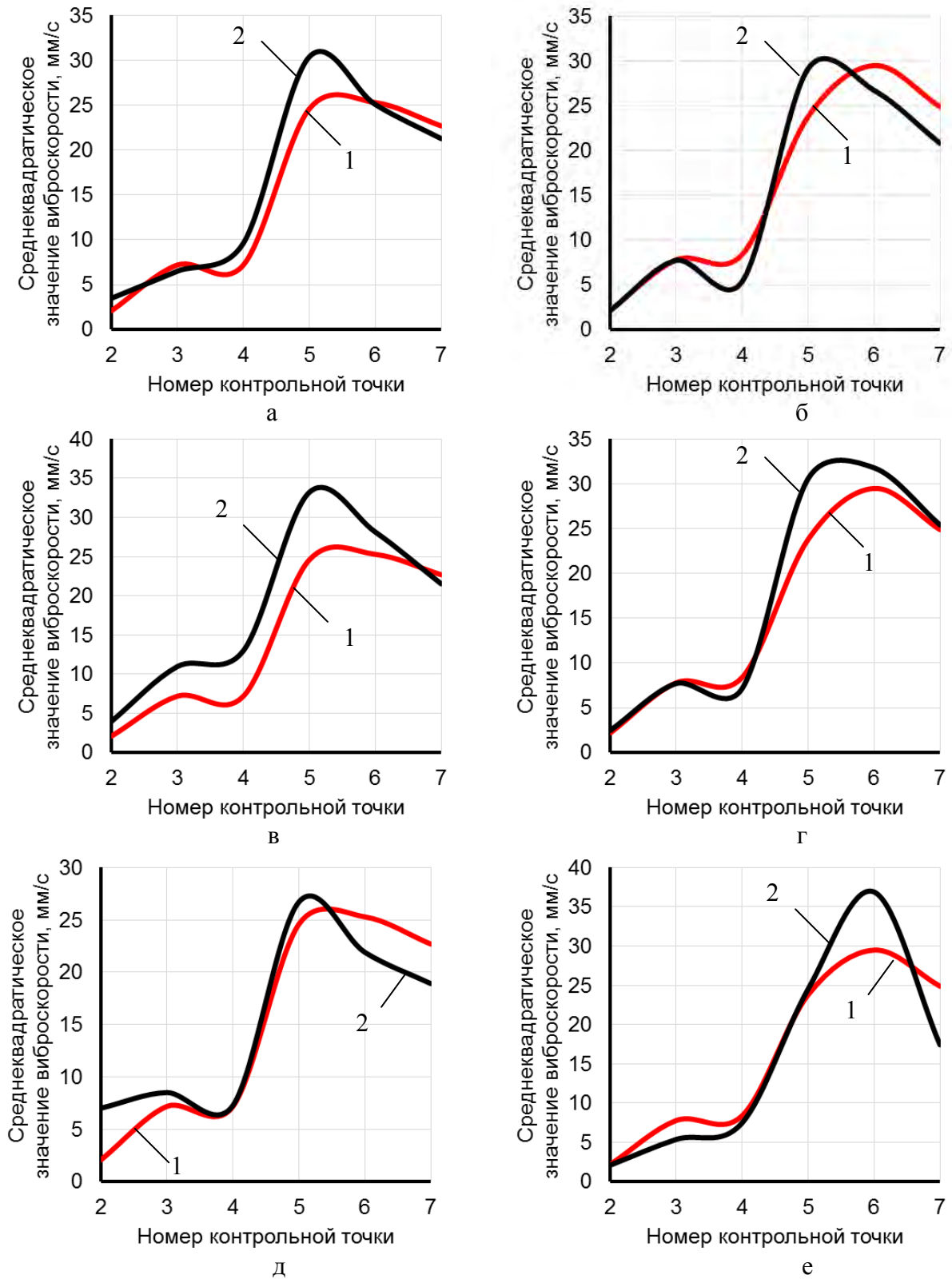


Рисунок 4.16 – Расчетные значения амплитуды виброскорости в контрольных сечениях линии редуцирования газа (горизонтальная плоскость): а) сечение №2; б) №3; в) №4; г) №5; д) №6; е) №7



Среднеквадратичное значение виброскорости: 1 - фактическое 2 – расчетное

Рисунок 4.17 – Фактические и расчетные среднеквадратические значения виброскорости в контрольных точках линии редуцирования газа ГРС в горизонтальной (а, в, д) и вертикальной (б, г, е) плоскостях при частоте пульсации давления на участке редуцирования 610 Гц (а, б), 740 Гц (в, г) и 760 Гц (д, е)

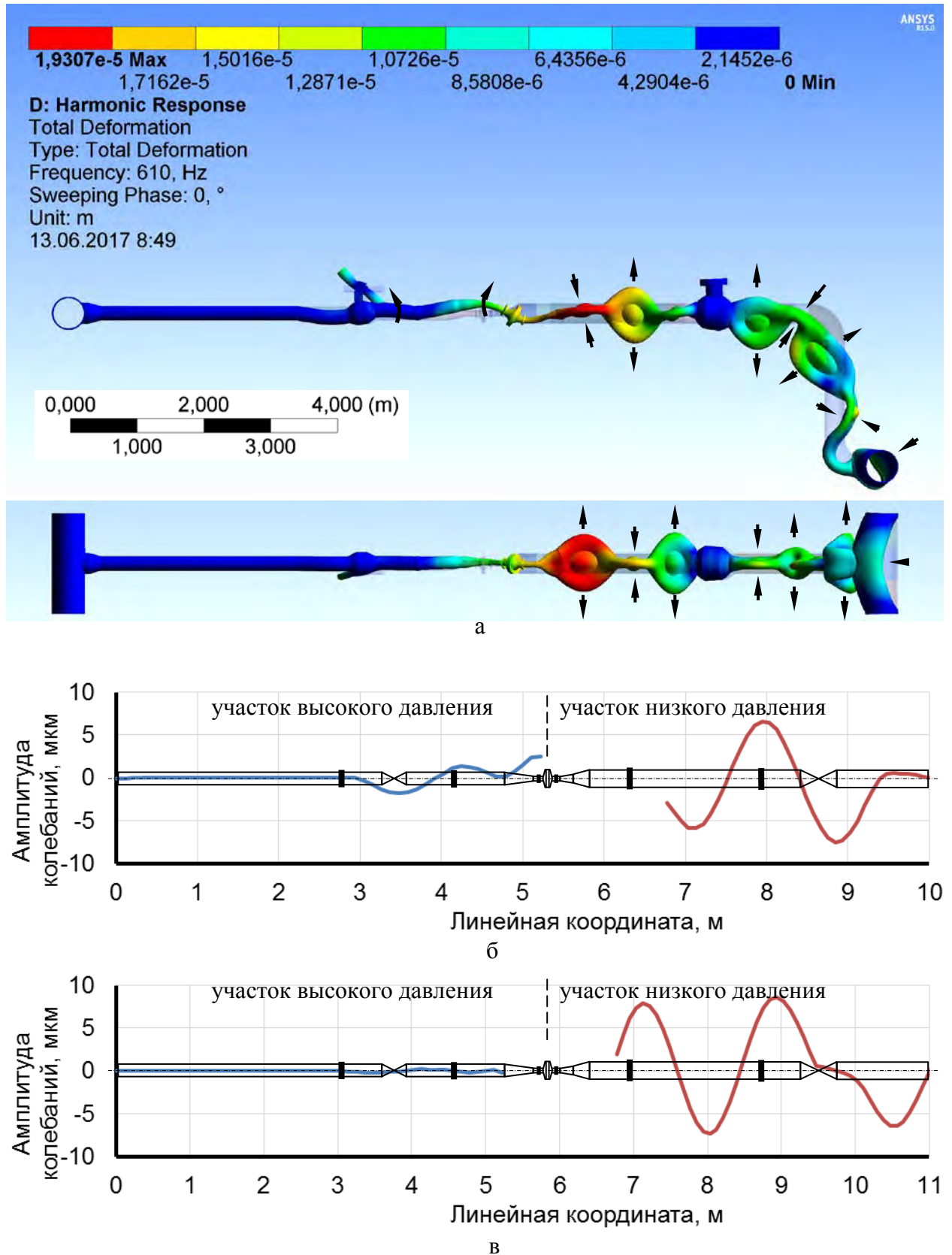


Рисунок 4.18 – Форма (а) и амплитуда (б, в) колебаний линии редуцирования газа ГРС при частоте пульсации давления 610 Гц в горизонтальной (б) и вертикальной (в) плоскостях

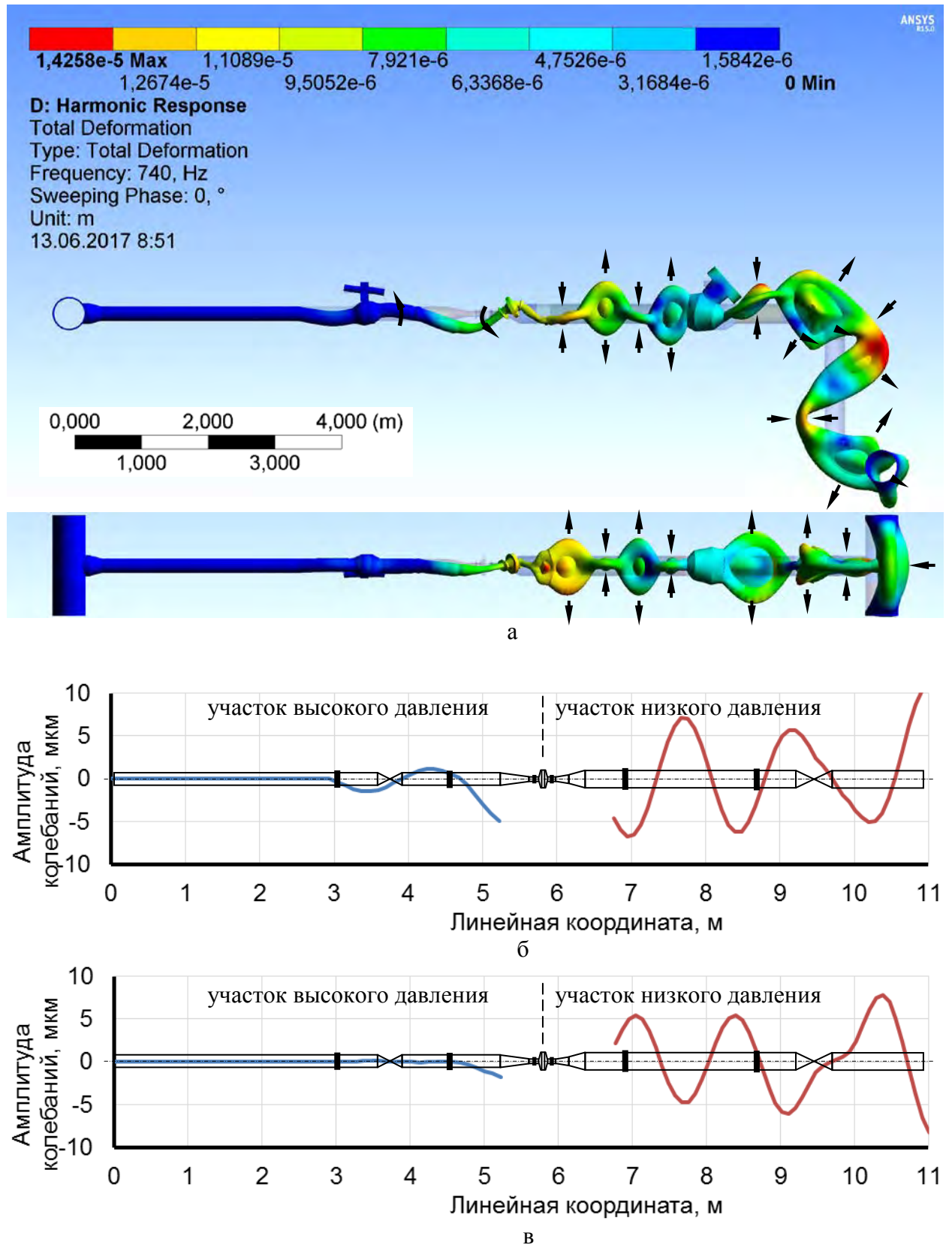


Рисунок 4.19 – Форма (а) и амплитуда (б, в) колебаний линии редуцирования газа ГРС при частоте пульсации давления 740 Гц в горизонтальной (б) и вертикальной (в) плоскостях

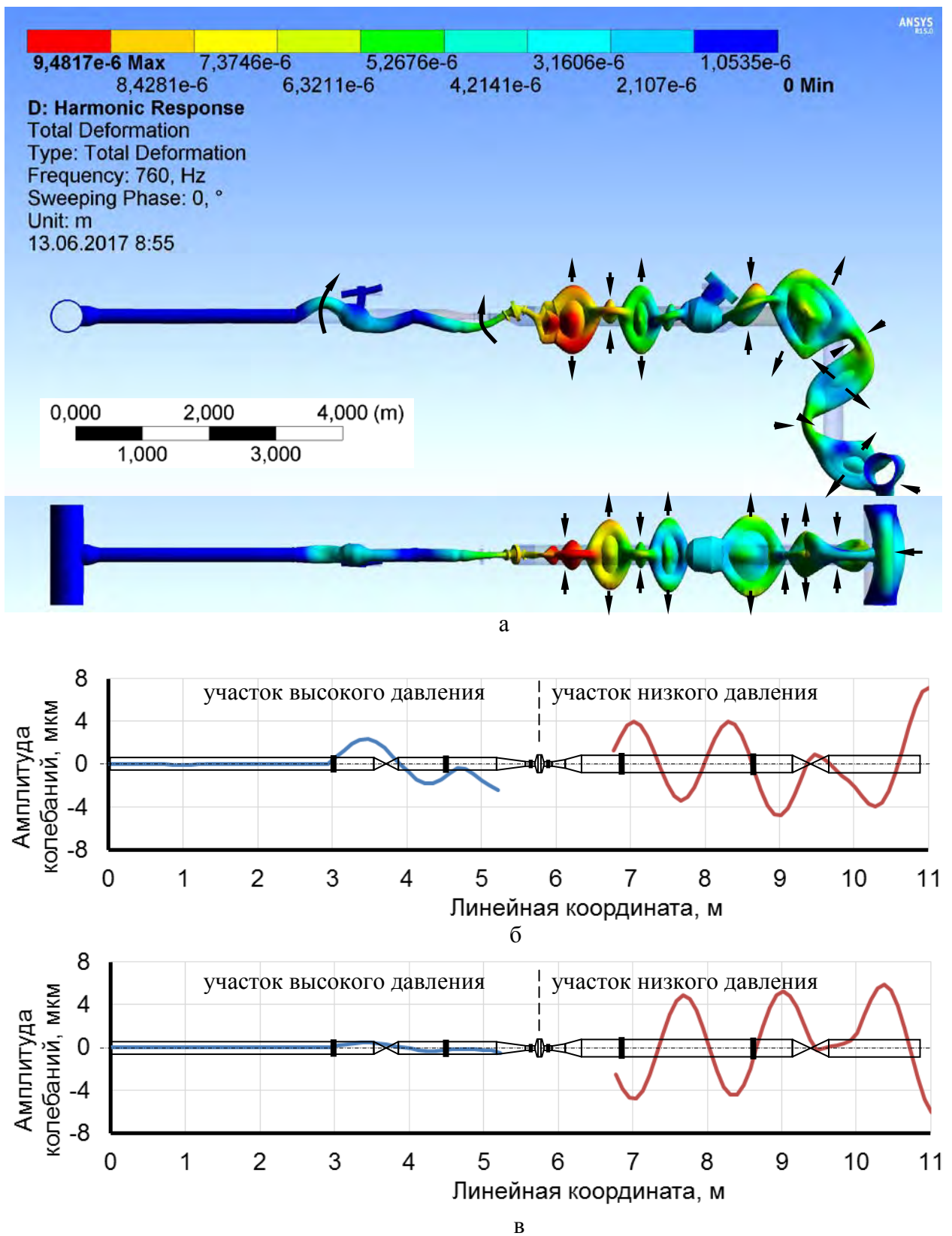


Рисунок 4.20 – Форма (а) и амплитуда (б, в) колебаний линии редуцирования газа ГРС при частоте пульсации давления 760 Гц в горизонтальной (б) и вертикальной (в) плоскостях

4.3 Оптимизация конструкции линии редуцирования газа ГРС для снижения интенсивности вибраций, вызываемых высокоскоростным потоком газа

4.3.1 Методы стабилизации высокоскоростного потока газа в расширяющихся каналах (диффузорах)

Условия протекания потока в диффузорах с большими углами расширения могут быть улучшены за счет предупреждения отрыва потока или ослабления вихреобразования [10, 19, 27, 54].

К основным мероприятиям, способствующим улучшению течения в диффузорах, относятся (рисунок 4.21):

- установка направляющих лопаток (дефлекторов) и разделительных стенок (укороченных или на всю длину диффузора);
- применение криволинейных или ступенчатых стенок (ступенчатые диффузоры), а также предотрывных диффузоров;
- поперечное оребрение.

С целью уменьшения/устранения зоны отрыва потока применяются дефлекторы. Установка дефлекторов осуществляется с учетом следующих правил:

- дефлекторы размещают перед углом расширения, у входа в диффузор и за ним;
- число лопаток изменяется по мере роста угла расширения;
- для угла расширения $\alpha=90^\circ$ относительное расстояние h_1/h_2 составляет не менее 0,95 (рисунок 4.21, а), при $\alpha=180^\circ$ отношение h_1/h_2 должно составлять не менее 1,4.

Равномерное распределение скоростей потока по сечению и снижение сопротивления диффузора достигается за счет стенок, разделяющих диффузор с большим углом расширения на ряд диффузоров с меньшими углами расширения.

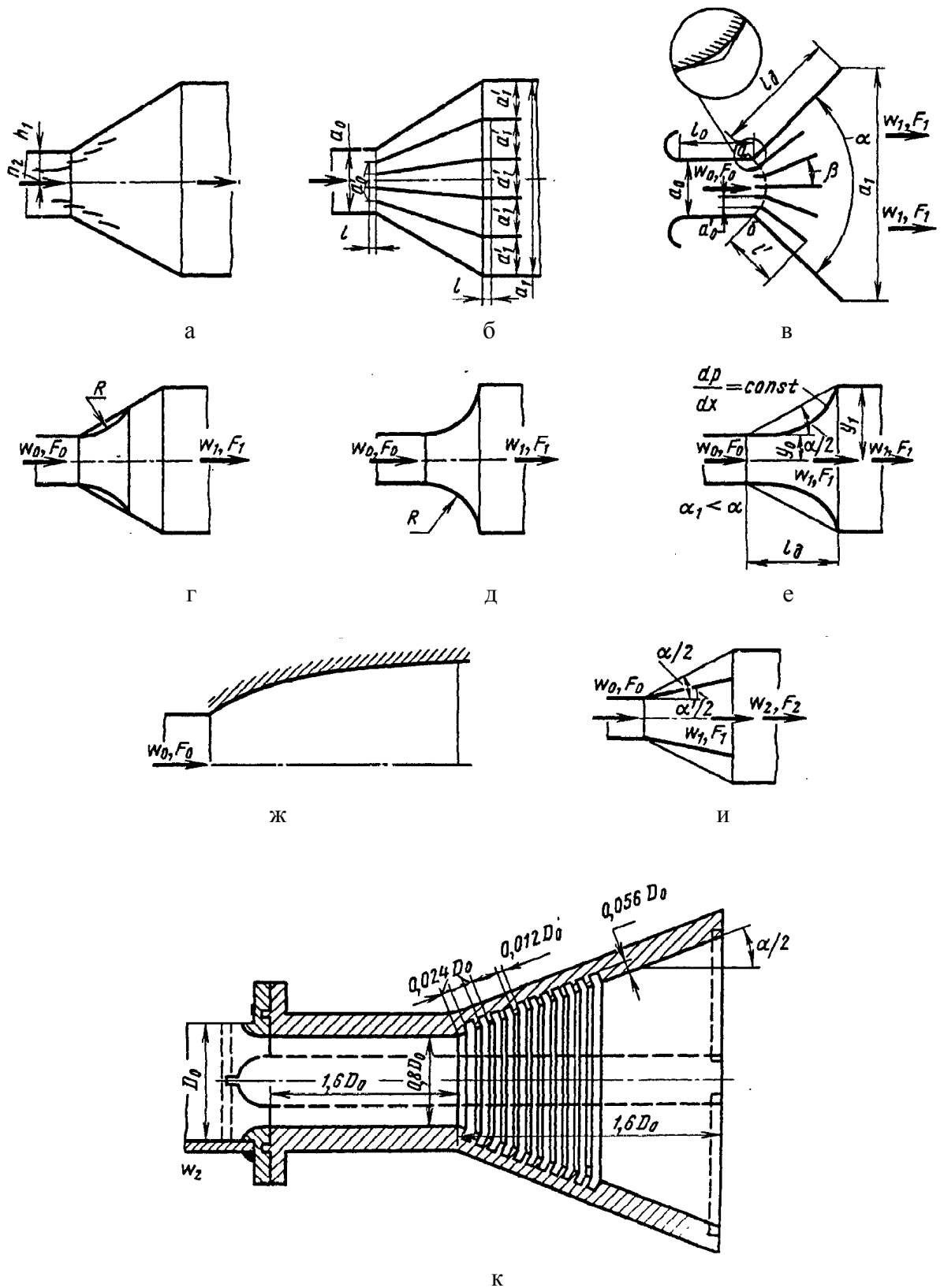


Рисунок 4.21 – Методы улучшения работы диффузоров: установка дефлекторов и разделительных стенок (а–в); применение криволинейных или ступенчатых стенок, а также предотрывных диффузоров (е–и); поперечное оребрение (к) [54]

Подбор и построение разделительных стенок на всю длину диффузора с большими углами расширения проводится следующим образом:

- число z разделительных стенок берется в зависимости от угла расширения α (таблица 4.2);
- разделительные стенки располагаются так, чтобы расстояния между ними на входе в диффузор (a_0^f) были строго одинаковыми, а на выходе из него (a_1^f) – примерно одинаковыми;
- перед входом в диффузор и после выхода из него разделительные стенки выступают параллельно оси диффузора (длина l выступающих участков должна быть соответственно не менее $0,1a_0$ и $0,1a_1$; a_0, a_1 – ширина (диаметр) соответственно входного и выходного поперечного сечения диффузора).

Таблица 4.2 – Количество разделительных стенок в зависимости от угла расширения диффузора

Угол α , град	30	45	60	90	120
Количество разделительных стенок, шт.	2	4	4	6	8

Правила построения диффузора с укороченными стенками (лопатками) следующие.

По диаграмме (рисунок 4.22, а) находят $\Delta\theta_{\text{опт}}$ (угол между продолжением линии внешней стенки диффузора и точки, в которой сходятся продолжения линий всех лопаток).

Вычисляют «фиктивный» угол расширения диффузора по формуле:

$$\alpha^* = \alpha + 2\Delta\theta_{\text{опт}}, \quad (4.1)$$

Вычерчивают дугу а – б (рисунок 4.22, б), соединяющую углы изгиба стенок диффузора (линия перехода потока в горловине к потоку, следующему «радиально» из точки М*) по радиусу, определяемому по формуле:

$$r = \frac{3a_0}{2\alpha_p^*} \quad (4.2)$$

где a_0 – ширина горловины диффузора; $\alpha_p^* = 0,01745 \cdot \alpha^*$ – «фиктивный» угол расширения диффузора, рад.

Определяют число лопаток так, чтобы угол расширения каналов между ними составлял:

$$\beta = \frac{\alpha^*}{z+1} \approx 7^\circ - 10^\circ, \quad (4.3)$$

откуда:

$$z = \frac{\alpha^*}{7 \div 10} - 1. \quad (4.4)$$

Находят относительную длину λ^I/a_0^I лопаток в зависимости от β (рисунок 4.22, б; таблица 4.3).

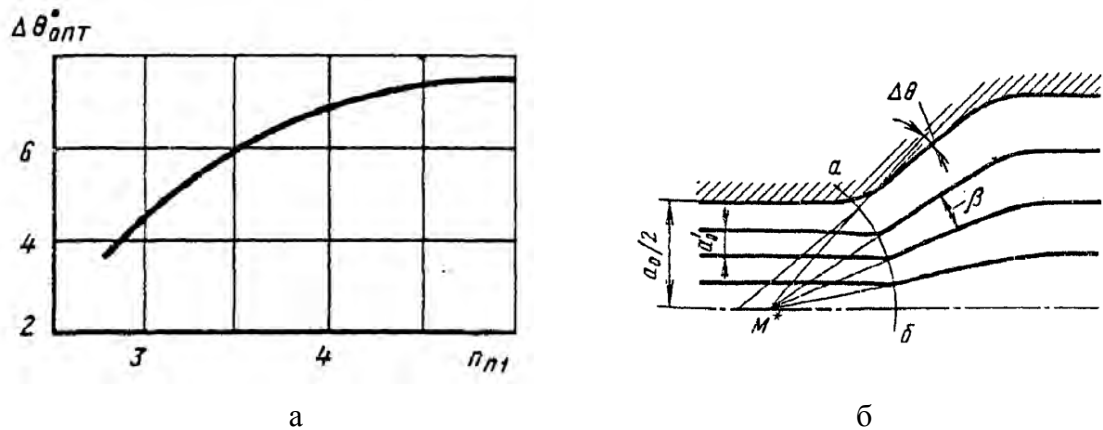


Рисунок 4.22 – Порядок построения диффузора с укороченными стенками: зависимость угла $\Delta\theta_{опт}$ от степени расширения $n_{п1}$ (а); схема расположения разделительных лопаток в диффузоре (б)

Таблица 4.3 – Зависимость относительной длины лопаток от угла расширения каналов

Угол β , град	7	8	9	10	12
Относительная длина λ^I/a_0^I	20	16	12	10	9

Ширину входа в диффузор делят на $(z+1)$ равных частей и лопатки располагают радиально, начиная с точек пересечения линий деления с линией перехода а – б; длину лопаток откладывают от линии перехода (см. рисунок 4.21, в).

Лопатки в зоне передних кромок изгибают с тем, чтобы обеспечить плавный переход из горловины в расширяющуюся часть канала.

Если диффузоры сравнительно короткие, и длина лопаток превышает длину диффузора, лопатки можно укоротить до отношения $\lambda^I/\lambda_d = 0,6$.

Если необходимо уменьшить число лопаток, например, вследствие того, что ширина входного сечения мала, и можно ожидать эффекта стеснения, следует уменьшить длину лопатки, поскольку угол расширения β при этом увеличивается.

В диффузоре с криволинейными стенками (см. рисунок 4.21, г), при которых площадь сечения возрастает в начале медленнее, чем в конце, градиент давления изменяется более плавно. В результате ослабляется интенсивность основного фактора, способствующего отрыву потока. Оптимальным является такой диффузор, в котором при потенциальном потоке соблюдается постоянство градиента давления ($dp/dx = \text{const}$) вдоль канала.

Уравнение образующей криволинейного диффузора круглого сечения для $dp/dx = \text{const}$ (см. рисунок 4.21, г) имеет вид:

$$y = \frac{y_1}{\sqrt[4]{1 + \left[\left(\frac{y_1}{y_0} \right)^4 - 1 \right] \frac{x}{l_d}}} . \quad (4.5)$$

Для стабилизации высокоскоростного потока также могут применяться «радиусные» диффузоры, в которых образующие целиком или частично выполнены по дуге окружности (см. рисунок 4.21, д, е).

В диффузорах с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя (предотрывных диффузорах) вначале (после входа) профиль стенки имеет параболическую форму, переходящую затем в участок с прямолинейными стенками (см. рисунок 4.21, ж). Полный угол расширения таких диффузоров составляет 4° .

Снижение интенсивности вихреобразования может быть достигнуто при поперечном оребрении диффузора. На рисунке 4.23 изображена схема течения потока газа в диффузоре с оребрением и без него.

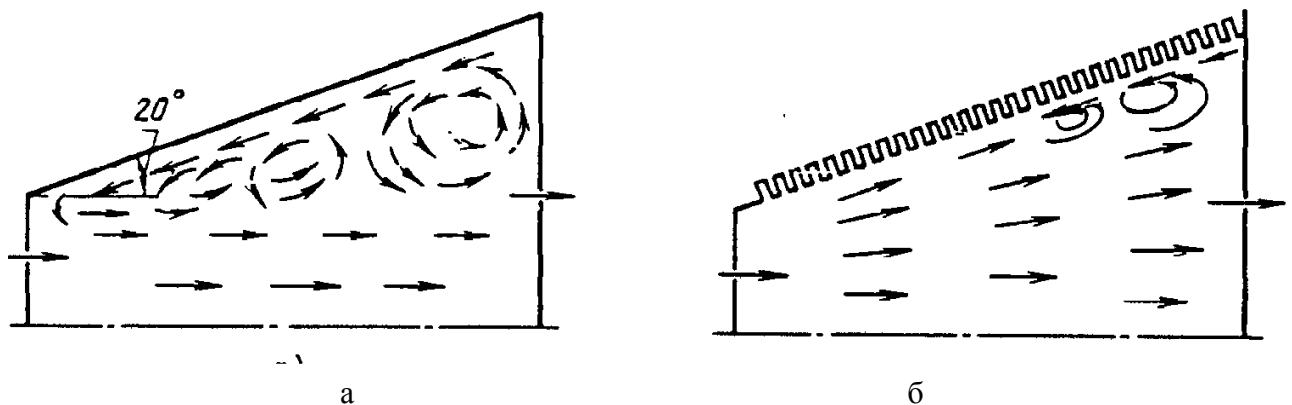


Рисунок 4.23 – Схема течения потока в диффузоре: без оребрения (а);
с оребрением (б)

Оребрение способствует выравниванию профиля скорости по сечению диффузора. Все это обуславливается тем, что макроотрыв потока от стенок заменяется системой мелких отрывов (рисунок 4.23, а), причем наилучший эффект для диффузора круглого сечения будет при $\alpha = 40-45^\circ$. Оптимальные параметры оребрения показаны на рисунке 4.23, б.

4.3.2 Методы стабилизации высокоскоростного потока сжатого газа на выходе регулятора давления

Снижение вибрации и шумов, формируемых при движении высокоскоростного потока сжатого газа через регулятор давления, может быть достигнуто следующими методами:

- 1) изменение режимных параметров работы регулятора давления;

- 2) изменение типоразмера дроссельной и проточной части регулятора давления;
- 3) многоступенчатое дросселирование потока среды [59].

Изменение эксплуатационных параметров работы регулятора давления возможно при следующих условиях:

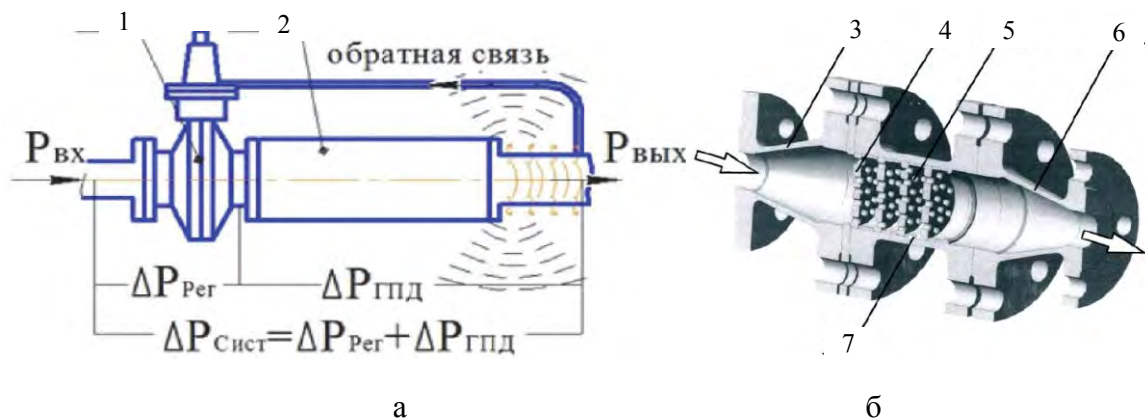
- изменение характеристик оборудования потребителей газа на возможность работы с более высоким давлением;
- реконструкция ГРС (увеличение количества линий редуцирования).

Стоит отметить, что подавляющее большинство регуляторов давления имеют идентичную конструкцию, в то время как, разработка оригинальной конструкции для конкретных условий является сложной и дорогостоящей задачей, вследствие чего, второй представленный способ сложно реализуем.

Третий способ является наиболее целесообразным, так как предполагает использование в дополнение к стандартным клапанам-регуляторам дополнительных устройств, имеющих достаточно простую конструкцию.

Устройства (гасители) для уменьшения пульсаций давления потока, как правило, устанавливают после дросселирующих элементов регулятора давления. Принцип действия таких устройств основан на предотвращении вихреобразования, за счет разделения потока на отдельные, более мелкие струи, путем применения металлических сеток, стальных перфорированных оболочек и т.п.

Способ снижения пульсаций давления (конструкция устройства, схема размещения в линии редуцирования) приведен на рисунке 4.24.



- 1 – клапан-регулятор; 2 – устройство снижения колебаний давления; 3 – входной патрубок; 4 – перфорированная пластина; 5 – проходные отверстия перфорированной пластины; 6 – выходной диффузор; 7 – проставочное кольцо

Рисунок 4.24 – Схема размещения (а) и варианты исполнения (б) гасителя пульсации давления [33]

Способ заключается в следующем. Высокоскоростной газовый поток с циклически изменяемыми характеристиками (скоростью, давлением) направляется к входному диффузору устройства. Основной причиной непостоянства характеристик потока газа предположительно является образование зон завихрения при прохождении высокоскоростных газовых струй через проточную часть клапана-регулятора.

Входящий в устройство поток газа направляется в выравнивающий модуль, состоящий из последовательно установленных с заданным зазором с помощью проставочных колец перфорированных пластин. Пропускная способность перфорации пластин принимается несколько меньшей пропускной способности входного патрубка устройства и проточной части клапана регулятора. В результате, скорость потока в зазорах между пластинами выравнивающего модуля снижается и соответствует скорости потока газа в выходном диффузоре.

В результате, стабилизация высокоскоростного потока достигается за счет его разбиения перфорированными пластинами с компенсацией пульсаций давления в зазорах между пластинами.

4.3.3 Разработка технических решений по снижению интенсивности вибраций

По результатам расчетного моделирования процесса истечения газа из области высокого в область низкого давления через клапан-регулятор установлено, что газовый поток в пределах проточной части имеет достаточно сложную структуру, характеризующуюся значительной неоднородностью скорости потока в пределах поперечных сечений расчетной области. Стабилизация потока может быть выполнена за счет применения следующих технических решений:

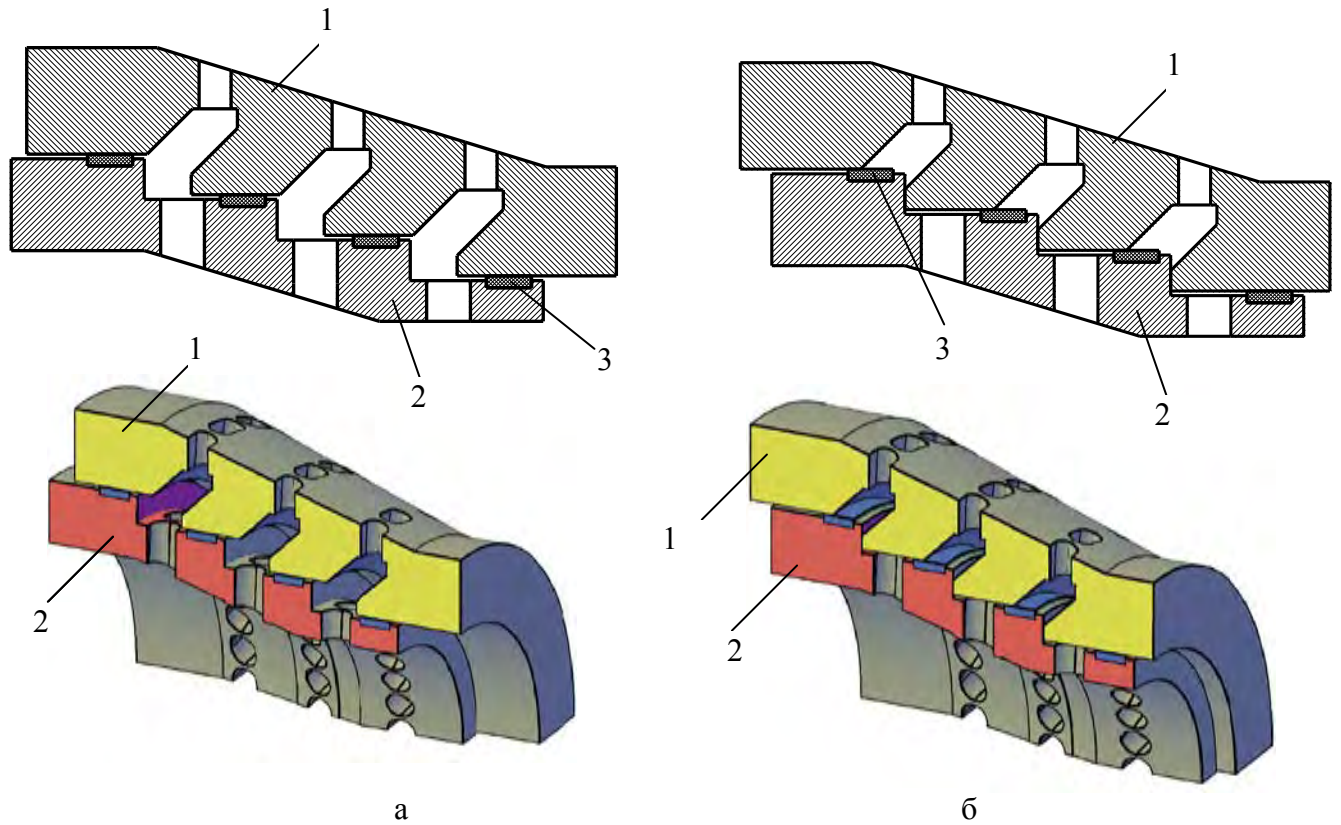
- 1) Размещение в проточной части клапана-регулятора разделительных решеток или сеток;
- 2) Изменение конструкции затвора для стабилизации потока за счет его разделения при дросселировании (дросселирование происходит через несколько зазоров, ширина каждого зазора регулируется);
- 3) Изменение геометрии проточной части клапана-регулятора с вводом разделяющих стенок и профилирующих лопаток.

Технические решения по стабилизации потока газа с помощью разделительных решеток реализованы в некоторых моделях клапанов-регуляторов. Основным недостатком данного решения – ограничение пропускной способности клапана.

Решения 2 и 3 должны реализовываться комплексно, то есть в том случае, если дросселирование происходит через несколько зазоров, проточная часть должна дополнительно осна-

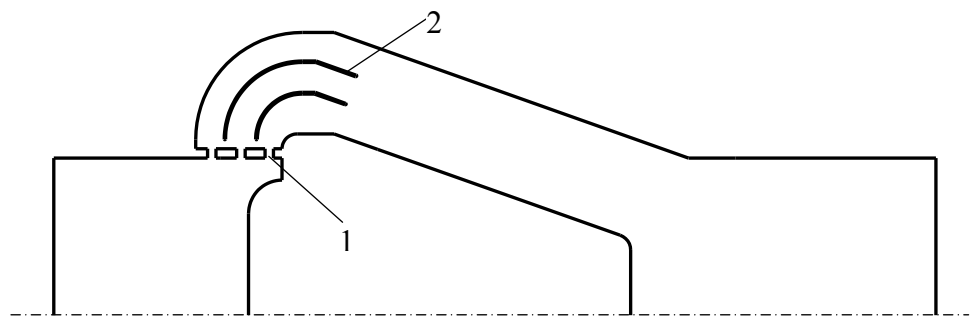
щаться устройствами профилирования потока (разделительными стенками или направляющими лопатками) обеспечивающих оптимальную траекторию и смешение формируемых отдельных высокоскоростных слоев потока. Пример исполнения затвора, обеспечивающего дросселирование газа через три регулируемых зазора, показан на рисунке 4.25.

Для оценки эффективности решений 2 и 3 выполнено расчетное моделирование процесса истечения высокоскоростного потока сжатого газа из области высокого в область низкого давления через клапан-регулятор, затвор которого имеет три дросселирующих зазора и две разделительные стенки для каждого высокоскоростного слоя. Расчетная схема представлена на рисунке 4.26.



1 – неподвижная часть; 2 – подвижная часть; 3 - уплотнение

Рисунок 4.25 – Оптимизированная конструкция затвора прямооточного клапана-регулятора: затвор открыт (а); затвор закрыт (б)



1 – дросселирующий зазор; 2 – разделительная стенка

Рисунок 4.26 – Схема оптимизации проточной части клапана-регулятора

Для стабилизации высокоскоростного потока газа, проходящего через диффузоры, предполагается использовать разделительные стенки. Схема размещения разделительных стенок показана на рисунке 4.27.

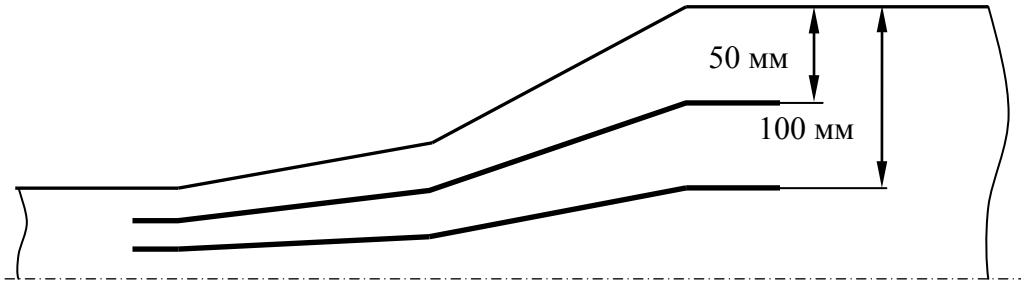


Рисунок 4.27 – Схема размещения разделительных стенок в диффузорах

4.3.4 Расчетная оценка технических решений по снижению интенсивности вибраций

Результаты расчетного моделирования процесса истечения газа через клапан-регулятор и начальный участок линии редуцирования показаны на рисунках 4.28 – 4.35. Объемный расход – $41 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура газа на входе в клапан-регулятор – 40°С . По результатам проведенных исследований установлено следующее:

- рассматриваемые решения по оптимизации конструкции клапана-регулятора обеспечивают снижение интенсивности пульсаций давления газа в потоке. В используемой расчетной модели максимальные по амплитуде колебания зафиксированы в пределах контрольного сечения, расположенного между первым и вторым диффузором. Амплитуда колебаний в указанном контрольном сечении составляет около 0,1 МПа (в 3,5 раза ниже, чем в исходном варианте, период одного колебания составляет около 0,01 с;
- отмечается значительное снижение интенсивности колебаний давления в пределах проточной части клапана-регулятора;
- температура газа в потоке составляет $17 - 19^\circ \text{С}$. В пределах клапана, в областях противотока, температура газа достигает отрицательных значений (до минус 10°С);
- скорость потока на выходе из клапана-регулятора составляет $310 - 350 \text{ м/с}$, при этом распределение скорости в пределах поперечного сечения достаточно равномерное;
- максимальная скорость потока на выходе из дросселирующих зазоров в 2,6 раза превышает скорость звука.

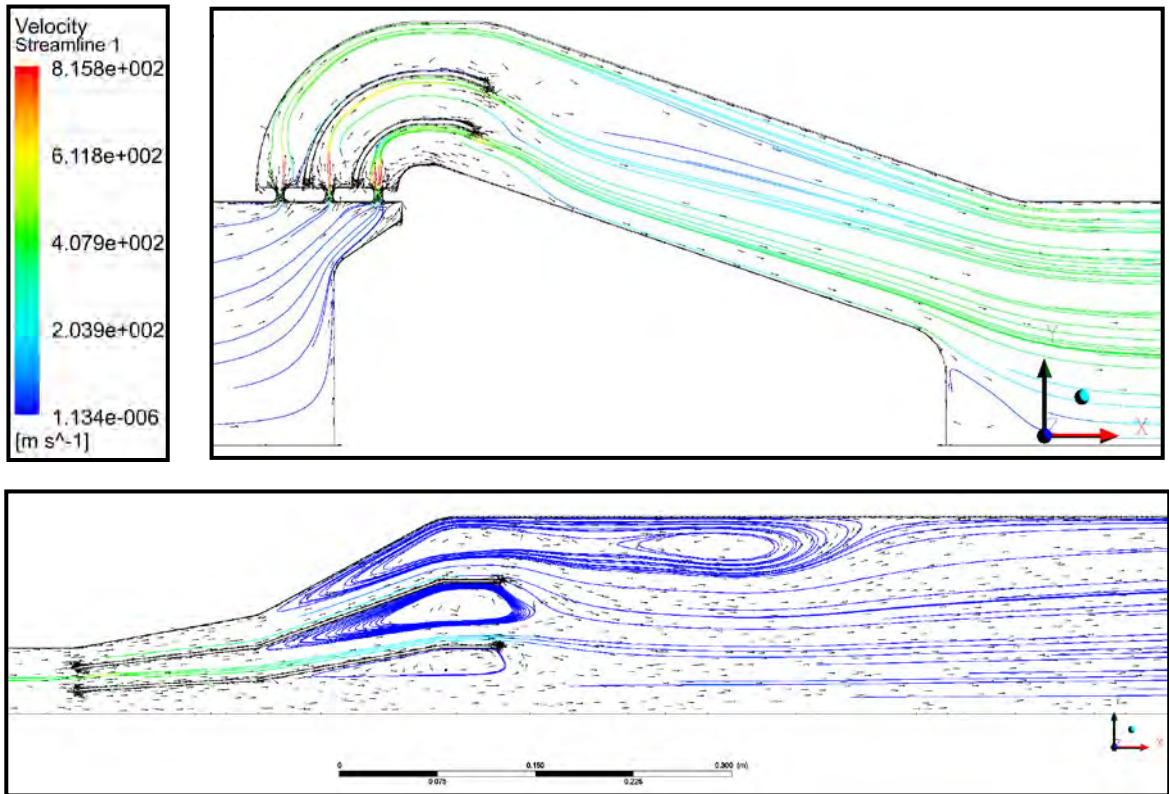


Рисунок 4.28 – Структура газового потока

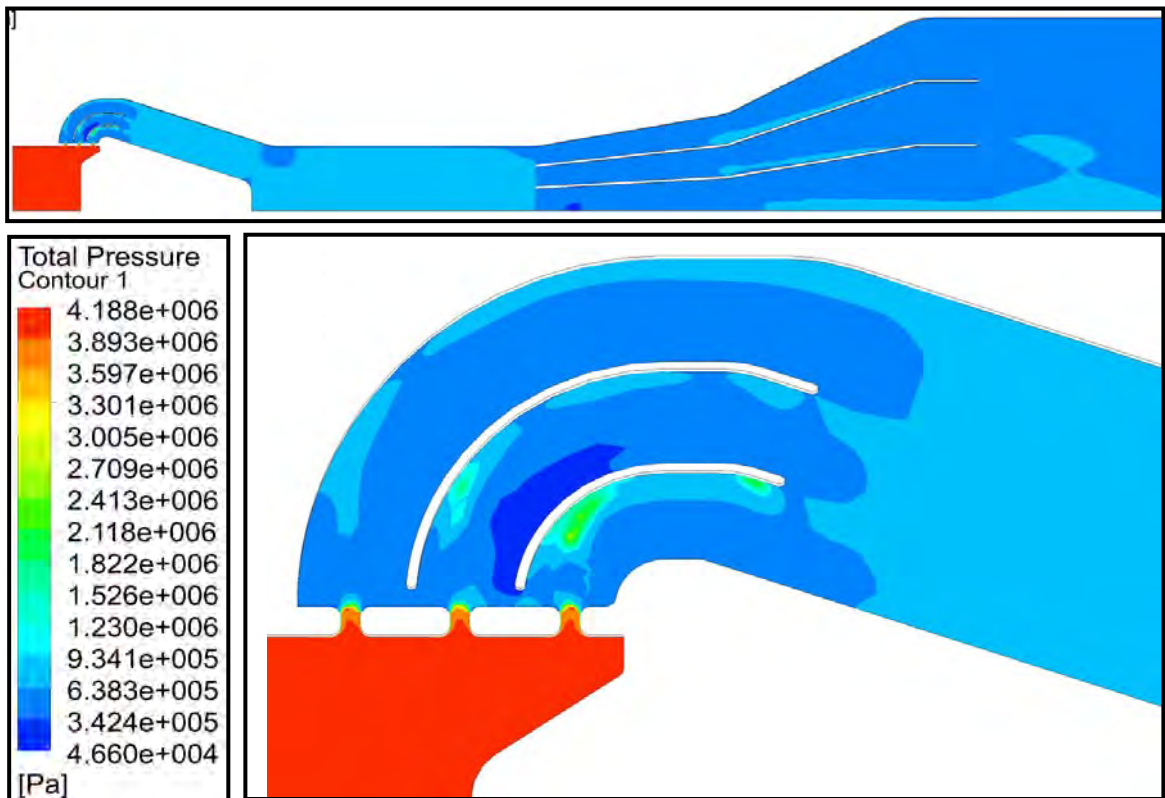


Рисунок 4.29 – Поле распределения давления в пределах продольного поперечного сечения расчетной области

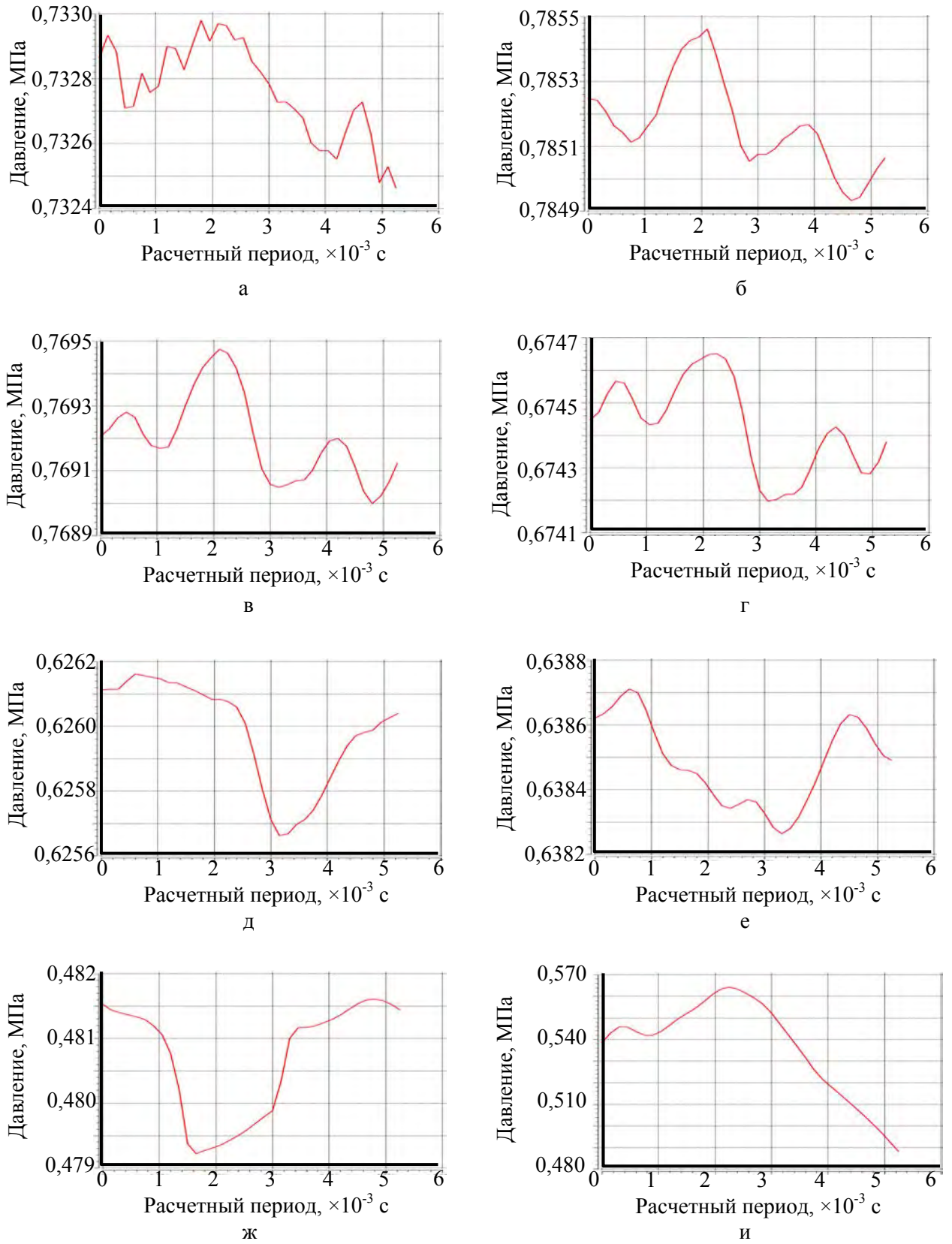


Рисунок 4.30 – Динамика изменения давления в контрольных точках расчетной области (рисунок 4.9): № 1; б) № 2; в) № 3 (а); № 4 (г); № 5 (д); № 6 (е); № 7 (ж); № 8 (и)

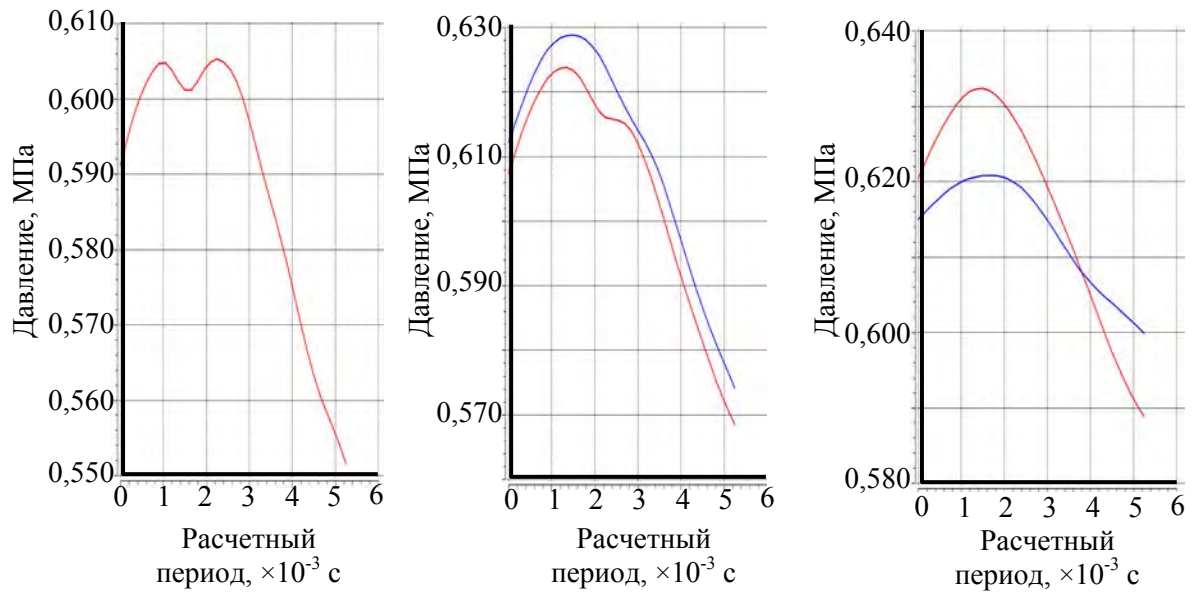


Рисунок 4.31 – Динамика изменения давления в контрольных точках расчетной области (см. рисунок 3.8): № 9 (а); № 10 и № 11 (б); № 12 и № 13 (в)

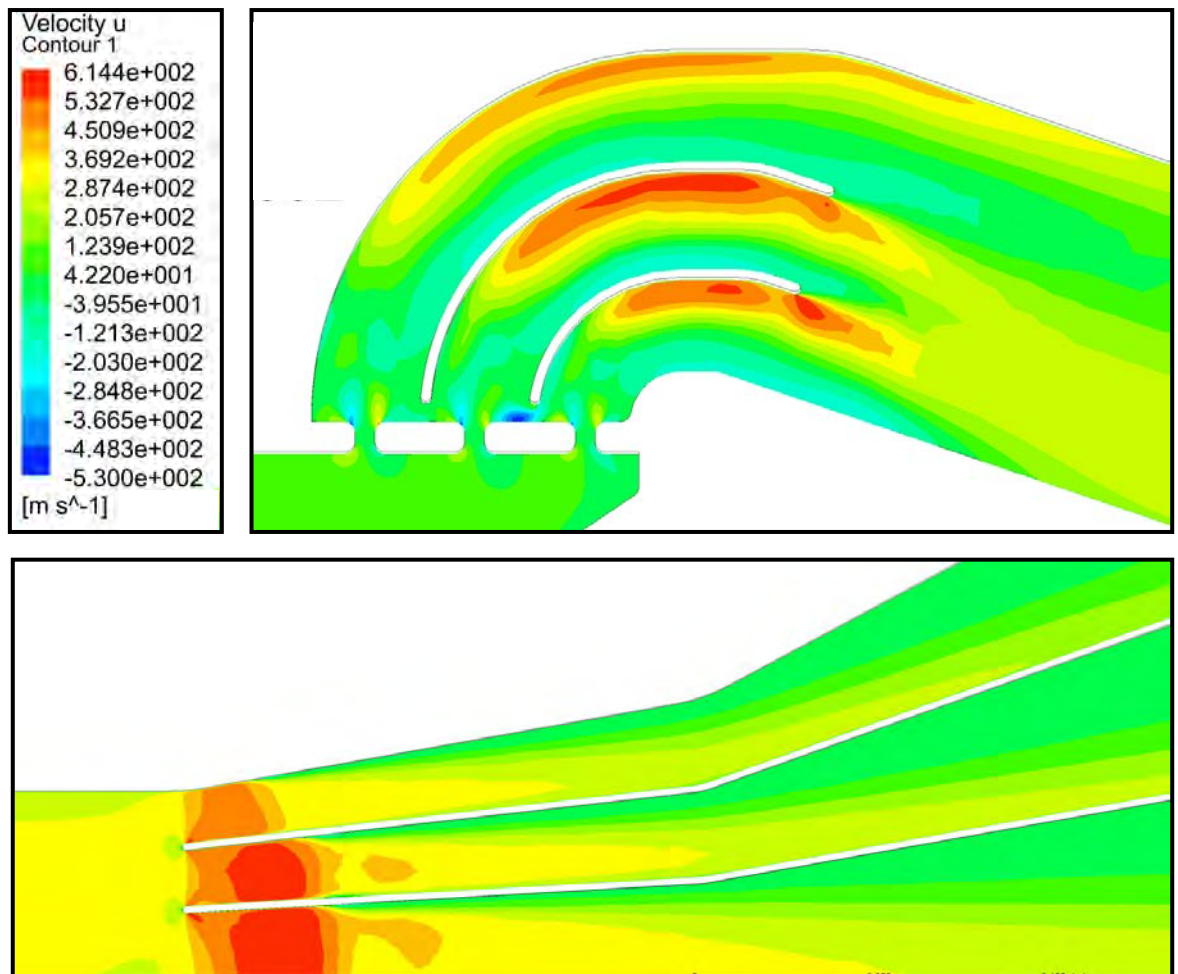


Рисунок 4.32 – Поле распределения продольной составляющей скорости потока

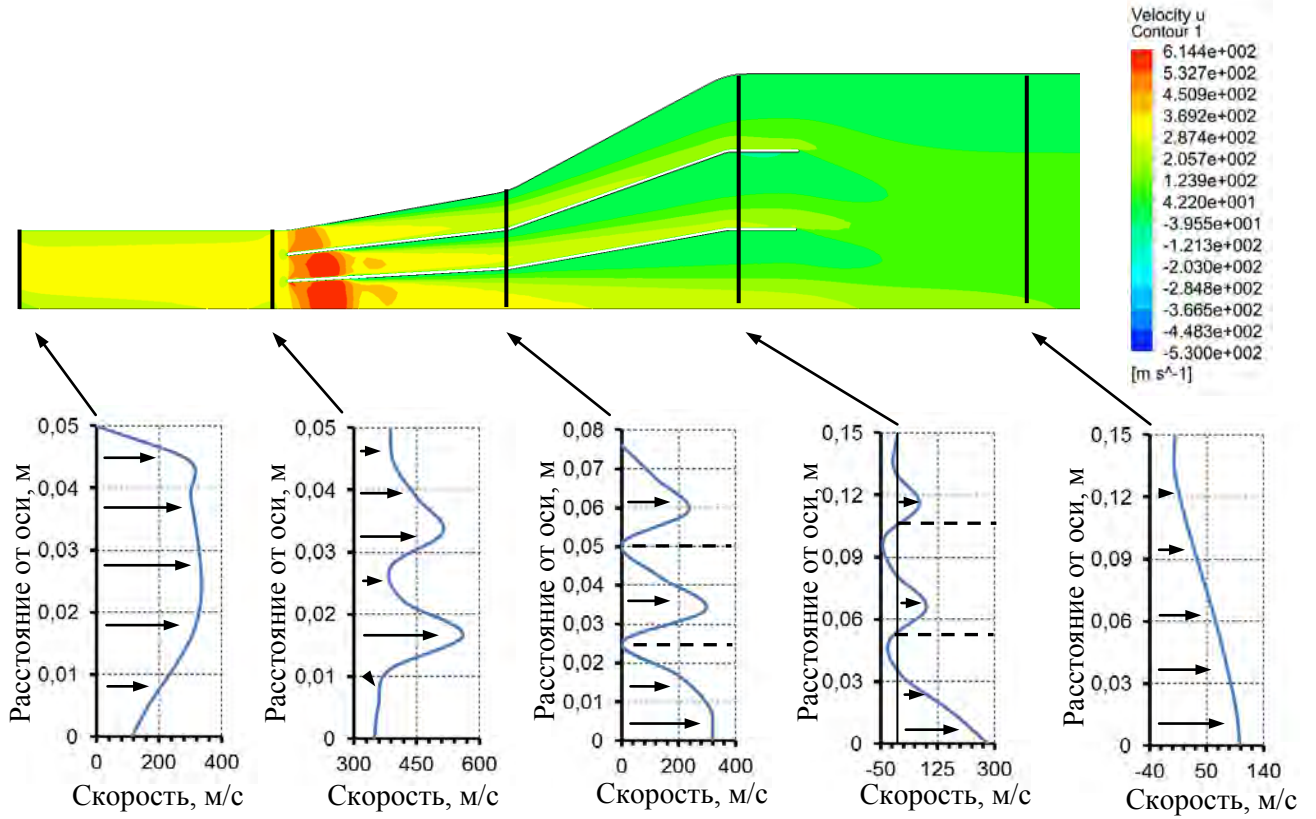


Рисунок 4.33 – Продольная составляющая скорости потока в заданных контрольных сечениях

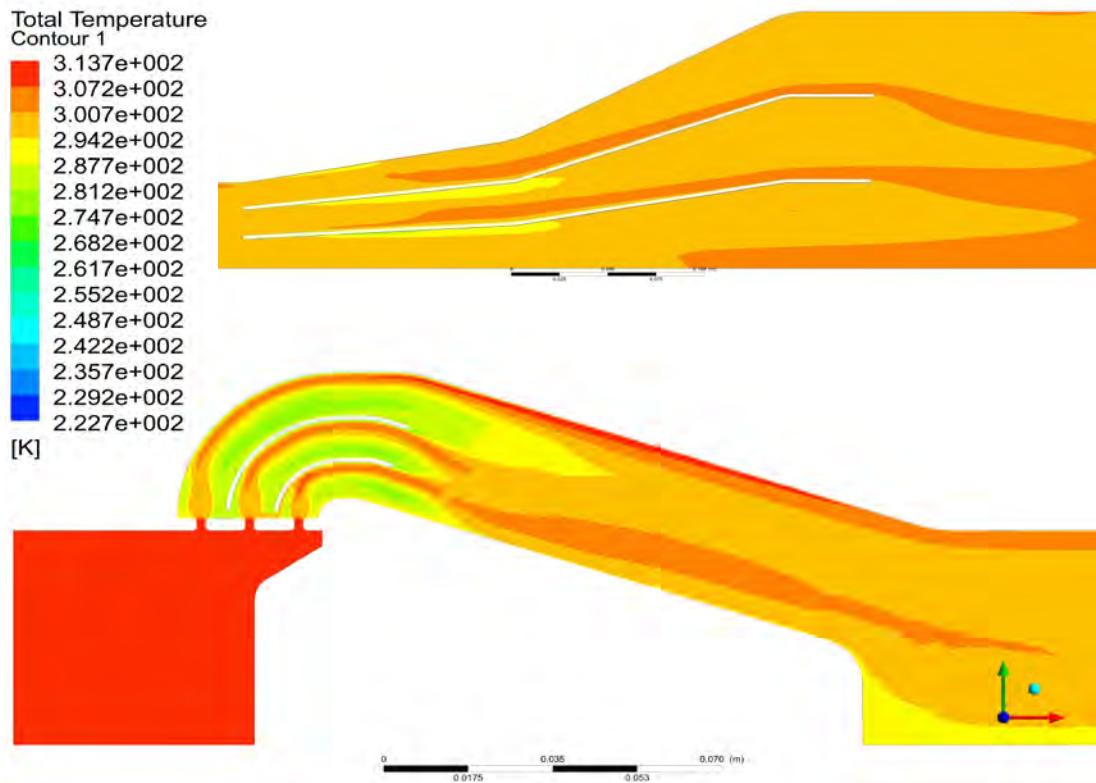


Рисунок 4.34 – Поле распределения температуры в высокоскоростном потоке

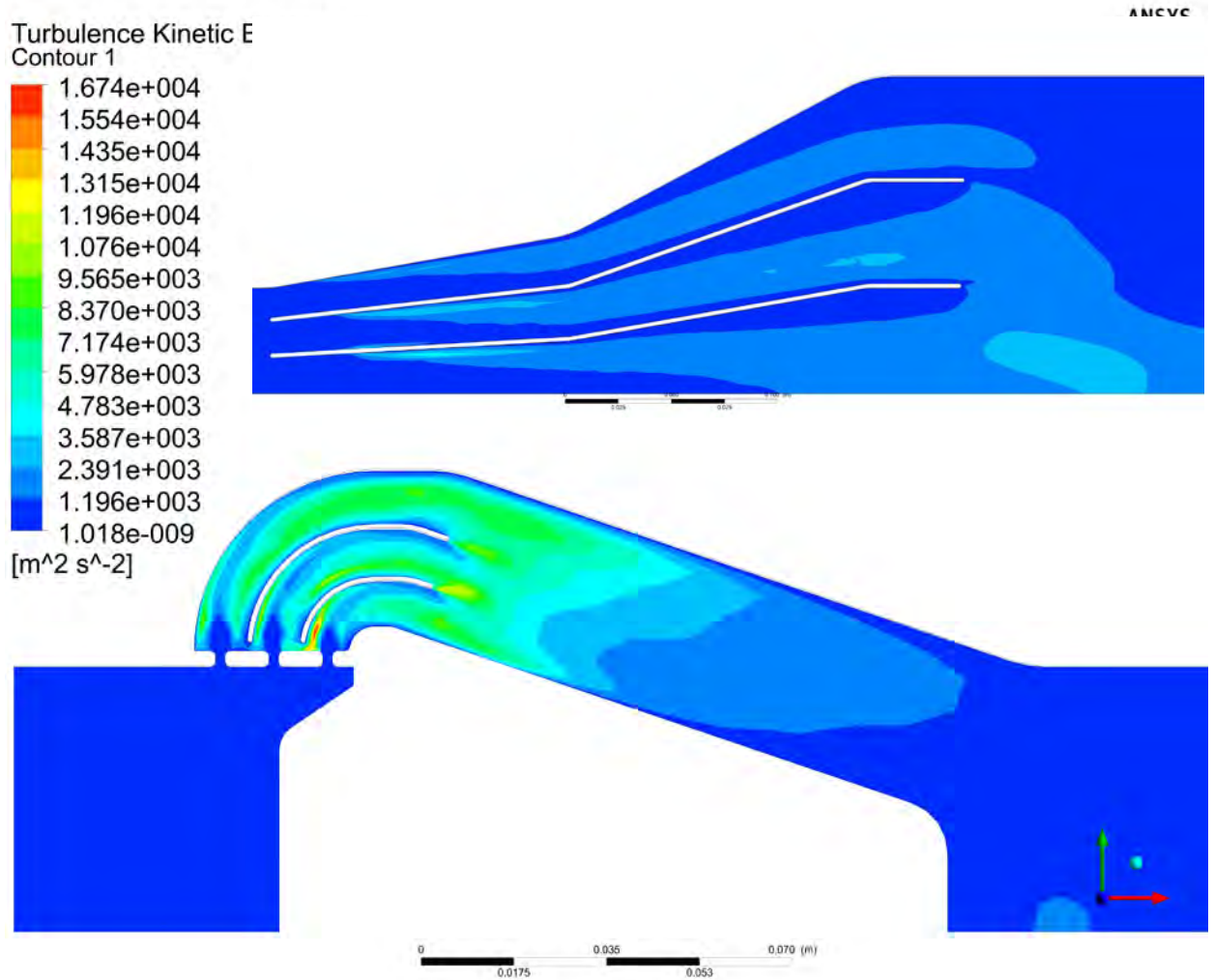


Рисунок 4.35 – Поле распределения кинетической энергии турбулентных пульсаций потока сжатого газа

Расчетное моделирование показывает следующее:

– основным фактором, способствующим формированию пульсаций давления в потоке, является несовершенство геометрической формы клапана-регулятора и начальной части участка низкого давления линии редуцирования. Для устранения указанного фактора необходимо выполнить оптимизацию конструкции затвора, а также оснастить участки интенсивного вихреобразования разделительными стенками;

– разбиение потока при дроселировании с помощью затвора (содержащего несколько дроселирующих зазоров переменной ширины), а также его профилирование с помощью разделительных стенок, способствует снижению размеров вихревых зон, ограничивающих пропускную способность канала.

Выводы по главе 4:

1) Методом расчетного моделирования выполнена оценка интенсивности вибрационных нагрузок в линии редуцирования газа ГРС (объект – ГРС «Эжва» ООО «Газпром трансгаз Ухта»). В ходе проведения исследований построена твердотельная модель линии редуцирования газа, определены внутренние напряжения в стенках труб. Определены собственные формы и частоты колебаний линии редуцирования в диапазоне от 10 до 800 Гц. Выполнена оценка условий отклика твердотельной модели на воздействие гармонически изменяемой нагрузки (внутреннего давления на выходе клапана-регулятора, периодически изменяемого в диапазоне от 0,2 до 0,6 МПа) в диапазоне частот от 10 до 800 Гц;

2) Выполнено сопоставление результатов вибрационного контроля трубопроводов ГРС и данных, полученных при расчетном моделировании. Установлено, что для применяемой схемы вибронагружения линии редуцирования, соответствие фактических и экспериментальных данных наблюдается при частотах пульсации давления 610 Гц, 740 Гц и 760 Гц.

3) Выполнен обзор и анализ возможных методов стабилизации потока в линии редуцирования за счет профилирующих лопаток, разделительных стенок, предотвративных диффузоров. Разработаны мероприятия по стабилизации высокоскоростного потока газа с помощью разделительных стенок, размещаемых в проточной части клапана-регулятора и диффузоре, а также за счет разделения потока при дросселировании через несколько регулируемых зазоров. По результатам расчетного моделирования установлено, что реализация указанных мероприятий позволяет снизить пульсации давления в 3 – 3,5 раза, а также полностью устранить области завихрения в клапане и снизить размеры областей завихрения в диффузоре.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Выполнен анализ вибрационного состояния газопроводов ГРС, определены возможные причины превышения допустимого уровня вибрации. Выполнен обзор устройств снижения вибраций и интенсивности пульсаций давления газа в трубопроводах, основанных на применении в промышленных образцах регуляторов различных устройств разбиения потока, которые характеризуются высокими гидравлическими сопротивлениями и не применимы в условиях высоких расходов на ГРС.

2) Проведена экспериментальная оценка характеристик механических свойств металла труб газопроводов газораспределительной станции, показывающая, что металл трубопровода низкого давления (1,2 МПа) после 37 лет эксплуатации на участке за узлом редуцирования претерпевает ухудшение пластических свойств по сравнению с металлом трубопровода с более высоким внутренним рабочим давлением (2,8 МПа), что объясняется возникновением динамического характера нагружения по действием вибраций, при котором кольцевые напряжения суммируются с пульсирующей нагрузкой от высокоскоростного потока дросселируемого газа.

3) Выполнен расчет интенсивности вибрационных нагрузок в газопроводе редуцирования газа, работающем с перегрузкой до 35 % по объемному расходу газа, показывающий превышение допустимых пороговых уровней скорости потока более двух раз. Расчетно-экспериментальная проверка применения стандартных процедур снижения уровня вибраций путем восстановления работоспособности опор трубопроводной обвязки ГРС не привела к восстановлению уровня вибраций в нормативно допустимых пределах.

4) Выполнено расчетное моделирование скоростных и силовых параметров нагружения трубопроводной обвязки ГРС для процесса истечения газа из области высокого в область низкого давления через канал сложной формы на участке клапана-регулятора, с применением программного комплекса Ansys CFX. Построена трехмерная модель проточной части линии редуцирования, определены граничные условия, модель турбулентности. Вибрации объяснены появлением пульсаций давления в проточной части клапана-регулятора и патрубке между клапаном-регулятором и диффузором с частотой более 100 Гц при расходе $28 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более 200 Гц и амплитудой 0,3-0,4 МПа при расходе $40 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Поток в пределах расчетной области имеет три области завихрения.

5) Усовершенствован метод снижения вибраций в газопроводах ГРС, заключающийся в профилировании высокоскоростного потока газа, разработаны новые технические решения по его стабилизации с помощью разделительных стенок, размещаемых в проточной части клапана-регулятора и диффузоре, а также за счет разделения потока при дросселировании через несколько регулируемых зазоров. Предложенные решения проверены путем расчетного модели-

рования, показавшим, что реализация указанных технических решений позволяет снизить пульсации давления в 3-3,5 раза, полностью устранить области завихрения в клапане и снизить размеры областей завихрения в диффузоре.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика.– М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
3. Амфилохийев В.Б. Полуэмпирическая схема расчёта пульсаций давления под турбулентным пограничным слоем // Акустический журнал. – 1994. – Т. 40. – № 3. – С. 511-512.
4. Арзуманов Э.С. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. – 48 с.
5. Барулина М.А. Использование ANSYS WORKBENCH для работы с геометрическими моделями. М.:Эдитус, 2012. – 316 с.
6. Белов Г.О. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в трубопроводных системах // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. – № 4. – С. 178–184.
7. Белов И.А., Исаев С.А.. Моделирование турбулентных течений. – С-Пб: Изд-во Балтийского государственного технического университета, 2000. – 109 с.
8. Борисов С.Н., Даточный В.В. Гидравлические расчеты газопроводов. – М.: Недра, 1972. - 108 с.
9. Бруйка, В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб.пособие / В.А. Бруйка.– Самара: Самар. гос. техн. ун–т, 2010. – 271 с.
10. Будрин С.В. Исследование процессов формирования турбулентных пульсаций давления в проточных частях некоторых элементов // Акустический журнал. – 1994. – Т. 40. – № 3. – С. 515-516.
11. Бутусов Д.С., Соколинский Л.И. Возникновение высокочастотных колебаний газа в обратных клапанах // Газовая промышленность, 1997. - № 11, с. 44-45.
12. Вибрации в технике: Справочник, т.1. Колебания линейных систем / Под. ред. В.В. Болотина. - М.: Машиностроение, 1978. - 352 с.
13. Вибрации в технике: Справочник. т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под. ред. Ф.М. Диментберга и К.С.Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. - 544 с.
14. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф. и др. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
15. Владиславлев, А.П. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем / А.П. Владиславлев, В.А. Якубович М.: Недра, 1981. - 267 с.
16. Власов С.В., Зарицкий С.П., Якубович В.А., Степаненко А.И. «Рекомендации по снижению высокочастотной вибрации трубопроводных обвязок нагнетателей ГПА-Ц-16», М.,

материалы XVII-го международного семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов», 1997.

17. ВРД 39–1.10-069–2002. Положение по технической эксплуатации газораспределительных станций магистральных трубопроводов. – М.: ИРЦ Газпром, 2003. – 109 с.
18. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер. с англ. М.: Мир, 1984. - 428 с.
19. Герц, Е.В. Динамика пневматических систем машин / Е.В.Герц. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
20. Гладких П.А. Хачатурян С.А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. М.: Машгиз, 1959. - 243с.
21. Гладких П.А., Хачатурян С.А. Предупреждение и устранение колебаний нагнетательных установок. М.: Машиностроение, 1964. – 275 с.
22. ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия – Издательство стандартов, 1982. – 10 с.
23. ГОСТ 32388-2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и технологические воздействия. – Введ. 01.08.2014. - Москва, Стандартинформ, 2013. – 114 с.
24. ГОСТ Р 50.2.038-2004. Оценивание погрешностей неопределенности результатов измерения. – Введ. 24.10.2014. – М.: Изд-во стандартов, 2004.
25. Григорьян Ф. Е. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. - Л.: Изд-во «Энергия», 1980. – 120 с.
26. Данилов, А.А. Газораспределительные станции / А.А. Данилов, А.И. Петров. – СПб.: Недра, 1997. – 240 с.
27. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. – М.: Изд-во «Энергия», 1974. – 592 с.
28. Емельянов, О.Н. Разработка эффективных глушителей шума систем сброса газа на компрессорных станциях: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Емельянов Олег Николаевич. – М., 2011. – 145 с.
29. Ермилов М.А., Крючков А.Н., Шабанов К.Ю. Разработка эффективных устройств снижения виброакустических нагрузок в линиях редуцирования газораспределительных станций // Известия самарского научного центра Российской академии наук. – 2014. – Т.16 - №6. – С. 300–304.
30. Ермилов, М. А. Разработка гасителя пульсаций давления газа для регуляторов давления с учетом их режимов работы / М. А. Ермилов, А. Н. Крючков, К. Ю. Шабанов, Вторая международная научно–техническая конференция «Динамика и виброакустика машин», 2014, С. 325–329.

31. Ермилов, М. А. Стендовая установка для исследования виброакустических характеристик агрегатов и арматуры пневматических систем / М. А. Ермилов, А. Н. Крючков, К. Ю. Шабанов, Вторая международная научно–техническая конференция «Динамика и виброакустика машин», 2014. - С. 544–549.
32. Ермилов, М. А. Экспериментальная отработка гасителя пульсаций в линии редуцирования газа / М. А. Ермилов, А. Н. Крючков, К. Ю. Шабанов, Вторая международная научно–техническая конференция «Динамика и виброакустика машин», 2014. - С. 550–554.
33. Заяц И.Б. Снижение шума при эксплуатации газораспределительных станций магистральных газопроводов дисс. ... канд. техн. наук: 05.26.03: защищена 05.03.2015 / Заяц Игорь Богданович. – Уфа: ИПТЭР, 2015. – 118 с.
34. Заяц Б.С., Заяц И.Б., Яговкин Н.Г. Снижение шума на газораспределительных станциях магистральных газопроводов // Вектор науки ТГУ. – 2013. - №3. – С. 181 – 184.
35. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975, 541 с.
36. Иванов, Н.И. Основы виброакустики / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб.: Политехник, 2000. – 428 с.
37. Иголкин А.А. Разработка метода и средств снижения аэродинамического шума в пневматических и газотранспортных системах: дисс. ... докт. техн. наук: 01.04.06: защищена 19.12.2014 / Иголкин Александр Алексеевич. – Самара: Самарский гос. аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева, 2014. – 278 с.
38. Иголкин, А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / [А.А. Иголкин и др.]– Самара: Изд–во СНЦ РАН, 2005. – 314 с.
39. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
40. Козобков А.А. Гашение пульсаций давления в трубопроводах компрессорных машин // Известия вузов. Нефть и газ. – 1962. – № 10. – С. 83–88.
41. Колесников, А. Е. Акустические измерения. – Л.: Изд–во «Судостроение», 1983. – 254 с.
42. Колесников, А. Е. Шум и вибрация. – Л.: Изд-во «Судостроение», 1988. – 248 с.
43. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. – М.: Изд-во МГУ, 1991. – 274 с.
44. Крючков, А.Н. Снижение колебаний шума в гидромеханических и газовых системах: дисс. ... д-ра техн. наук: защищена 22.12.2006 / Крючков Александр Николаевич. – Самара, 2006.
45. Кудашев Е.Б. Пространственная фильтрация пристеночных турбулентных пульсаций давления // Акустический журнал. – 2007. – Т. 53. – № 5. – С. 715–723.

46. Кудашев Е.Б. Пространственная фильтрация пристеночных турбулентных пульсаций давления. Методы прямых измерений частотно-волновых спектров // Акустический журнал. – 2008. – Т. 54. – № 1. – С. 118–126.
47. Кузнецов В.М. Идентификация источников шума турбулентной струи // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58. – № 4. – С. 498-508.
48. Кузьминов А.В. Метод расчёта турбулентных течений несжимаемой жидкости на основе двухслойной (к-е)-модели. // Вычислительные технологии. – 2001. – Т. 6. – № 5. – С. 73–86.
49. Макарьянц, Г.М. Разработка методик расчета и исследование виброакустических характеристик трубопроводных систем: дис. канд. техн. наук: 01.02.06: защищена 04.06.2004 / Макарьянц Георгий Михайлович. – Самара: Самарский гос. аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева, 2004. - 191 с.
50. Мунин, А.Г. Аэродинамические источники шума. – М.: Машиностроение, 1981. – 248 с.
51. Наука и безопасность, №1 Март 2015 г. АНО НИИ «Промбезопасность».
52. Пат. 2034190, Российская Федерация, МПК F 16 L 55/04. Гаситель пульсаций давления и расхода в трубопроводе [Текст] / Курбанов Г.Я., Мустафаев А.Ф.; заявитель и патентообладатель Азербайджанский индустриальный университет им. М. Азизбекова. – 4942829/29; заявл. 16.04.1991; опубл. 30.04.1995.
53. Пат. 2062940 Российская Федерация, МПК F 16 L 55/04. Гаситель пульсаций давления [Текст] / Григорьев В.Б., Рябуха М.В.; заявитель и патентообладатель Военно-морская академия им. Адм. Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова. – 93049376/06; заявл. 27.10.1993; опубл. 27.06.1996.
54. Писаревский, В.М. Гасители колебаний газа. – М.: Недра, 1986. – 326 с.
55. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 1 /Под ред. В. В. Клюева. М. : Машиностроение, 1978. - 448 с.
56. Рабинович М.И. О дипольном акустическом излучении турбулентного пограничного слоя на жёсткой поверхности с геометрической неоднородностью // Акустический журнал. – 1984. – Т. 30. (№ 1) – С. 105–109.
57. Регулятор давления газа прямого действия РДУ. Руководство по монтажу, наладке, эксплуатации и техническому обслуживанию.
58. Рейнольдс А. Жд. Турбулентные течения в инженерных приложениях. – М: Изд-во «Энергия», 1979. – 408 с.
59. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов. . – Введ. 26.12.1994. – М.: ВНИПИнефть, 1994. – 73 с.

60. СА 03–003–07. Расчет на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов. Введ. 27.11.2006. – М.: ООО НТП Трубопровод, 2007. – 60 с.
61. Самарин А.А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: Энергия, 1979. - 288с.
62. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. М.: Мир, 1971. - 387 с.
63. Смирнов Е.М., Зайцев Д.К. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии / Научно-технические ведомости, № 2. - 2004. – 21 с.
64. Смольяков А.В., Ткаченко В.М. Измерения пульсаций давления. - Л.: Судостроение, 1974. – 136 с.
65. Смольяков А.В. Спектр квадрупольного излучения плоского турбулентного пограничного слоя // Акустический журнал. – 1973. – Т. 19. – № 3. – С. 420–425.
66. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. – СПб.: Издательство политехнического университета, 2009. – 143 с.
67. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах / Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Леньшин В.В. [и др.]. – Самара.: Изд-во СГАУ, 1998. – 270 с.
68. Стадник Д.М. Обеспечение устойчивости регулятора давления газа непрямого действия посредством установки дросселя на вход // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 4. – С. 184–192.
69. СТО Газпром РД 1.10–098–2004. Методика проведения комплексного диагностирования трубопроводов и обвязок технологического оборудования газораспределительных станций магистральных газопроводов. – М.: ИРЦ Газпром, 2004. – 138 с.
70. Сулейманов М.М. Шум и вибрация в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1990. – 160 с.
71. Ткаченко, В.М. Частотно-волновой спектр турбулентных давлений: способы измерения и результаты // Акустический журнал. – 2008. – Т. 54. № 1. – С. 127–132.
72. Федоров И.А. Моделирование течения природного газа в эжекторе // Сборник работ молодых ученых и специалистов за 2014 г. – М: ООО «Газпром ВНИИГАЗ», с. 56 – 66.
73. Фокин Б.С., Аксельрод А.Ф. Аварии на зарубежных АЭС, вызванные вибрационными повреждениями оборудования // Энергомашиностроение, 1985. - № 8. - С.40-46.
74. Чайцын, Г.А. Эксплуатация газораспределительных станций магистральных газопроводов / Г.А. Чайцын. – М.: Недра, 1971. – 168 с.

75. Шагалова К.А., Гушин Д.А. Диагностика газораспределительных станций, основные дефекты и методы их выявления // Наука и безопасность. 2015. - № 1. – С. 19-22.
76. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного неоднородного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости // Известия Самарского научного центра РАН. - 2000. - т.2. - №1. - с.135-140.
77. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980.-156 с.
78. Au–Yang, M. Flow–Induced Vibration of Power and Process Plant Components, (ASME Press, New York, 2001).
79. Beranek, L.L. Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications [Text] / L.L. Beranek // Second Edition, Istvan, 2006.
80. Bruce, D.R. Solving acoustic–induced vibration problems in the design stage [Text] / D.R. Bruce, A.S. Bommer, T.E. Lepage // Sound and Vibration. – 2013.
81. Carruci, V.A. and Mueller, R.T., Acoustically Induced Piping Vibration in High Capacity Pressure Reducing Systems, ASME Paper № 82–WA/PVP–8, 1982.
82. Igolkin, A.A. Vibroacoustic loads reduction in pipe systems of gas distribution stations [Электронный ресурс] / A.A. Igolkin // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. – 2014. – 1 (1).
83. Redlich O. On the Three-Parameter Representation of the Equation of State // Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals. – 1975. – В. 3. – Т. 14. – Pp. 257–260.
84. Redlich O., Kwong J. N. S. On the Thermodynamics of Solutions. V. An Equation of State. Fugacities of Gaseous Solutions // Chemical Reviews. – 1949. – Т. 44. – № 1. – Pp. 233–244.