

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Институт прикладной математики и механики

Кафедра теоретической механики

Работа допущена к защите
Зав. кафедрой, д.ф.-м.н., проф.

_____ **А. М. Кривцов**

" _ " _____

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической степени

МАГИСТРА

Тема:

**Моделирование потока среды в регулирующей арматуре и оценка её
гидравлических и прочностных свойств**

Направление: 01.04.03 – Механика и математическое моделирование

Выполнил студент гр. 63604/1 Черногорский В.К.

Руководитель

Кандидат физ.-мат. наук. Лобода О.С.

Санкт-Петербург

2017

Оглавление

Введение.....	4
1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ КЛЕТОЧНОГО ТИПА	7
2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕТОЧНОГО КЛАПАНА	13
2.1 Описание объектов моделирования.	13
2.2 Математическая модель гидродинамических процессов.	14
2.3. Достоверность результатов моделирования.....	17
2.4 Критерий оценки гидравлических характеристик клапана	20
2.5 Подтверждение бескавитационного режима работы	21
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕТОЧНОГО КЛАПАНА	24
3.1 Исходные эксплуатационные параметры клапанов.	24
3.2 Гидродинамика регулирующего клеточного клапана DN200.	24
3.2.1 Задача расчёта.....	24
3.2.2 Исходные данные	24
3.2.3 Методика расчета	25
3.2.4 Расчетная модель клапана	25
3.2.5 Расчётная модель.....	26
3.2.6 Граничные условия	29
3.2.7 Расчёт пропускной способности.....	29
3.2.8 Результаты гидравлического расчета.....	30
3.3 Кавитационный расчет регулирующего клапана.....	31

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕТОЧНОГО КЛАПАНА	34
4.1 Положения принимаемые при проведении прочностных расчетов.	34
4.2 Данные об условиях эксплуатации и условия для расчета.....	36
4.3 Физико-механические свойства материалов	38
4.4 Определение минимальных толщин стенок корпуса	39
4.5 Определение минимальной толщины крышки	41
4.5 Расчет температурных полей и напряжений.	43
4.6 Расчет крышки на статическую прочность	46
4.7 Расчет корпуса на статическую прочность	49
4.8 Определение собственных частот колебаний	53
4.9 Расчет корпуса на сейсмическое воздействие.....	54
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	57
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	58

Введение.

Актуальность работы. Регулирующая и дроссельно-регулирующая арматура предназначена для изменения расхода рабочих сред, и в общей номенклатуре энергетической арматуры занимает исключительно важное место, обеспечивая условия нормального функционирования оборудования ТЭС, АЭС и трубопроводного транспорта. Регулирующая арматура обеспечивает регулирование потоков рабочих сред и тем самым участвует в обеспечении как стабильности рабочих параметров системы в номинальных режимах, так и нормального протекания переходных режимов. Условия её работы оказываются весьма сложными, так как при изменении положения регулирующего органа изменяется перепад давления на клапане, форма проходного сечения и скорости среды в проточной части. Конструктивная реализация регулирующей арматуры выражается в виде шиберных задвижек и клапанов: шаровых, конусных, цилиндрических, односедельных, двухседельных, клеточных. Регулирующий клапан часто является самым важным и дорогостоящим элементом контура регулирования. Для обеспечения высокой надежности регулирующей арматуры, уменьшения ее энергоемкости, повышения точности регулирования существует острая необходимость в разгруженных регулирующих клапанах нового поколения, не имеющих ограничений по объёмному расходу среды и перепаду давления, с заданным быстродействием, с нерегулируемым расходом менее 0,1 % от номинального, с возможностью работать на загрязнённой среде без заклинивания, с минимальной потребляемой мощностью сервопривода, отсутствием условий для щелевой эрозии, надежных и простых по конструкции, не требующих технического обслуживания в межремонтный период. Среди такой арматуры особое место занимает регулирующая арматура клеточного типа, эксплуатационные показатели которой отличаются надежностью, безотказностью и экономичностью. В России только в конце 90-х годов начали выпускаться регулирующие клапаны этого типа. Создание работоспособного регулирующего клапана с высокими эксплуатационными характеристиками невозможно без достоверной и точной инфор-

мации о гидродинамике потока в клапане, и прочностных свойств, полученных в результате применения различных технических решений.

Целью научной работы является исследование гидродинамики потока среды в регулирующем осесимметричном клеточном клапане с целью определения гидравлических и кавитационной характеристики, а так же проведение работы по оценке прочностных свойств разрабатываемой арматуры по государственным стандартам для регулирующей арматуры АЭС.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

- разработка полноценной 3D модели регулирующего клапана клеточного типа;
- исследовать распределение полей давлений и скоростей при различных открытиях регулирующего органа в регулирующем клеточном клапане;
- определением величины пропускной способности регулирующего клапана в виде $K_v = f(Q, \Delta P, P, \rho, T)$;
- определение кавитационной характеристики клапана;
- исследовать конструкцию клапана на прочность при заданных параметрах рабочей среды;
- провести исследование клапана на сейсмическую прочность.

Степень достоверности результатов исследований подтверждается применением современных вычислительных программных комплексов (ANSYS 14.0, (аттестационный паспорт ПС N327, выданный Научно-техническим центром по ядерной и радиационной безопасности ФБУ «НТЦ ЯРБ» Ростехнадзора 18.04.13), SolidWorks Flow Simulation), предназначенных для решения широкого спектра задач гидрогазодинамики.

Объектом исследования выступает один из типов трубопроводной арматуры –

регулирующий клапан клеткового типа, с условным диаметром 200мм, а **предмет исследования** – методики проведения расчетов на определение гидравлических и прочностных свойств арматуры.

Практическая значимость работы:

- на основе расчетных исследований регулирующего клапана клеточного типа определены значения пропускной (K_v , м³/ч) и кавитационной характеристики;
- проведен анализ прочностных свойств разрабатываемого клапана;
- результаты исследования на численной модели использованы при проектировании регулирующего клапана клеточного типа DN200, предназначенного для поставки и работы в системе трубопроводов на Ленинградской АЭС.
- на основе исследованной модели была оптимизирована конструкция клапана с целью уменьшения значения пропускной характеристики K_v для удовлетворения исходным техническим требованиям заказчика.

1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ КЛЕТОЧНОГО ТИПА

Регулирующий клапан часто является самым важным и дорогостоящим элементом контура регулирования. В последние годы появились оригинальные решения разгрузки поршня, при которой сохраняются положительные стороны односедельного клапана в сочетании со значительным уменьшением перестановочных усилий, а, следовательно, и усилий привода. Решение по разгрузке реализовано в так называемых клетковых (или клеточных) регулирующих клапанах, которые получили свое название по характерной для них детали — клетке, внутри которой перемещается поршень [1, 2]. Клетка представляет собой цилиндрическую втулку, жестко закрепленную в корпусе. На боковой поверхности клетки имеются отверстия для прохода среды, подвергаемой регулированию. Клетка является направляющей затвора, а иногда одновременно и седлом регулирующего органа. Широкое распространение клетковых клапанов в нефтяной, газовой и химической промышленности, гидро- и теплоэнергетике, объясняется многочисленными достоинствами этих клапанов. Прежде всего, весьма эффективным методом регулирования оказался заложенный в них принцип дросселирования, который заключается в разбивке всего потока среды, проходящей через отверстия в клетке во внутреннюю ее полость, на ряд направленных друг против друга струй. Для снижения высокого уровня аэродинамического шума, сопровождающего течение газа при больших перепадах, применяют специальный «антишумовой» вариант клетки. Принцип конструкции заключается в том, что высокоскоростные газовые струи, выходящие из отдельных отверстий малого диаметра не соприкасаются. Применение «антишумовых» конструкций позволяет снизить уровень шума на 15-20 дБ. Арматуру клеточного типа не рекомендуется применять на сильно загрязненных средах, особенно содержащие твердые частицы. Клапаны осевого типа были первоначально разработаны для применения на гидроэлектростанциях, где они использовались с начала XX века. Фирма Моквелд освоила уникальные возможности принципа осевого типа для регулирующих клапанов в 1955 году, став постоянным лидером в

развитии этой концепции регулирующей трубопроводной арматуры. Регулирующая осесимметричная клеточный клапан (РОСКК) фирмы Моквелд, изображенный на рис. 1.1, имеет конструкцию с большой жесткостью, не требующую частого обслуживания и спроектированную с целью получения высокой эффективности в широком диапазоне областей применения регулирующей арматуры. Спряmlенная осесимметричная проточная часть устраняет вихревые течения и неоправданные изменения направления потока среды в клапане. Это дает значительное снижение уровня шума и турбулентности, а также уменьшает эрозию.

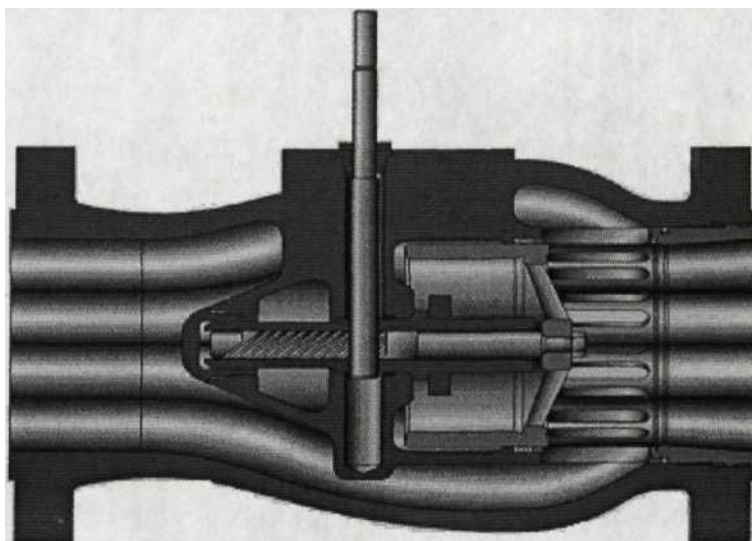


Рис. 1.1. РОСКК фирмы Моквелд

Регулирующий клапан фирмы Моквелд сохраняет полную герметичность во всем диапазоне давлений, даже в самых тяжелых рабочих условиях. Эти клапаны многократно доказали свою высокую надежность в ситуациях, когда требуется обеспечение 100% герметичности даже после продолжительного периода эксплуатации. Регулирующий клапан Моквелд обеспечивает полную герметичность в закрытом положении при действии перепада давлений, как в прямом, так и в обратном направлении.

Клеточные угловые и проходные клапаны проще в изготовлении, поэтому более распространены. Клеточные клапаны фирмы Fisher (США) комплектуются внутренними деталями типа Cavitol, предотвращающими кавитацию, или типа Whisper, зна-

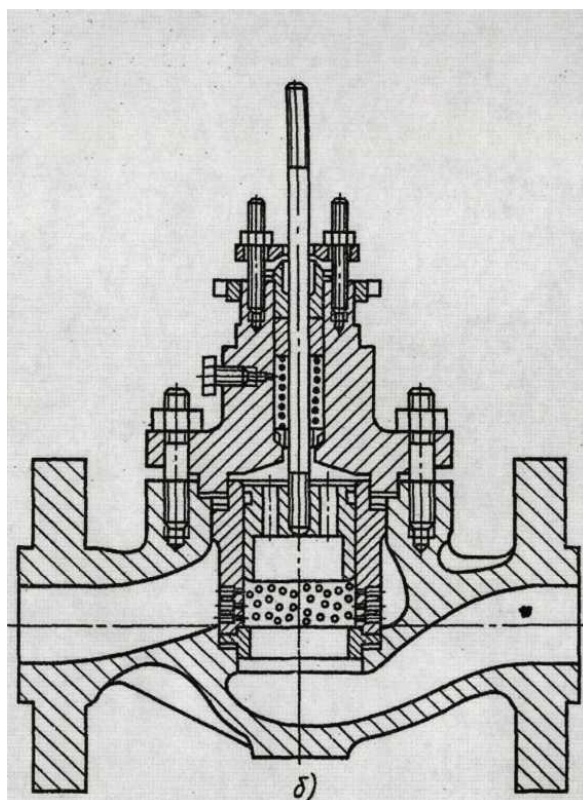
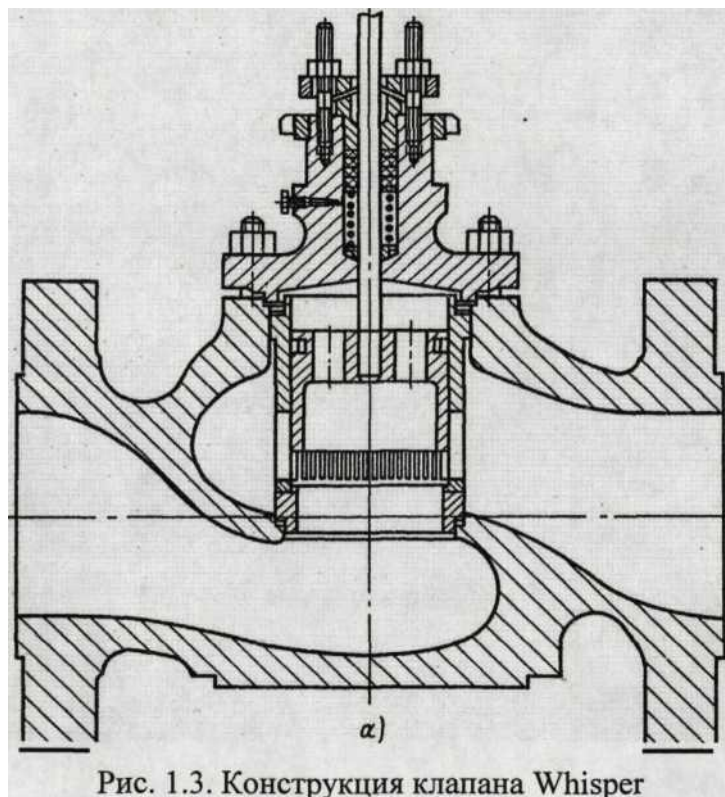


Рис. 1.2. Конструкция клапана Cavitrol

чительно снижающими уровень шума. В конструкции клапана Cavitrol (рис. 1.2) предназначенной для регулирования потоков кавитирующей жидкости, установлена «антикавитационная» втулка, на боковой поверхности которого выполнены отверстия, попарно расположенные на нескольких уровнях диаметрально противоположно друг другу.

При перемещении поршня относительно седла изменяется число пар этих отверстий, благодаря чему изменяется расход, при этом цилиндрические отверстия в клетке имеют ступенчатую форму. Благодаря этому сжатое сечение в струе образуется на некотором удалении от внутренней стенки клетки. Каверны разрушаются, после того как жидкость оказывается за пределами поверхностей поршня и седла, что предупреждает возможность их разрушения от кавитации. Для увеличения потерь на трение в отверстиях и повышения степени турбулизации струй в ряде случаев в них нарезают резьбу.

В клапане типа Whisper (рис. 1.3) среда подается снизу вверх, через втулку под поршнем. На боковой поверхности «антишумовой» втулки выполнен ряд узких вертикальных прорезей. Отличительной чертой клапанов такой серии является модульный принцип конструктивного выполнения их плунжерного комплекта. Применение сменных дырчатых дисков позволяет обеспечить широкий диапазон регулирования, а в сочетании с эффектом самоочистки за счет плотного скольжения поршня во втулке, способствует улучшению показателей эксплуатационной надежности и увеличению срока службы.



Английская фирма Introl выпускает клеточные клапаны с втулками многоступенчатого дросселирования (рис. 1.4). В них поток последовательно проходит через отверстия нескольких concentrically installed sleeves, and the pressure loss occurs both in the openings, as well as in the expansion chambers along the flow path and in the common outlet chamber.

В России регулирующие и дроссельно-регулирующие клеточные клапаны выпускают только несколько предприятий: ОАО «Чеховский завод энергетического машиностроения» (рис. 1.5), АО «Знамя Труда» г. Санкт-Петербург, ПНФ «ЛГ автоматика» и ЗАО «Руст 95» г. Москва, ОАО «Атоммашэкспорт» и ООО ОКТБ «Металлотерм» г. Волгодонск.

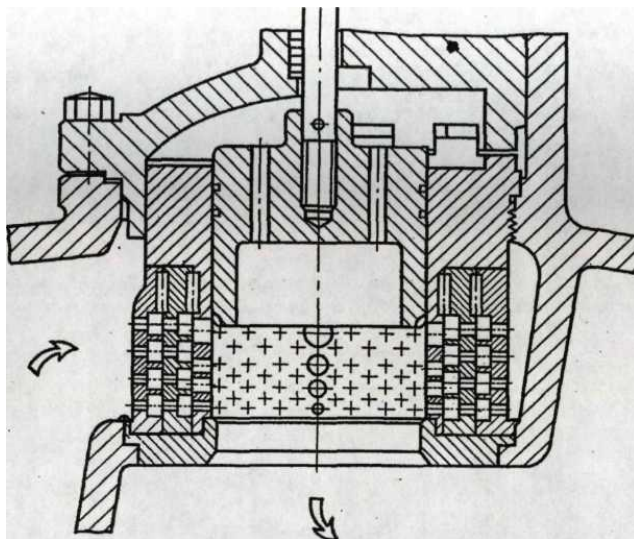


Рис. 1.4. Конструкция клапана Introl

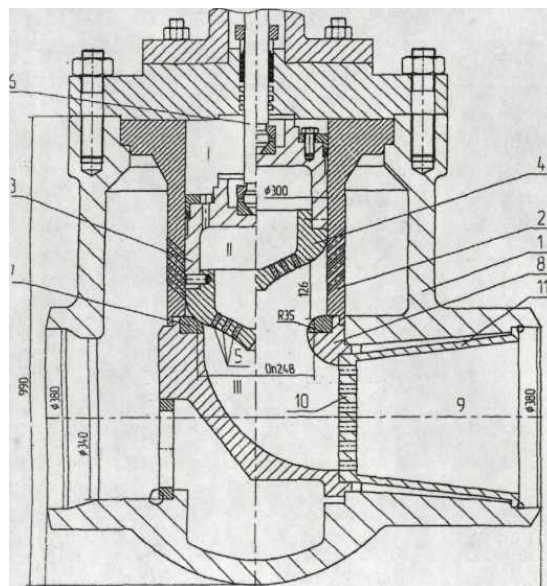


Рис. 1.5. Конструкция клапана ЧЗЭМ

Наибольшей пропускной способностью среди клеточных клапанов при одинаковых условных диаметрах характеризуется конструкции осевого типа. При одинаковых рабочих условиях такой тип более компактен, чем обычные клапаны, и нуждается

в приводах меньшего размера. В России регулирующие осесимметричные клеточные клапаны выпускает только ОАО «Атоммашэкспорт» г. Волгодонск. В осесимметричных клапанах механизм перемещения поршня находится в потоке рабочей среды, что предъявляет повышенные требования к гидравлике клапана. Информации по гидравлике клеточных клапанов очень мало, а информация по гидравлике осесимметричных клеточных клапанов еще меньше, так как является «know-how» фирмы Моксвелд. Исследование гидравлики регулирующей арматуры позволяет создать, на этапе проектирования, такую конструкцию регулирующего узла этих клапанов, которая обеспечит высокую надежность и точность регулирования при работе этой арматуры на ТЭС, АЭС и трубопроводном транспорте, а также позволяет анализировать работу клапана в различных эксплуатационных условиях.

Выводы

- Одним из направлений обеспечения высокой надежности регулирующей арматуры, уменьшения энергоемкости и повышения точности регулирования является создание разгруженных регулирующих клапанов нового поколения, особое место среди которых занимает регулирующая арматура клеточного типа, эксплуатационные показатели которой отличаются надежностью, безотказностью и экономичностью.
- Наибольшей пропускной способностью среди клеточных клапанов при одинаковой площади проходного сечения обладает конструкция осевого типа. Спрямленная осесимметричная проточная часть устраняет вихревые течения и неоправданные изменения направления потока среды в клапане. Это дает значительное снижение уровня шума и турбулентности.
- Среди клапанов клеточного типа, наибольшее распространение получили односедельные клапана, благодаря их относительно простой конструкции и в купе с доработанным разгруженным РА обладают еще и высокой надежностью.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕ- ТОЧНОГО КЛАПАНА

2.1 Описание объектов моделирования.

Методика расчета гидравлических параметров регулирующей ТПА создана на основе моделирования гидродинамических процессов в клапане условным диаметром DN200 и расчетным давлением P_p 1.2 Мпа. Расчетное исследование проводится по трехмерной конечно-элементной модели, выполненной с помощью пакета инженерного анализа SolidWorks Flow Simulation, который позволяет рассчитывать локальные характеристики потока.

На рис. 2.1 изображена конструкция регулирующего клапана клетчатого типа. Регулирование расхода производится движением регулирующего органа (золотника), изменяющим площадь открытых отверстий сепаратора.

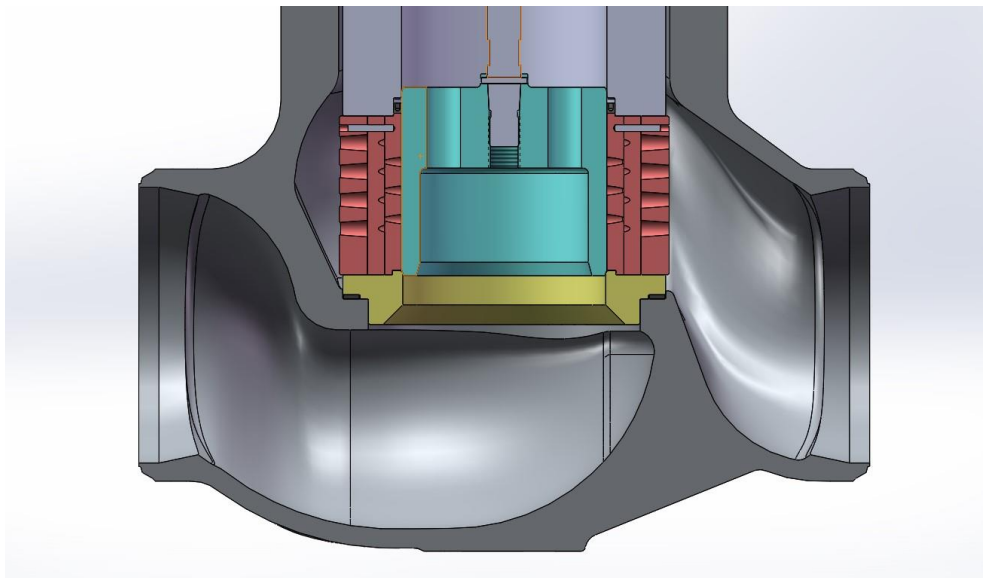


Рис. 2.1. Конструкция регулирующего клапана клетчатого типа

Конструкция сепаратора регулирующей ТПА клетчатого типа зависит от характера рабочей среды. На рис. 2.2 изображен сепаратор с перфорацией с круглыми отверстиями, который применяется как для газовых, так и для жидких сред.



Рис. 2.3. Внешний вид сепаратора регулирующего клапана.

2.2 Математическая модель гидродинамических процессов.

Расход рабочей среды, проходящей через регулирующий клапан, зависит от следующих параметров:

- условий на входе и выходе (давления, температуры, геометрические характеристики трубопровода);
- свойств рабочей среды (состава, плотности, вязкости, поверхностного натяжения, термодинамического критического давления);
- конструкции профиля проходного сечения регулирующего клапана (размера, хода клапана, геометрии материального потока).

Математическая модель для описания гидродинамических процессов, происходящих в клапане регулирующем, состоит из следующей системы уравнений, описывающих стационарное турбулентное движение рабочей среды через клапана регулирующий [3,4,5,6]:

– уравнения движения:

$$\nabla(\rho \cdot \vec{w} \cdot u - \mu_{ef} \cdot \nabla u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + S_c - S_p^U \cdot u,$$

$$\nabla(\rho \cdot \vec{w} \cdot v - \mu_{ef} \cdot \nabla v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + S_c - S_p^V \cdot v,$$

$$\nabla(\rho \cdot \vec{w} \cdot w - \mu_{ef} \cdot \nabla w) = -\frac{\partial p}{\partial z} + S_c - S_p^W \cdot w,$$

– уравнения неразрывности:

$$\nabla(\rho \cdot \vec{w}) = 0$$

– уравнение энергии:

$$\nabla(\rho \cdot c \cdot \vec{w} \cdot T - \lambda_{ef} \cdot \nabla T) = 0,$$

где ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; p – рабочее давление, Па; \vec{w} – вектор скорости потока, м/с; u, v, w – компоненты скорости по координатам x, y, z соответственно, м/с; μ_{ef} – эффективное значение динамической вязкости, Па · с; S_c, S_p^U, S_p^V, S_p^W – источниковые члены, соответственно равные нулю; c – удельная теплоемкость, Дж/(кг · К); T – температура, К; λ_{ef} – эффективное значение коэффициента теплопроводности, Вт/(м · К); $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ – оператор дифференцирования.

Для моделирования процессов турбулентного переноса применялась стандартная двухпараметрическая k - ε модель для высоких чисел Рейнольдса, определяемая следующими уравнениями [7, 8, 9]:

- уравнение для кинетической энергии турбулентности

$$\left(\rho \cdot \vec{w} \cdot k - \frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \cdot \nabla k \right) = S_k,$$

- уравнение для диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\left(\rho \cdot \vec{w} \cdot \varepsilon - \frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \cdot \nabla \varepsilon \right) = S_\varepsilon,$$

где ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; \vec{w} – вектор скорости потока, м/с; μ_{ef} – эффективное значение динамической вязкости, Па · с; k – кинетической энергии турбулентности; ε – скорости диссипации кинетической энергии турбулентности; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – эмпирические коэффициенты; p – рабочее давление, Па $S_k = \mu_t \cdot P - \rho \cdot \varepsilon - \frac{2}{3} \cdot$

$\left(\mu_t \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \cdot k\right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ –; источниковый член уравнения для k ; $S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left[\mu_t \cdot P - \frac{2}{3} \cdot \left(\mu_t \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \cdot k\right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right] - C_{\varepsilon 2} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ – источниковый член уравнения для ε ; $i = 1, 2, 3$ – индексы соответствующие компонентам координаты и скорости по координатам x, y, z соответственно.

Для замыкания системы вышеописанных уравнений применялись соотношения:

$$\mu_t = f_u \cdot \frac{C_\mu \cdot \rho \cdot k^2}{\varepsilon},$$

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t,$$

$$\lambda_{ef} = \lambda + \frac{\mu_t}{Pr_t},$$

$$P = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j}.$$

Где f_u – демпфирующая функция, ρ – плотность рабочей среды, кг/м^3 ; k – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; μ_{ef} – эффективное значение динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; μ – коэффициент динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; μ_t – турбулентный коэффициент динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; λ_t – турбулентный коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; ; λ_{ef} – эффективное значение коэффициента теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; Pr_t – турбулентное число Прандтля; P – рабочее давление, Па ; применяемые в выражениях константы турбулентности (постоянные величины) $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, Pr_t, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 4}$, определены согласно [8, 9] и сведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Константы модели турбулентности

C_μ	σ_k	σ_ε	Pr_t	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 4}$
0,09	1,0	1,22	0,9	1,44	1,92	-0,33

Условия однозначности для данной задачи состоят из замыкающих соотношений и граничных условий:

- для уравнений движения и энергии на входе в расчетный гидравлически тракт (расчетную область);
- условий прилипания для уравнений движения и адиабатический условий уравнения энергии на внешней поверхности расчетной области;
- условия симметрии для уравнений движения и энергии.

2.3. Достоверность результатов моделирования

Для проведения исследования гидравлической характеристики регулирующей арматуры была построена трехмерная конечно-элементная модель для расчета клеточного регулирующего клапана.

Программный комплекс Solidworks FlowSimulation использует математические модели турбулентности для определения напряжений Рейнольдса. Эти модели содержат дополнительный дифференциал или алгебраические уравнения, которые связывают вышеупомянутые неизвестные с выбранными усредненными по множеству свойствами поля турбулентности, а также обеспечивают рамки для расчета этих свойств. Кроме того, применяются специальные модели для характеристики потока возле твердых стенок. Наиболее распространены варианты хорошо известной модели k - ϵ , все из которых включают в себя уравнения переноса для турбулентной кинетической энергии k и ее скорость рассеяния ϵ . Варианты модели k - ϵ отличаются друг от друга по одному из следующих аспектов:

- форме уравнений;
- способу обработки околостенной области;
- соотношением между числом Рейнольдса и скоростью деформации.

Основные варианты моделей k - ϵ :

- «стандартная» модель, в которой используются формы с высоким турбулентным числом Рейнольдса уравнений турбулентной кинетической энергии и ско-

рости рассеяния турбулентной кинетической энергии в сочетании с алгебраическими представлениями типа «закон стенки» потока, тепло- и массообмена для околостенной области;

- модель с низким числом Рейнольдса, в которой общие уравнения переноса для k - ϵ решаются везде, включая околостенные области;
- модель k - ϵ «Ренормгруппа» (РНГ k - ϵ);
- модель Чена k - ϵ , которая использует шкалу времени производства и рассеяния при закрытии уравнения рассеяния;
- двухслойные модели, в которых околостенный поток имитируется посредством одного из способов:
 - a) модель одного уравнения с низким числом Рейнольдса, которая состоит из одного уравнения переноса для турбулентной кинетической энергии и алгебраическим предписанием для шкалы длины турбулентности;
 - b) модель длины смешивания, где турбулентная вязкость рассчитывается без применения каких-либо уравнений переноса, распространением гипотезы длины смешивания Прандтля на трехмерные потоки.

Все существующие модели турбулентности - это неточные представления задействованных физических явлений. Степень приближенности в каждой модели зависит от характера потока, к которой она применяется, и от опыта пользователя, который определяет параметры модели, что приводит к «хорошему» или «плохому» решению.

Авторами статьи [10] определено, что «стандартная» модель k - ϵ является оптимальной для решения задач описывающих гидродинамику регулирующей и запорной арматуры. Особенности гидравлики потока клеточных регулирующих осесимметричных клапанов в основном определяется влиянием клетки, поэтому влияние остальных элементов конструкции регулирующего клапана на гидравлику потока не так значительно.

На результаты моделирования большое влияние оказывает правильность выбора конечно-элементарной сетки. Сетка выбирается ориентировочно. Для выбора размера элемента сетки для модели k-ε разработчики рекомендуют условие $20 < \eta < 100$, где $\eta = (\Delta y \cdot v) / \nu$ - универсальный масштаб координаты; Δy - размер элемента сетки; $V = \sqrt{\tau_{\omega} / \rho}$ - универсальный масштаб скорости; ρ - плотность; τ_{ω} - модуль касательных напряжений; ν - коэффициент кинематической вязкости; (при меньших значениях распределение скоростей заметно отличается от логарифмического, но применяемые по умолчанию пристеночные функции это учитывают, верхняя граница на η сильно зависит от Re и от скорости изменения потока). Для модели k- ω необходимо выполнение условия $\eta \sim 1$, иначе пристеночная функция этой модели будет работать неправильно. Величина η не является руководством к действию, и размеры сетки, как правило, назначаются по другим критериям, т.к., во-первых, из анализа проведенных расчетов, нет причин считать, что это условие оказывает ощутимое влияние на точность расчёта. Во-вторых, на моделях потоков со значительными градиентами скоростей (а это вся регулирующая арматура), ни разу не удалось добиться хорошей сходимости на моделях, где были попытки в обязательном порядке выполнить это условие.

Для обеспечения приемлемой точности расчетов $\sim 3-5\%$, величину сходимости по значению среднеквадратичной невязки необходимо принимать равную 10^{-5} . При значении невязки 10^{-4} , применительно к расчетам гидродинамики регулирующей и запорной арматуры, обеспечивает точность не лучше 30%, что можно использовать только для некоторых предварительных оценок. Величину невязки равную 10^{-6} в общем случае обеспечить, как правило, невозможно и достигнуть ее можно только для очень простой геометрии тела и потока, применяя очень мелкую сетку. Если подобрана оптимальная сетка, то ее дальнейшее улучшение не приводит к улучшению более достоверных результатов, в то время как грубая (не оптимальная) сетка всегда приводит к заниженным значениям гидравлических потерь.

Выбор шага по времени так же представляет определенный интерес. Чтобы распределение скоростей полностью пересчиталось, поток должен пройти по всей модели несколько раз, т.е. число итераций обратно пропорционально шагу по времени. Невязки в данном случае не могут служить критерием, так как ещё на больших шагах по времени невязки способны очень быстро выйти на уровень близкий к машинной точности. Кроме того, в момент понижения шага по времени, невязка нередко начинает уменьшаться так, что за 10 - 20 итераций погрешность может понизиться на 1 - 2 порядка, что больше похоже на "размазывание" невязки с плохих мест на близлежащие элементы. К сожалению, затруднительно сказать, на сколько эти ограничения принципиальны в виду большого числа методов ускорения сходимости и длительности проверки их эффективности. При расчете гидродинамики арматуры авторами статьи [10] выяснилось, что "в среднем" метод автоматического выбора шага работает адекватно. В то же время для потоков с большими градиентами скоростей метод автоматического выбора шага дает несколько завышенную (примерно в 1,5 раза) величину шага, что требует корректировки.

Таким образом, создание оптимальной математической модели происходит в несколько этапов, и обязательно сопровождается на каждом этапе анализом результатов.

2.4 Критерий оценки гидравлических характеристик клапана

В качестве критерия оценки гидравлических характеристик клапана выбираем величину пропускной способности, которая определяется согласно [11] по формуле:

$$K_v = 3,57 \cdot 10^4 Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

где Q – объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{час}$, ρ – плотность жидкости при нормальных условиях $\text{кг}/\text{м}^3$, Δp – перепад давления на клапане, Па.

2.5 Подтверждение бескавитационного режима работы

При прохождении через регулирующий клапан рабочей среды в агрегатном состоянии «жидкость», кавитация может возникнуть в случае, если статическое давление текущей жидкости становится меньше давления ее паров. В этой области целостность потока нарушается с образованием пузырьков пара. Поскольку все регулирующие клапаны имеют некоторое восстановление давления, результирующее давление на выходе клапана, как правило, выше, чем статическое давление в сечении седла. Когда давление на выходе клапана выше, чем давление паров жидкости, пузырьки пара переходят обратно в жидкость. Это двухэтапное преобразование и определяется как кавитации.

Схлопывание пузырьков пара может порождать локальные волны давления до 7000 МПа. Кроме того, во время кавитации из-за асимметричного разрушения пузырьков образуются микроскопические струи. Комбинация волн давления высокой интенсивности и микроскопических струй, действующих на поверхности деталей клапанов, может вызывать серьезные повреждения. Кавитационное воздействие служит причиной ускоренного износа поверхностей золотника и седла клапана, рядом с которыми она возникает, а также служит причиной разрушения корпуса клапана.

Также кавитация может приводить к возникновению шума и вибраций и представляет потенциальную угрозу безопасности. Следовательно, необходимо установить источник и предупредить возникновение этого явления, особенно когда возникают условия значительного перепада давления.

Для прогнозирования кавитации в регулирующих клапанах должны рассматриваться три параметра: давление на входе клапана P_1 , давление на выходе клапана P_2 и давление насыщенных паров P_v . Интенсивность кавитационного разрушения

сильно зависит от соотношения между этими тремя параметрами. Чем больше падение давления на клапане ($P_1 - P_2$) и чем ближе P_v к P_2 , тем более интенсивна кавитация.

Описание вопроса

Явление кавитации связано с образованием пузырьков пара в рабочей среде внутри клапана и последующим разрушением этих пузырьков, которое может порождать ударные волны высокой интенсивности.

Существует два способа решения этой проблемы, позволяющих предотвратить повреждение деталей клапана. Первый состоит в разделении общего перепада давления на несколько ступеней посредством многоступенчатого дросселирования. Другой способ заключается в конструировании клапана таким образом, чтобы в нем не было материала, который бы мог подвергнуться повреждению при схлопывании пузырьков.

В стандарте [12] определено несколько режимов кавитации, основанных на уровне кавитации: от полностью бескавитационного режима (образование пузырьков отсутствует), до режима кавитации с максимальной вибрацией, допускающего эксплуатацию клапанов лишь при редком использовании. Для проверки потенциальной возможности кавитации наиболее часто используются следующие коэффициенты:

$$\sigma_i = \frac{1}{x_{Fz}}$$

$$\sigma_c = \frac{1}{K_c}$$

$$\sigma_{ch} = \frac{P_1 - P_v}{F_L^2 * (P_1 - F_F * P_v)}$$

$$F_F = 0.96 - 0.28 * \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}$$

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2}$$

где:

σ_i : Коэффициент начальной кавитации.

σ_c : Коэффициент постоянной кавитации.

σ_{ch} : Коэффициент запирающей кавитации.

σ : Число кавитации.

F_F : Коэффициент отношения критических давлений жидкости.

F_L : Коэффициент восстановления давления газа.

P_1 : Абсолютное давление на входе.

P_2 : Абсолютное давление на выходе.

P_c : Абсолютное критическое давление жидкости.

P_v : Абсолютное давление паров жидкости.

K_c : Индекс кавитации.

χ_{F_z} : Коэффициент перепада давления начинающегося кавитационного шума при $P_1=6 \times 10^5$ Па.

Коэффициенты кавитации представляют различные отношения давлений, служащие для классификации рабочих условий на упомянутые выше режимы кавитации.

Коэффициент начальной кавитации σ_i определяет начало образования пара и связан с коэффициентом отношения давлений χ_{F_z} , определяемым посредством измерения шума. Коэффициент постоянной кавитации σ_c показывает, когда явление кавитации становится постоянным. Этот коэффициент зависит от характеристики клапана K_c . Коэффициент запирающей кавитации σ_{ch} определяет состояние, при котором образование пара может ограничить поток жидкости, проходящий через клапан. Число кавитации σ показывает интенсивность образования пузырьков: чем ближе число кавитации к 1, тем интенсивнее происходит образование пузырьков. Если число кавитации меньше 1, то на данном рабочем режиме происходит фазовый переход, и явление кавитации не рассматривается.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕТОЧНОГО КЛАПАНА

3.1 Исходные эксплуатационные параметры клапанов.

Исследование гидродинамики регулирующего клеточного клапана проводилось на модели клапана условным диаметром DN200. В качестве исходных параметров эксплуатации приняты нижеприведенные величины:

- Рабочая среда – жидкость;
- Рабочая характеристика – равнопроцентная модифицированная;
- Расчетное давление $P = 1,2$ МПа;
- Температура среды $T = 200$ °С;
- Давление гидроиспытаний $P_h = 1,8$ МПа;
- Условная пропускная способность $K_v = 240 \pm 15$ м³/ч;
- Стыкуемая труба 219x7;
- ход штока – 92мм.

3.2 Гидродинамика регулирующего клеточного клапана DN200.

3.2.1 Задача расчёта

Задачей расчёта являются:

- расчёт пропускной способности клапана регулирующего клеточного ОК.200.АВ.130Э (далее – клапан) на следующих степенях открытия золотника – 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100%;
- построение графика пропускной характеристики клапана.

3.2.2 Исходные данные

Исходными данными для расчёта являются:

- чертеж клапана ОК.200.АВ.130Э СБ;

- данные нормативных документов на основании которых проводился расчёт.

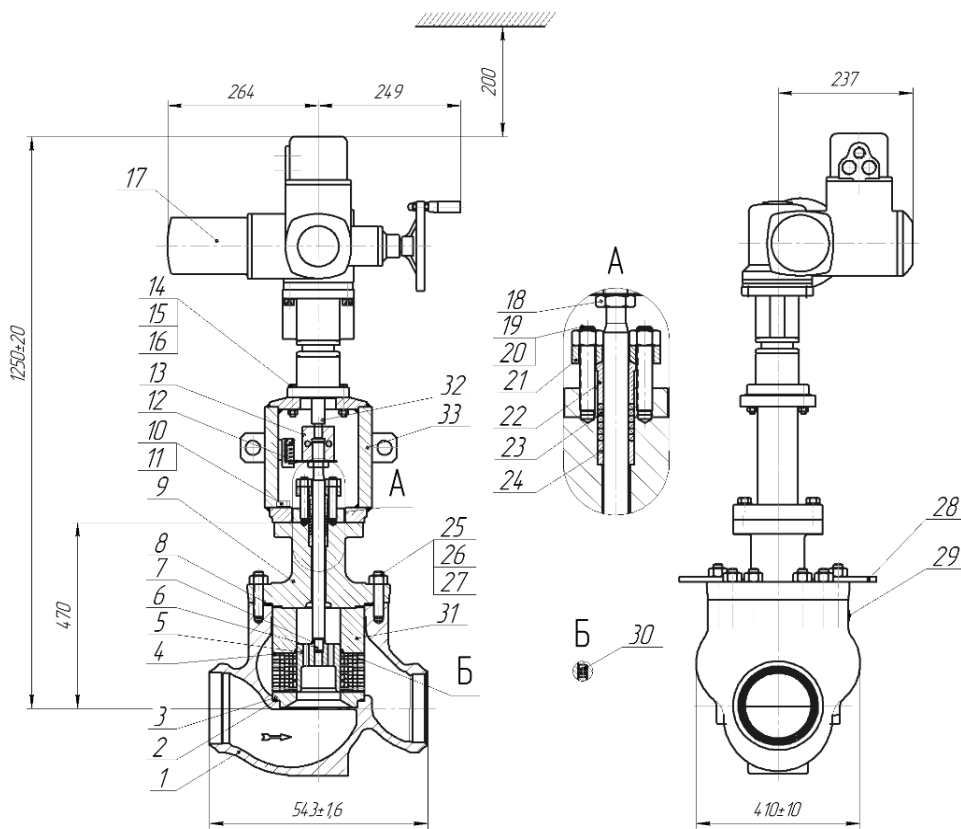
3.2.3 Методика расчета

Гидравлический расчёт проводился с помощью программы SolidWorks Flow Simulation компании Dussault Systems. Расчёт состоит из следующих основных этапов:

- а) анализ поставленной задачи;
- б) разработка геометрической модели расчётной области;
- в) создание на основе геометрической модели сетки конечных элементов;
- г) применение граничных условий;
- д) настройка программы в соответствии с поставленной задачей, проведение расчёта;
- е) анализ результатов, построение пропускной характеристики на основании полученных данных.

3.2.4 Расчетная модель клапана

Объёмная геометрия расчётной модели построена в САПР SolidWorks по чертежам клапана. При построении к проточной части клапана добавлены участки, имитирующие подводящий и отводящий трубопроводы. Длины этих участков соответствуют величинам, указанным в ГОСТ 55508-2013 [11] и равны расстояниям от мест измерения давлений до и после испытываемой арматуры до её патрубков длина входного участка равна $2DN$, длина выходного участка равна $6DN$.



№	Наименование	Кол-во
1	Корпус	1
2	Прокладка	2
3	Седло	1
4	Клетка	1
5	Золотник	1
6	Шток	1
7	Штифт	1
8	Прокладка	1
9	Крышка	1
10	Болт	4
11	Шайба	4
12	Указатель положения	1
13	Соединительная муфта	1
14	Болт	4
15	Гайка	4
16	Шайба	4
17	Электропривод	1
18	Гайка	1
19	Шпилька	2
20	Гайка	2
21	Нажимной фланец	1
22	Нажимная втулка	1
23	Сальниковая набивка	5
24	Грундюкса	1
25	Шпилька	4
26	Шпилька	8
27	Гайка	12
28	Проушина	2
29	Гайка	1
30	Уплотнительное кольцо	1
31	Стакан	1
32	Вал электропривода	1
33	Бугель	1

Рисунок 3.1 – Общий вид клапана

3.2.5 Расчётная модель

На основании технического задания в 3D модели клапана были воспроизведены рабочие условия для данной конструкции (ход штока регулировался от 10% до 100% открытия). Максимальный возможный ход штока составляет 64 мм.

При импорте 3D модели в программный комплекс необходимо было провести ее доработку, с целью обеспечения корректного построения сеточной расчетной модели и сходимости результатов расчета.

На Рисунке 3.2 показана расчетная модель клапана DN200, на Рисунке 3.3 - проточная часть клапана.

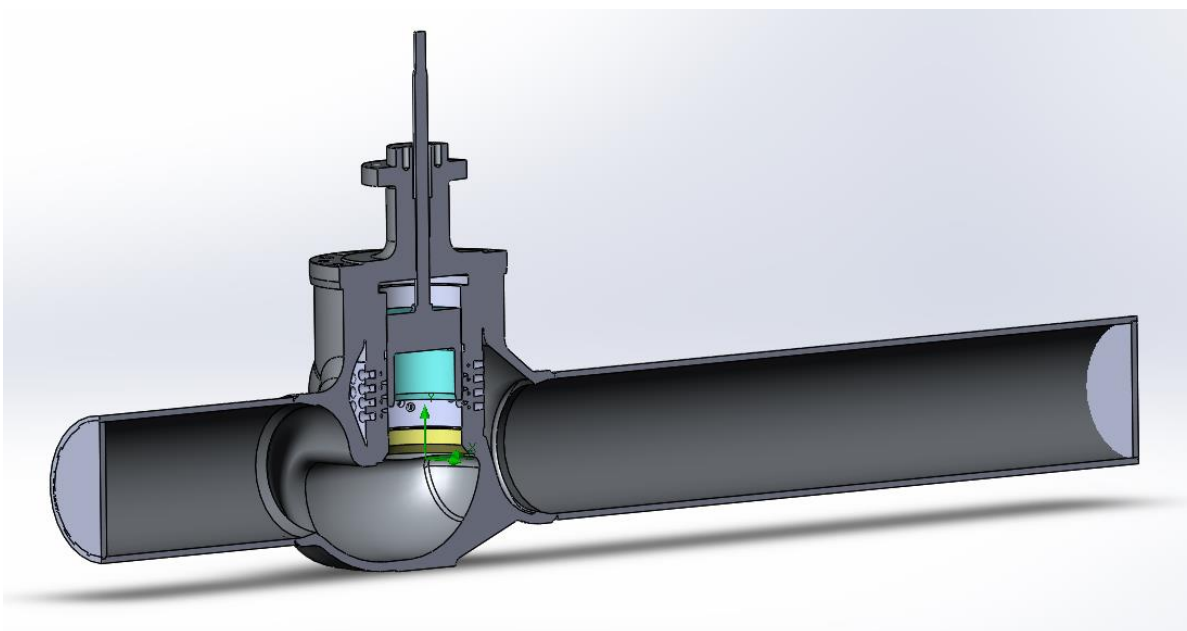


Рисунок 3.2 – Подготовленная расчётная модель

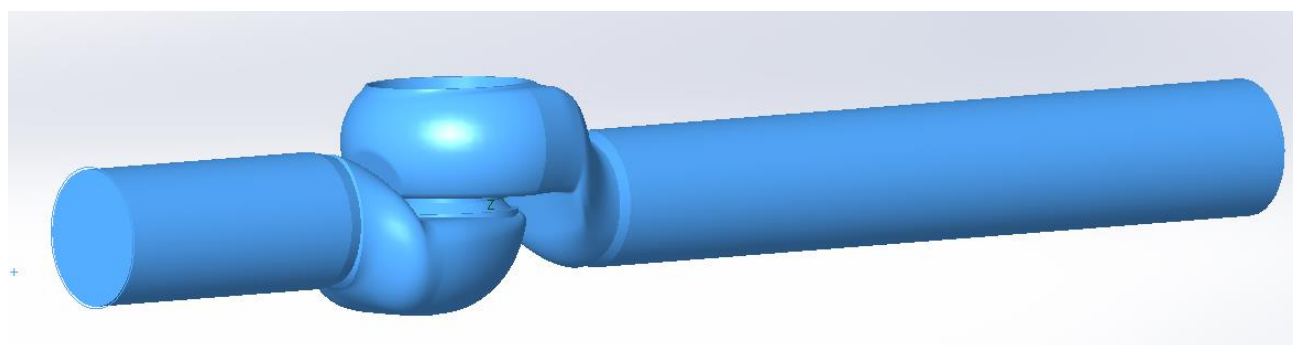


Рисунок 3.3 –Проточная часть клапана

В данной модели количество конечных элементов расчетной сетки составляет от 1,5млн до 2млн. ячеек в зависимости от степени открытия клапана. (Рисунок 3.4, 3.5, 3.6)

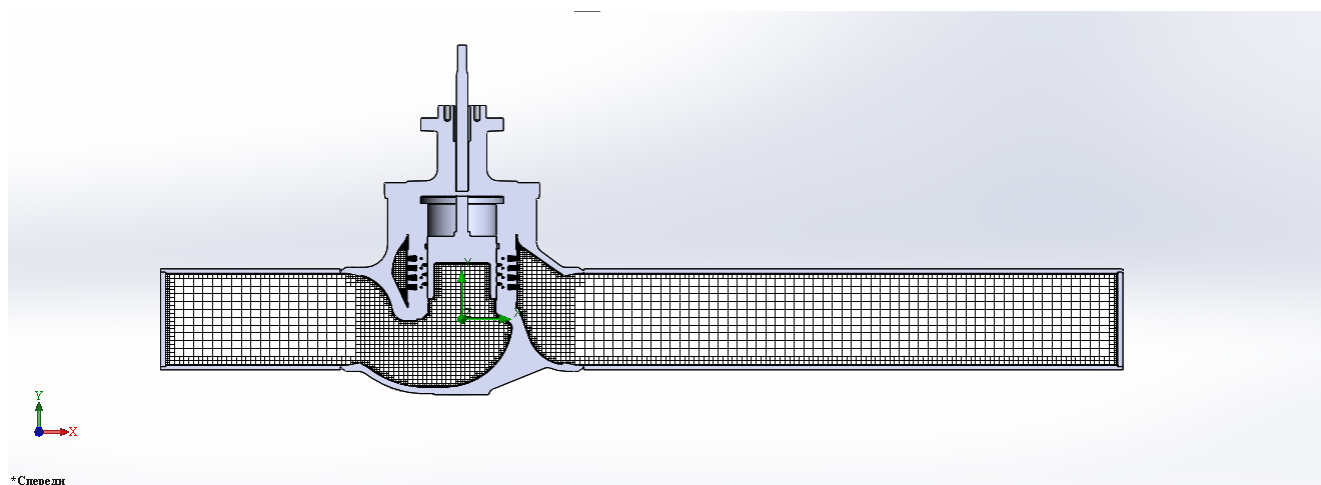


Рисунок 3.4 –Сечение расчетной сетки проточной части клапана

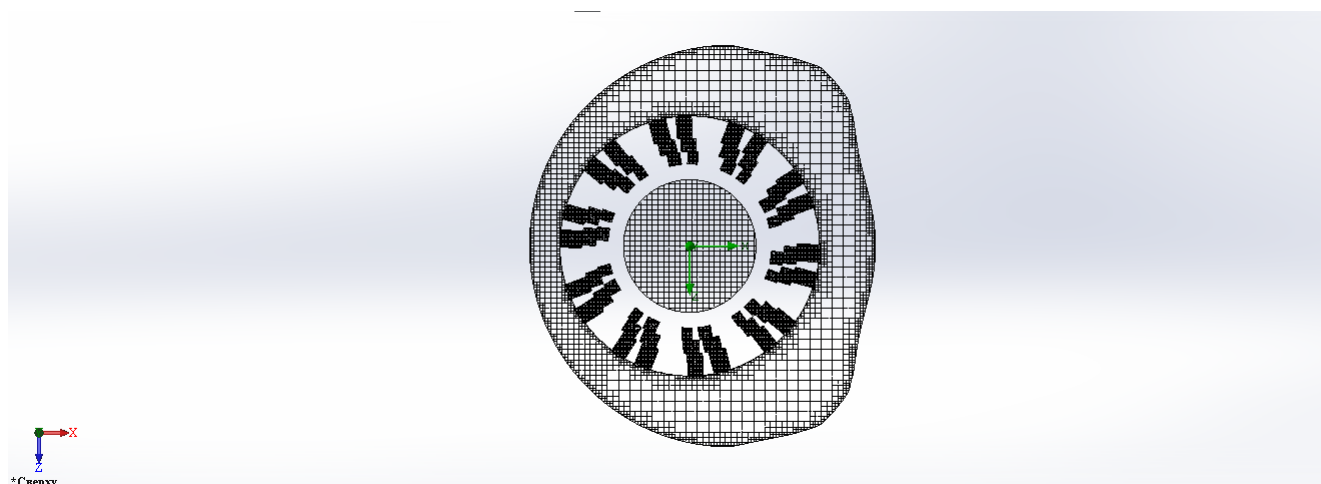


Рисунок 3.5 –Сечение расчетной сетки проточной части клапана

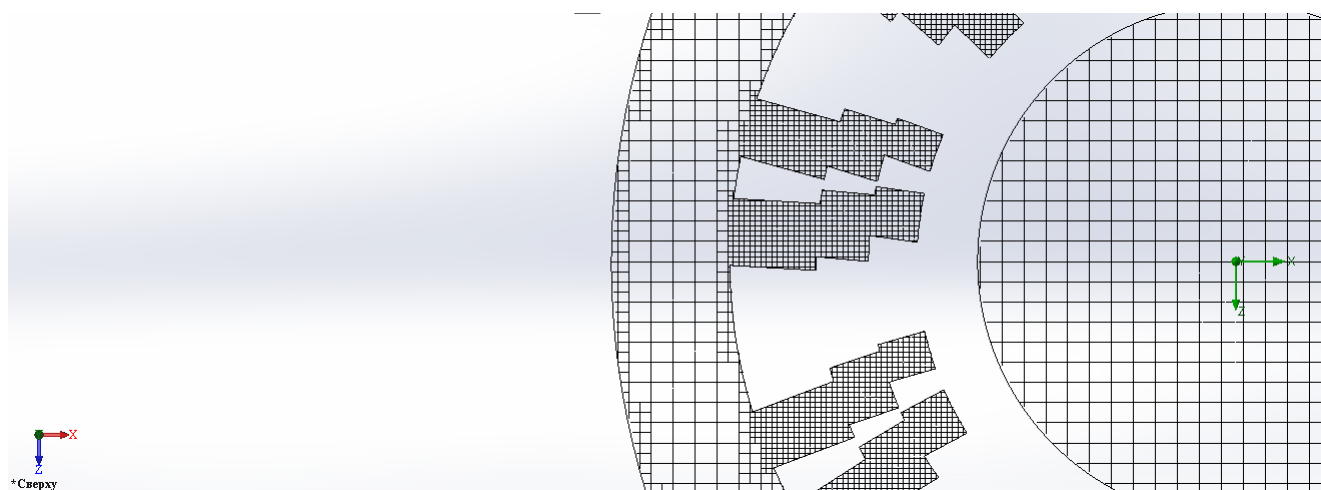


Рисунок 3.6 –Сечение расчетной сетки проточной части клапана

3.2.6 Граничные условия

Граничным условием на входе в расчётную модель указана скорость среды. Величина скорости определена с учетом требований ГОСТ 55508-2013 [11] в отношении числа Рейнольдса при испытаниях арматуры. В соответствии с этими требованиями число Рейнольдса должно быть не менее $2 \cdot 10^4$.

Расчетная модель разработана для несжимаемого потока воды в условиях развитого турбулентного режима. Число Рейнольдса равно $1,4 \cdot 10^5$.

Заданные граничные условия представлены в Таблица 1.

Таблица 1 – Заданные граничные условия

Граничные условия среды	Значение	Единица измерения
Скорость на входе	1	м/с
Давление на выходе	0,1	МПа

Параметры среды соответствуют физическим свойствам воды при нормальных условиях: температура - $20 \text{ }^\circ\text{C}$, плотность – $998,2 \text{ кг/м}^3$.

Используемая модель турбулентности – k-ε-модель.

3.2.7 Расчёт пропускной способности

Результатом численного моделирования процесса пролива клапана является перепад давления при заданной скорости движения среды. Таким образом, возможно определить пропускную способность клапана при разном положении золотника.

Расчет пропускной способности клапана K_v производился по формуле, указанной в государственном стандарте [11].

$$K_v = 3,57 \cdot 10^4 Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}};$$

где ρ – плотность воды при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (998 кг/м^3);

Δp – перепад давления на клапане, Па;

Q – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

3.2.8 Результаты гидравлического расчета

Картины распределения поля скоростей и давлений приложены в Приложении А. В результате расчета, пропускная способность клапана DN200 при полном открытии составила $K_v = 406 \text{ м}^3/\text{ч}$, пропускная характеристика клапана представлена на рис. 3.7. Данное значение пропускной способности оказалось выше заявленного в исходных технических требованиях, в следствии чего пришлось произвести модификацию регулирующего клапана. Есть несколько различных способов уменьшения пропускной способности: а) модификация или замена клетки на схожую, б) ограничение хода регулирующего органа. Для экономии временных ресурсов было принято решение ограничить ход штока, и при повторном проверочном расчете, было установлено совпадение желаемого коэффициента пропускной способности при номинальном ходе регулирующего органа. Таким образом данные значения удовлетворяют допустимым отклонениям согласно ГОСТ 12893-2005 «Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия», где указывается, что отклонения действительных значений пропускной характеристики регулирующего клапана не должны превышать 15% для равнопроцентной характеристики. Объёмный расход ($\text{м}^3/\text{ч}$) клапана при заданном перепаде давления измерялся от 10% до 100% хода штока. Полученная пропускная характеристика для повторного проверочного расчета представлена на рис. 3.8, и в табл. 3.1.

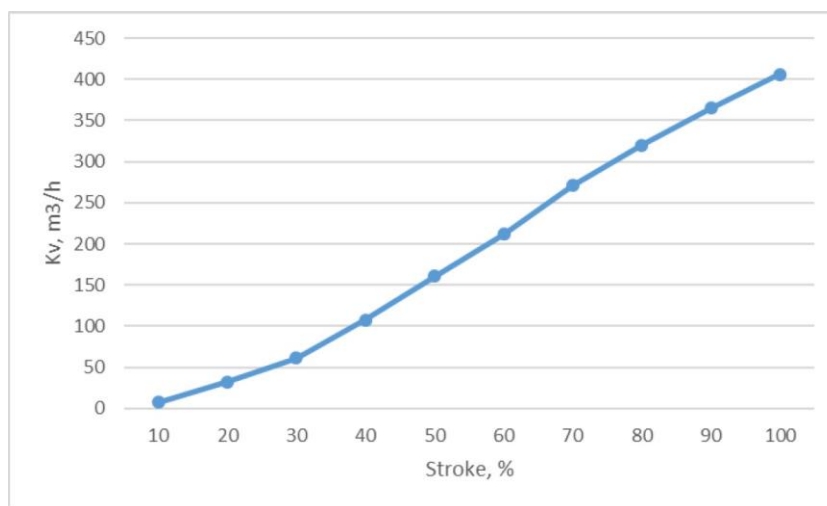


Рис. 3.7. Пропускная характеристика регулирующего клапана DN200.

Таблица 3.1 – Результаты расчёта

Ход штока %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Ход штока, мм	5,93	11,86	17,79	23,72	29,65	35,58	41,51	47,44	53,37	59,30
Kv, м ³ /ч	2,69	14,51	32,15	48,22	74,54	101,28	131,20	164,31	200,58	240,04

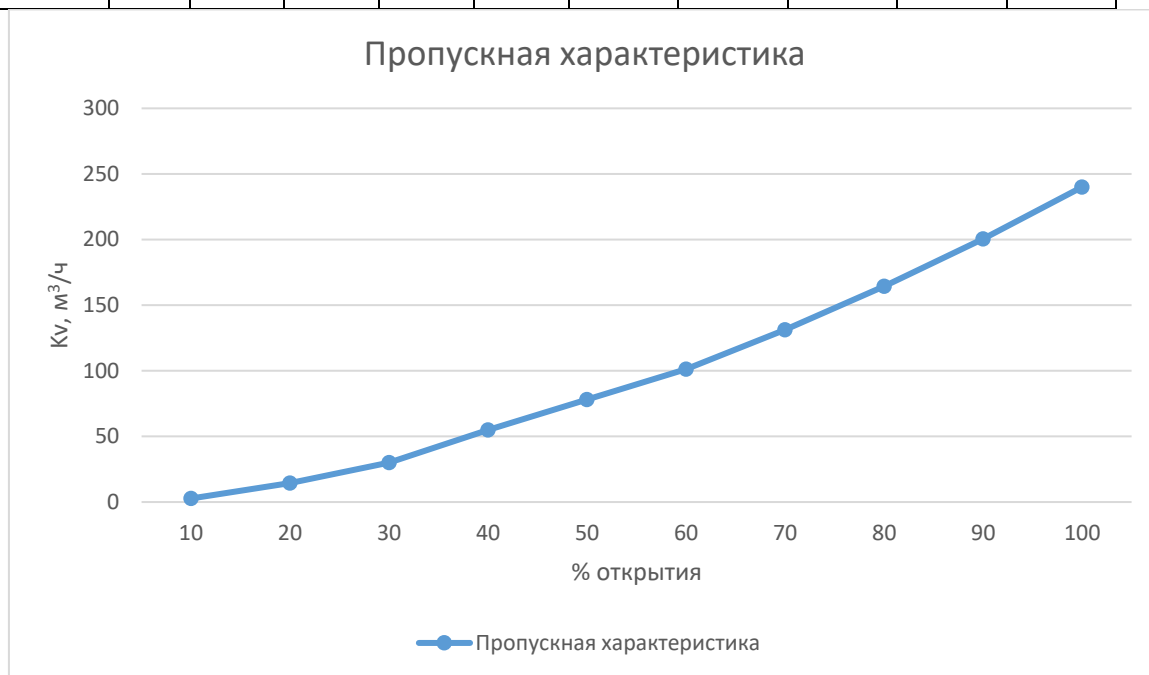


Рис. 3.8. Пропускная характеристика регулирующего клапана DN200.

3.3 Кавитационный расчет регулирующего клапана.

Расчет на кавитацию проводится при определенных режимах работы клапана. Режим работы ТПА определяется заказчиком в исходных технических требованиях. Под режимом понимают строго определенное положение регулирующего органа, при котором соблюдаются ключевые параметры: пропускная способность (Kv), расход (Q), перепад давления на регулирующем органе (ΔP). Ниже, в таблице 3.2 представлены режимы работы регулирующего клапана DN200.

Таблица 3.2. Режимы работы клапана DN200

Режимы работы регулирующего клапана	1'	2'	3'	4'	5'	6'	7'	8'	9'	10'	11'	12'
Расход среды, м ³ /ч	1430		1430		143		1430		1430		143	
Давление рабочее на входе, МПа (абс)	0,8		0,6		0,8	0,6	0,8		0,6		0,8	0,6
Температура рабочая, °С	169		158		169	158	170		165		170	165
Перепад давления на клапане, МПа	0,6	0,45	0,4	0,25	0,6	0,25	0,6	0,45	0,4	0,25	0,6	0,25
Кэф. проп. способности расчетный, Kv, м3/ч	133, 2	134,1	164,3	167,0	8,0	15,8	143, 7	145,4	174,9	182,6	8,8	19,3
Процент открытия клапана, %	72	73	80	82	13	23	75	76	83	85	16	26

Рассмотрим режимы работы клапана DN200.

Наиболее опасный режим - №7 (таблица 3.2):

$$P_1 = 0,8 \text{ МПа.}$$

$$P_2 = 0,2 \text{ МПа.}$$

$$P_v = 0,02 \text{ МПа.}$$

$$P_c = 22,06 \text{ МПа.}$$

Определим число кавитации:

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2} = \frac{0,8 - 0,02}{0,8 - 0,2} = 1,3$$

Для данного клапана с регулирующим органом дискового типа $x_{F_z} = 0,03$, $F_L = 0,7$.

Индекс кавитации K_c может быть приблизительно рассчитан по следующей формуле:

$$K_c \sim F_L^2 = 0,63$$

Коэффициент отношения критических давлений жидкости равен:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{0,02}{22,06}} = 0,95$$

Коэффициент начальной кавитации определяется как:

$$\sigma_i = \frac{1}{X_{Fz}} = \frac{1}{0,03} = 33,3$$

В то же время коэффициент постоянной кавитации принимает следующие значения:

$$\sigma_c = \frac{1}{K_c} = \frac{1}{0,63} = 1,59;$$

При этом индекс запирающей кавитации принимает следующие значения:

$$\sigma_{ch} = \frac{P_1 - P_v}{F_L^2 * (P_1 - F_F * P_v)} = \frac{0,8 - 0,02}{0,63 * (0,8 - 0,95 * 0,02)} = 1,58$$

Согласно предыдущим коэффициентам, в клапане будет отсутствовать запирающая и постоянная кавитация, поскольку:

$$\sigma_{ch}, \sigma_c < \sigma$$

Следовательно, регулирующий орган клапана DN200 позволяет обеспечить бескавитационный режим работы.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛЕТОЧНОГО КЛАПАНА

4.1 Положения принимаемые при проведении прочностных расчетов.

При проектировании клапана стоит уделять особое внимание заложенным техническим решениям и применяемым материалам. В зависимости от условий эксплуатации, расположению и классу безопасности оборудования, предъявляются и разные требования к прочности клапана. Приведенные ниже расчеты, выполнены в соответствии с требованиями следующих документов:

- ПНАЭ Г-7-002-86 «Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» (далее - Нормы расчета);
- ПНАЭ Г-7-008-89 «Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» (далее - Правила АЭУ);
- НП-001-97 «Общие положения обеспечения безопасности атомных станций» (далее - ОПБ)
- НП-031-01 «Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций»;
- НП-068-05 «Трубопроводная арматура для атомных станций. Общие технические требования» (далее - ОТТ);
- ASME BPVC Section II Materials properties (американский стандарт ассоциации инженеров механиков);

В расчете определено давление гидроиспытаний, выбраны основные размеры, выполнены силовые расчеты разъёмных соединений и поверочные расчеты деталей на статическую и циклическую прочность, а также сейсмические воздействия. Общий вид клапана приведен на Рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 - Общий вид регулирующего клапана DN200.

4.2 Данные об условиях эксплуатации и условия для расчета

Данные об условиях эксплуатации приняты по исходным техническим требованиям заказчика:

- Категория сейсмостойкости по НП-031-01 – II.
- Рабочая среда – жидкость.
- Испытательная среда – вода пресная.
- Назначенный срок службы корпусных деталей - 50 лет.

Параметры рабочей среды и параметры гидроиспытаний приведены в таблице 4-1.

Таблица 4-1 - Параметры рабочей среды и гидроиспытаний

Обозначение	НУЭ		Гидроиспытания		Материал корпуса	Тип присоединения
	Расчетное давление P_p , МПа	Расчетная температура T_p , °С	Давление P_h , МПа	Температура t , °С, не менее		
DN200	1,2	200	1,8	25±15	Углеродистая сталь WCB ASME SA216 (аналог Сталь 25Л)	Под приварку С-24 (1-24-1)

Присоединение клапана к трубопроводу производится под приварку. Размер стыкуемых труб: 219х7.

Расчет выполнен с учетом основных нагрузок. В качестве основных нагрузок учитываются давление среды, нагрузки от трубопровода в режимах нарушения нормальных условий эксплуатации (ННЭ) и совместного действия нагрузок в режиме нарушения нормальных условий эксплуатации и нагрузок от проектного землетрясения (ННЭ + ПЗ), а также сейсмические ускорения. Расчет на сейсмическую прочность выполнен с учетом II категории сейсмостойкости, на сочетание нагрузок ННЭ + ПЗ (в

соответствии с п. 5.11.2.8 Норм расчета [13]). Нагрузки, действующие на патрубки арматуры со стороны трубопровода, приняты по ТЗ приведены в Таблице 4-2.

Таблица 4-2 - Нагрузки на патрубки клапана

Материал корпуса	Углеродистая сталь WCB ASME SA216 (аналог Сталь 25Л)
Расчетное давление, МПа	1,2
Расчетная температура, °С	200
Стыкуемая труба $D_n \times S$, мм	219x7
D_p , мм	208 ^{+0,46}
M_B , кН·м	6,25
M_p , кН·м	11,20
$M_{ПЗ}$, кН·м	7,70
$M_{МЗ}$, кН·м	12,00
F_B , кН	9,86
F_p , кН	17,70
$F_{ПЗ}$, кН	12,00
$F_{МЗ}$, кН	13,80

Условные обозначения, используемые в таблице:

M_B , F_B - момент и сила, вызванные весом трубопровода;

M_p , F_p - размахи момента и силы температурной компенсации трубопровода;

$M_{ПЗ}$, $F_{ПЗ}$ - момент и сила от совместного воздействия массы трубопровода и ПЗ;

$M_{МЗ}$, $F_{МЗ}$ - момент и сила от совместного воздействия массы трубопровода и МРЗ;

D_n и S - наружный диаметр и толщина трубы;

D_p - диаметр расточки.

Расчет на длительную прочность не выполняется, так как на всех эксплуатационных режимах температура среды ниже температуры, вызывающей ползучесть материалов деталей.

Расчет выполнен с использованием программного комплекса ANSYS 14.0, (аттестационный паспорт ПС N327, выданный Научно-техническим центром по ядерной и радиационной безопасности ФБУ «НТЦ ЯРБ» Ростехнадзора 18.04.13) и инженерными методами по общепринятым методикам.

4.3 Физико-механические свойства материалов

Физико-механические характеристики материалов деталей приняты по сертификатам на материалы и американскому стандарту ассоциации инженером механиков ASME BPVC Section II Materials properties.

Номинальные допускаемые напряжения определяются в соответствии с разделом 3 [13]:

$$\text{- для крепежных деталей: } [\sigma]_w = \frac{R_{p0,2}}{2};$$

$$\text{- для остальных деталей: } [\sigma] = \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{1,5}, \frac{R_m}{2,6} \right\},$$

где R_m — минимальное значение временного сопротивления при расчетной температуре;

$R_{p0,2}$ — минимальное значение предела текучести при расчетной температуре.

Значения физико-механических характеристик материалов основных деталей и допускаемых напряжений приведены в Таблице 4-3. Промежуточные значения характеристик определяются линейной интерполяцией.

Таблица 4-3 - Физико-механические свойства материалов

Деталь	Материал	Параметр		Температура, °C	
		Обозначение	Единица измерения	25±15	200
Корпус, Крышка	ASME SA-216 WCB	R_m	МПа	485	485
		$R_{0,2}$	МПа	250	213
		E	ГПа	202	192
		$[\sigma]$	МПа	165,3	142
Шпильки соединения "крышка-корпус", Шпильки сальникового уплотнения	ASME SA-193 B7 (Bi-chromated)	R_m	МПа	860	860
		$R_{0,2}$	МПа	720	632
		E	ГПа	204	193
		$[\sigma]$	МПа	362	316
Гайки соединения "крышка-корпус"	ASME SA-194 2H (Bi-chromated)	R_m	МПа	644	602
		$R_{0,2}$	МПа	444	423
		E	ГПа	218	205

Гайки сальникового уплотнения		[σ]	МПа	222	211,5
Стойка бугеля	ASME SA-105	R_m	МПа	485	485
		$R_{0,2}$	МПа	248	213
		E	ГПа	202	192
		[σ]	МПа	165,3	142

4.4 Определение минимальных толщин стенок корпуса

Задачей расчета является определение минимальной толщины стенки корпуса в расчетных сечениях, показанных на Рисунке 4.2. Расчет выполнен в соответствии с требованиями раздела 4 Норм расчета [13] по методике, изложенной в п.п. 4.1 - 4.3. Прибавка, учитывающая коррозионное влияние рабочей среды на материал корпуса, принята с учетом срока службы 50 лет (раздел 1). Номинальное допускаемое напряжение [σ] принимается в соответствии с разделом 3 Норм расчета [13]. Исходные данные и результаты расчета приведены в Таблице 4-4.

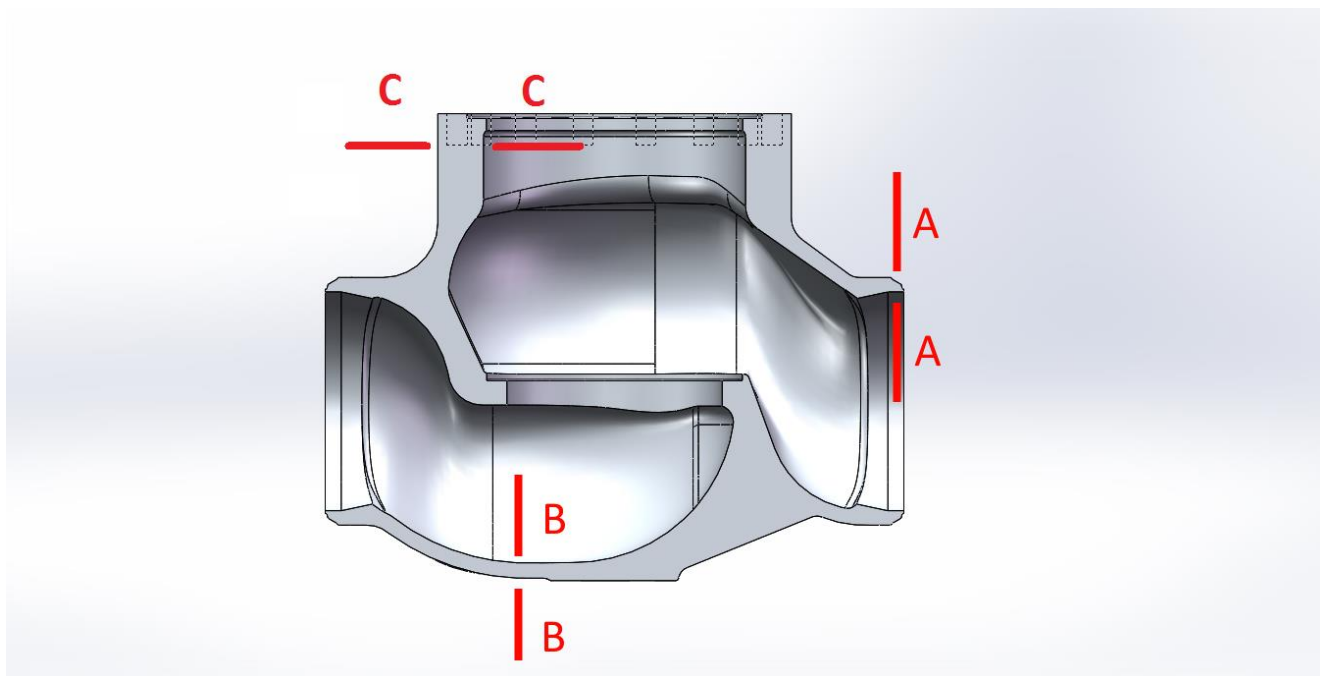


Рисунок 4-2 - Расчетные сечения корпуса

Таблица 4-4 - Исходные данные и результаты расчета по выбору толщины корпуса

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Деталь	-	-	корпус
Материал	-	-	SA-216 WCB
Расчётная температура	T	°C	200
Минимальное значение временного сопротивления	R _m	МПа	485,0
Минимальное значение предела текучести	R _{0,2}	МПа	213,0
Расчетное давление	P	МПа	1,2
Номинальное допускаемое напряжение для материала корпуса	[σ] _к	МПа	142
Прибавка учитывающая коррозионное влияние среды	c ₂	мм	2,004
СЕЧЕНИЕ А-А			
Внутренний диаметр сечения	d	мм	205
Прибавка по предельному минусовому отклонению толщины стенки	c ₁₁	мм	0.2
Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки	c	мм	2,004
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Расчетная толщина стенки	S _R	мм	3.0
Расчетная номинальная толщина стенки	S _{R+C}	мм	5.2
Принятая номинальная толщина стенки	S	мм	7.5
Условие прочности	$S \geq S_R + C$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ В-В			
Внутренний диаметр сечения	d	мм	296
Прибавка по предельному минусовому отклонению толщины стенки	c ₁₁	мм	0.2
Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки	c	мм	2,004
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			

Расчетная толщина стенки	S_R	мм	3.3
Расчетная номинальная толщина стенки	S_{R+C}	мм	5.6
Принятая номинальная толщина стенки	S	мм	14.3
Условие прочности	$S \geq S_R + C$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ С-С			
Внутренний диаметр сечения	d	мм	246
Прибавка по предельному минусовому отклонению толщины стенки	c_{11}	мм	0.6
Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки	c	мм	2,004
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Расчетная толщина стенки	S_R	мм	1.4
Расчетная номинальная толщина стенки	S_{R+C}	мм	4.0
Принятая номинальная толщина стенки	S	мм	42.9
Условие прочности	$S \geq S_R + C$	—	выполнено

4.5 Определение минимальной толщины крышки

Задачей расчета является определение минимальной толщины крышки в расчетном сечении А-А, показанном на Рисунке 4.3. Расчет выполнен в соответствии с требованиями раздела 4 Норм расчета [13] по методике, изложенной в п.п. 4.1 - 4.3. Прибавка, учитывающая коррозионное влияние рабочей среды на материал крышки c_2 , принято с учетом срока службы 50 лет (раздел 1). Расчет выполнен с учетом коэффициента снижения прочности плоских днищ и крышек, в соответствии с п. 4.3.1.3 Норм расчета [13]. Диаметр отверстия в крышке равен $d = 28.5$ мм. Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимается в соответствии с разделом 3 Норм расчета.

Исходные данные и результаты расчета приведены в Таблице 4.5.

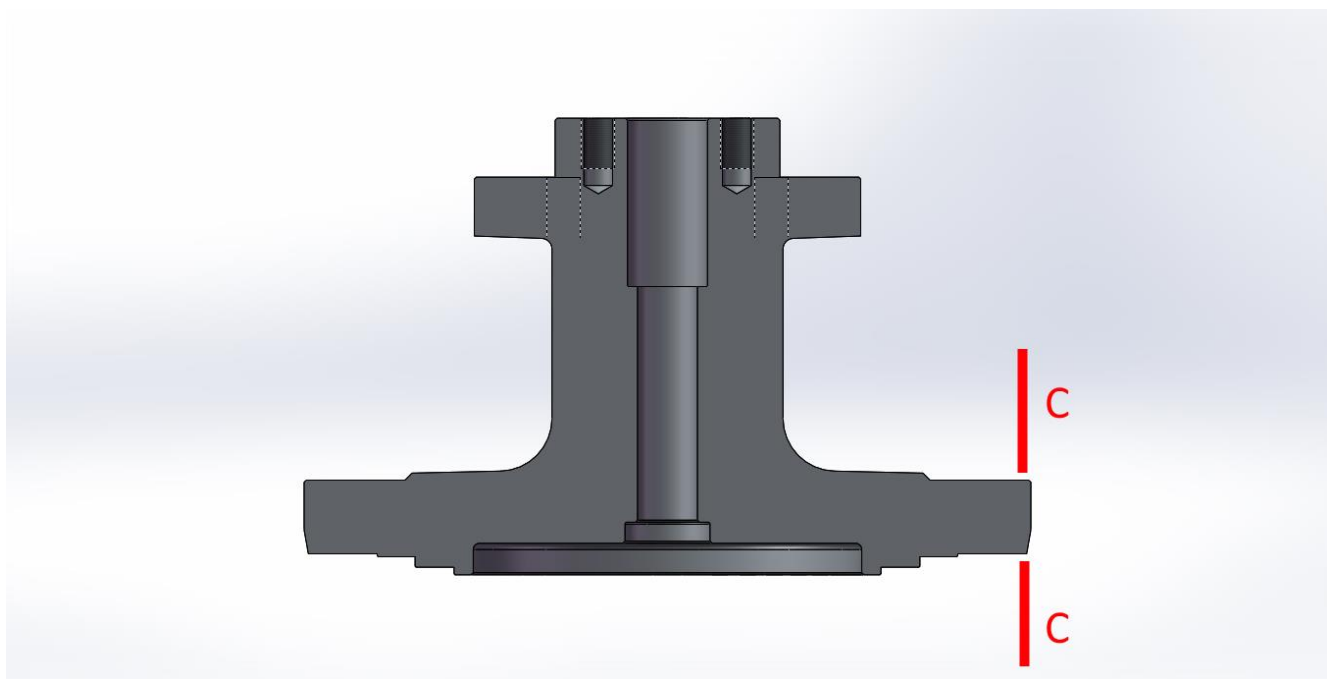


Рисунок. 4.3 - Расчетное сечение крышки

Таблица 4.5 - Исходные данные и результаты расчета по выбору толщины крышки

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Деталь	-	-	Крышка
Материал	-	-	SA216 WCB
Расчётная температура	T	°C	200
Минимальное значение временного сопротивления	R_m	МПа	485,0
Минимальное значение предела текучести	$R_{0,2}$	МПа	213,0
Расчетное давление	P	МПа	1,2
Номинальное допускаемое напряжение для материала корпуса	$[\sigma]_к$	МПа	142
Прибавка учитывающая коррозионное влияние среды	c_2	мм	0,93
СЕЧЕНИЕ С-С			
Расчетный диаметр	d	мм	346
Прибавка по предельному минусовому отклонению	c_{11}	мм	0.05

Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки	c	мм	1,13
Коэффициент	K_0	-	0,6
Коэффициент снижения прочности φ_d	φ_d	-	0,92
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Расчетная толщина стенки крышки	S_R	мм	16,6
Расчетная номинальная толщина стенки	S_{R+C}	мм	17,8
Принятая номинальная толщина стенки	S	мм	35
Условие прочности	$S \geq S_R + C$	—	выполнено

4.5 Расчет температурных полей и напряжений.

Задачей расчета является:

- Определение температурных полей и температурных напряжений в шпильках соединения «корпус - крышка»;
- Определение температурного усилия F_t , возникающего в шпильках соединения «корпус - крышка».

Решение задачи конвективного теплообмена, определение температурных полей и температурных напряжений выполняется с помощью метода конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. В силу симметрии модели относительно главных плоскостей, конечно-элементная модель представляет собой её половину, на которую наложено условие симметрии. Расчет температурных полей и напряжений для деталей соединения «корпус - крышка» выполнен в стационарном режиме. Теплофизические свойства материалов, используемые в расчете, приняты по «Марочник сталей и сплавов» под редакцией В.Г. Сорокина [19]. Коэффициенты теплоотдачи приняты по результатам решения задач с аналогичными условиями и конструкциями. Конечно-элементная модель показана на рисунке 4.4. Распределение температурного поля показано на рисунках 4.5 и 4.6.

Таблица 4.6 - Исходные данные и результаты расчета температурных напряжений в шпильках соединения «корпус - крышка»

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ШПИЛЕК			
Материал шпильки	—	—	SA193 B7
Коэффициент теплопроводности	λ	Вт/(м·°С)	39.8
Коэффициент линейного расширения	α	10^{-6} К^{-1}	1.3
Количество шпилек	z	-	12
Минимальный диаметр шпильки	d	мм	19.05
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ КОРПУСА И КРЫШКИ			
Материал корпуса и крышки	—	—	SA216 WCB
Коэффициент теплопроводности	λ	Вт/(м·°С)	52
Коэффициент линейного расширения	α	10^{-6} К^{-1}	12.5
Коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности	α_{out}	Вт/(м ² ·°С)	11.3
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Температурное напряжение растяжения в шпильке	$(\sigma)_T$	МПа	16.77
Температурное усилие в шпильке	F_t	Н	1067
Общие мембранные температурные напряжения в опасном сечении корпуса	$(\sigma)_1$	МПа	1.19
Общие мембранные и изгибные температурные напряжения в опасном сечении корпуса	$(\sigma)_2$	МПа	5.68

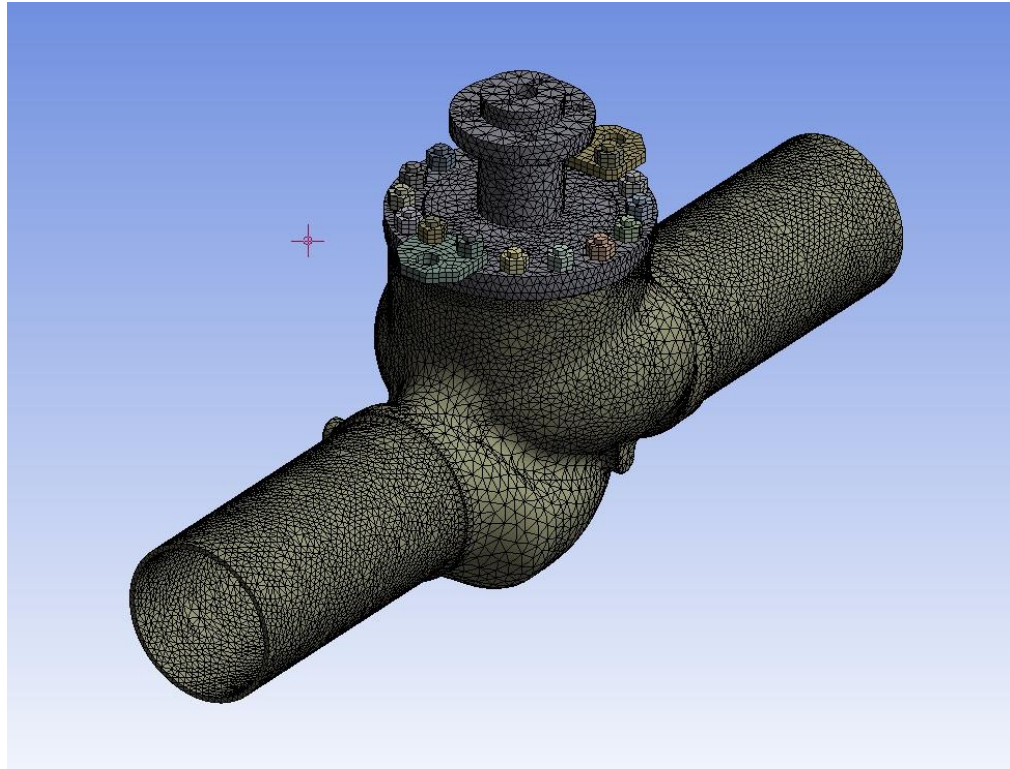


Рисунок 4.5 – Конечно-элементная модель

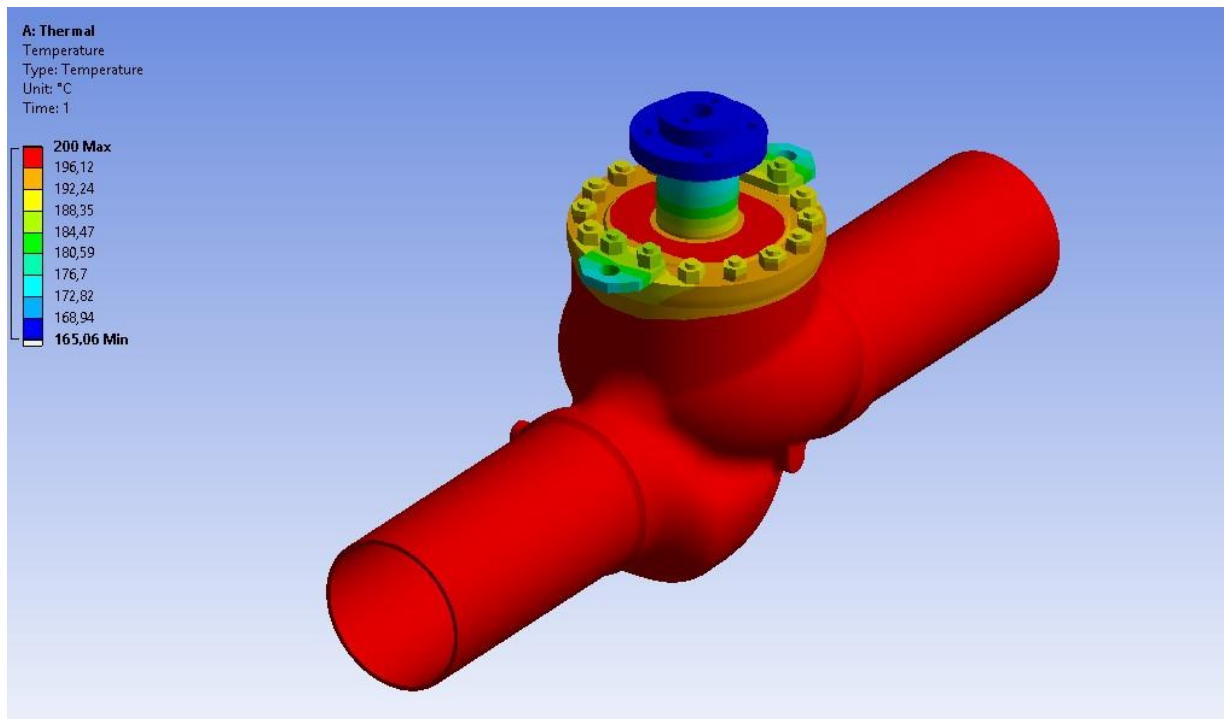


Рисунок 4.6 – Температурное поле в корпусе

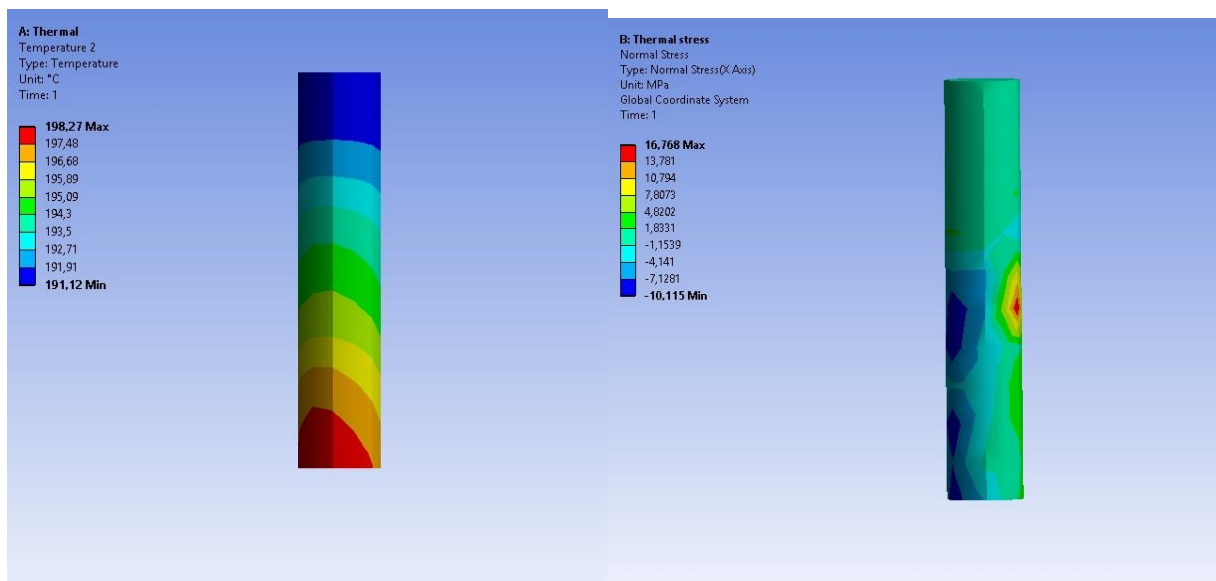


Рисунок 4.7 – Температурное поле (слева) и напряжения (справа) в шпильках

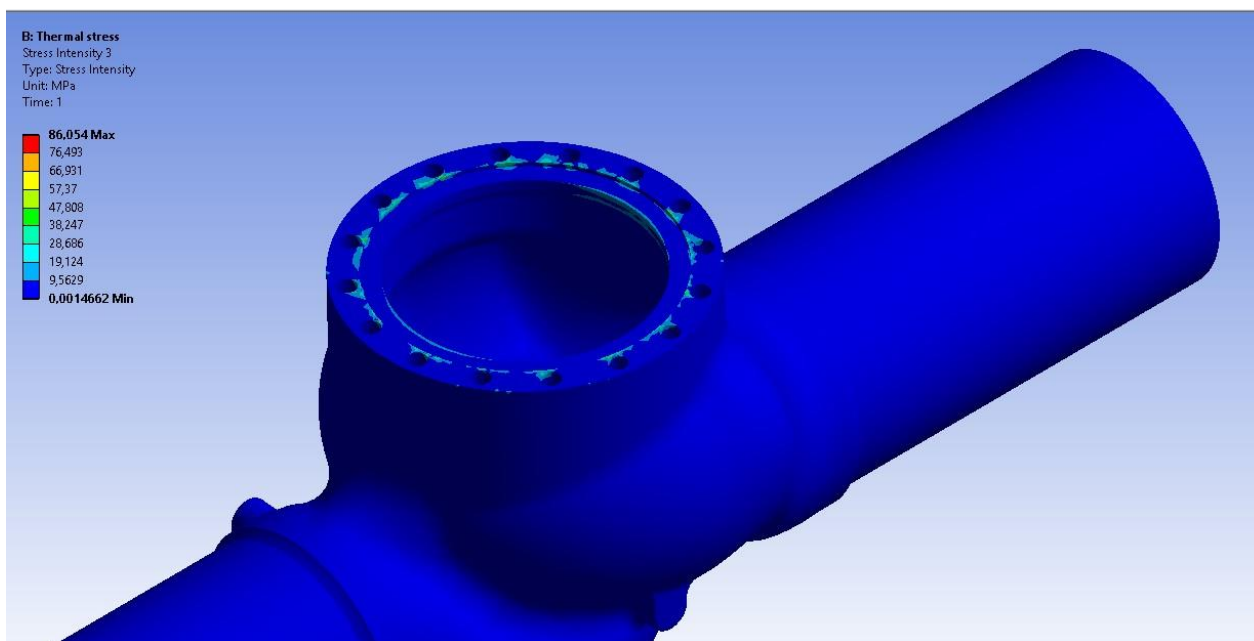


Рисунок 4.8 – Температурные напряжения в корпусе

4.6 Расчет крышки на статическую прочность

Задачей расчета на статическую прочность крышки является определение следующих категорий напряжений:

- $(\sigma)_2$ — приведенное напряжение, определяемое по сумме составляющих общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений.

- $(\sigma)_R$ — максимальный размах приведенных напряжений, определяемых по суммам составляющих общих или местных мембранных, общих и местных изгибных напряжений, общих температурных напряжений.

Расчет выполняется для режимов НЭ и гидроиспытаний.

Проверяемые условия прочности:

- НУЭ: $(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$, $(\tau)_{1w} < 0,25R_{0,2}$, $(\sigma)_R < \min\left[\left(2,5 - \frac{R_{0,2}}{R_m}\right)R_{0,2}; 2R_{0,2}; R_m\right]$
- Гидроиспытания : $(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$

где $[\sigma]$, $R_{0,2}$, R_m по разделу 2 [13].

Исходные данные и результаты расчета крышки приведены в Таблицах 4.7 – 4.8 и на Рисунке 4.11. Расчет выполнен методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS по симметричной расчетной схеме. Граничные условия – отсутствие вертикальных перемещений по болтовой окружности крышки.

Действующие нагрузки:

- Давление среды в режимах НЭ и гидроиспытаний;
- Удельное давление в контакте на уплотнительной поверхности.

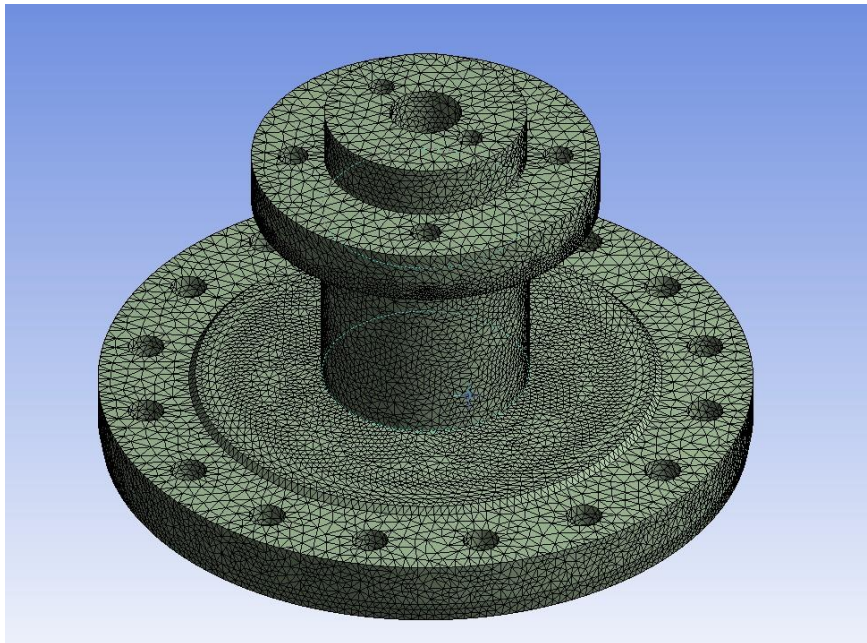


Рисунок 4.10 – Конечно-элементная модель крышки

Таблица 4.7 - Исходные данные и результаты расчета крышки на статическую прочность для режима НУЭ.

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Материал крышки	-	—	SA-216 WCB
Расчетное давление	P	МПа	1.2
Номинальное допускаемое напряжение	$[\sigma]_k$	МПа	142
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	46.256
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$	—	выполнено

Таблица 4.8 - Исходные данные и результаты расчета крышки на статическую прочность для режима ГИ.

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Материал крышки	-	—	SA-216 WCB
Расчетное давление	P	МПа	1.8
Номинальное допускаемое напряжение	$[\sigma]_k$	МПа	165,3
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА			
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	46.898
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$	—	выполнено

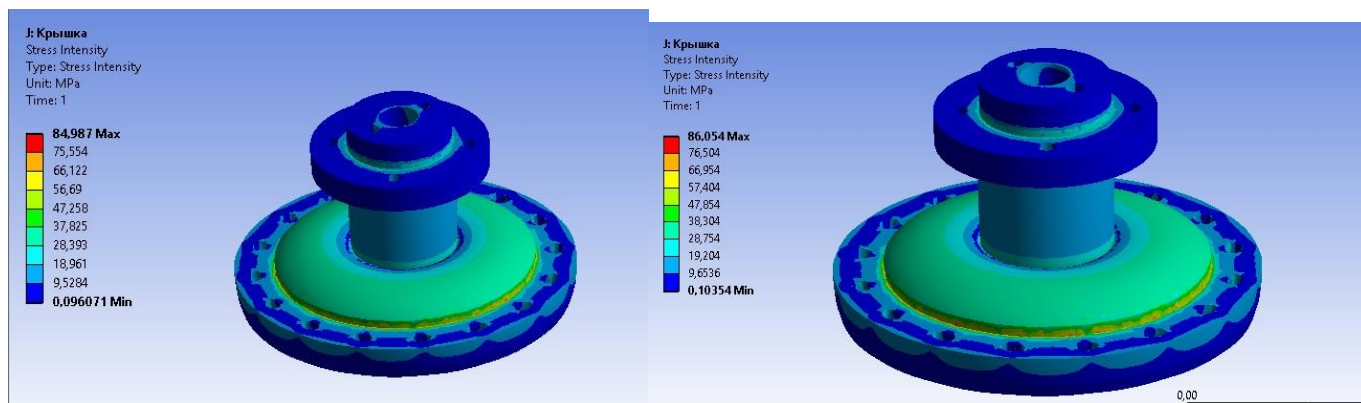


Рисунок 4.11 – Напряжения в крышке при НЭ (слева) и при ГИ (справа)

Вывод: условия прочности при режимах НЭ и ГИ для крышки выполняются.

4.7 Расчет корпуса на статическую прочность

Задачей расчета на статическую прочность корпуса является определение следующих категорий напряжений:

- $(\sigma)_1$ — приведенные общие мембранные напряжения.
- $(\sigma)_2$ — приведенное напряжение, определяемое по сумме составляющих общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений.
- $(\sigma)_{RV}$ — размах приведенных напряжений, определяемый по сумме составляющих общих или местных мембранных, общих и местных изгибных, общих температурных и компенсационных напряжений.

Расчет выполняется для режимов НЭ и гидроиспытаний. Нагрузки от стыкуемых трубопроводов приняты по разделу 1 настоящего расчета.

Проверяемые условия прочности:

- НЭ: $(\sigma)_1 < [\sigma]$, $(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$, $(\sigma)_{RV} < \min\left[\left(2,5 - \frac{R_{0,2}^T}{R_m^T}\right) R_{0,2}^T; R_{0,2}^T\right]$
- Гидроиспытания : $(\sigma)_1 < 1,35[\sigma]$, $(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$,

где $[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение, $R_{0,2}^T$ - предел текучести, R_m^T - временное сопротивление материала корпуса.

Результаты приведены для сечений и узлов корпусов, в которых получены максимальные величины групп напряжений. Исходные данные и результаты расчета корпуса приведены в Таблицах 4.9-4.10 . Расчет выполнен методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Конечно-элементная модель (КЭМ) показана на рисунке 4.13.

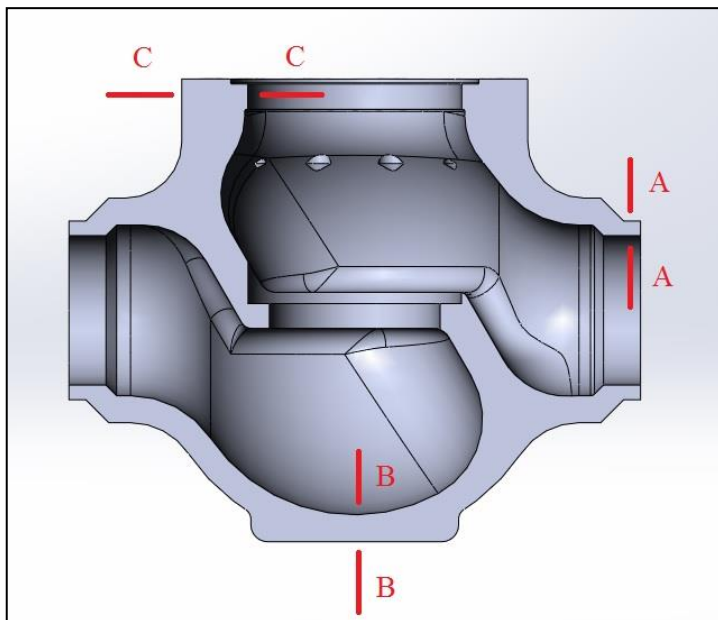


Рисунок 4.12 - Расчетные сечения корпуса

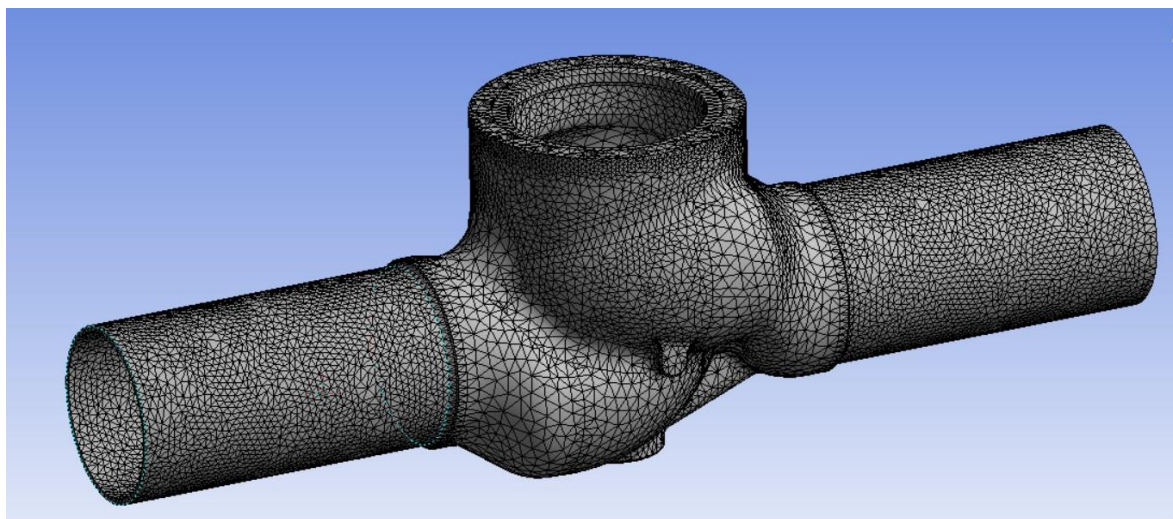


Рисунок 4.13 – Конечно-элементная модель корпуса.

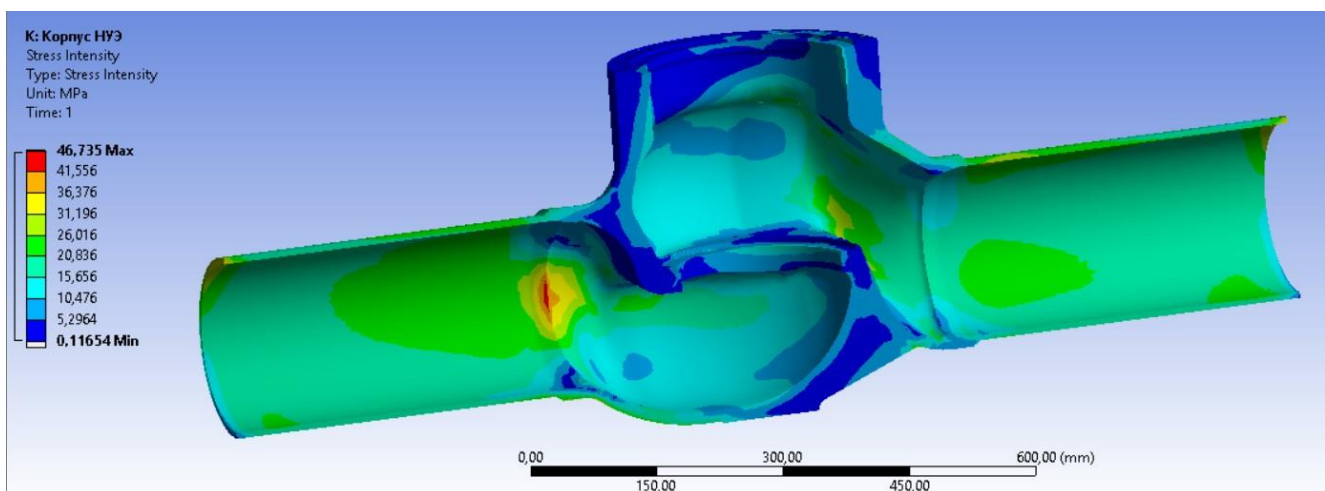


Рисунок 4.14 – Распределение напряжений при НЭ.

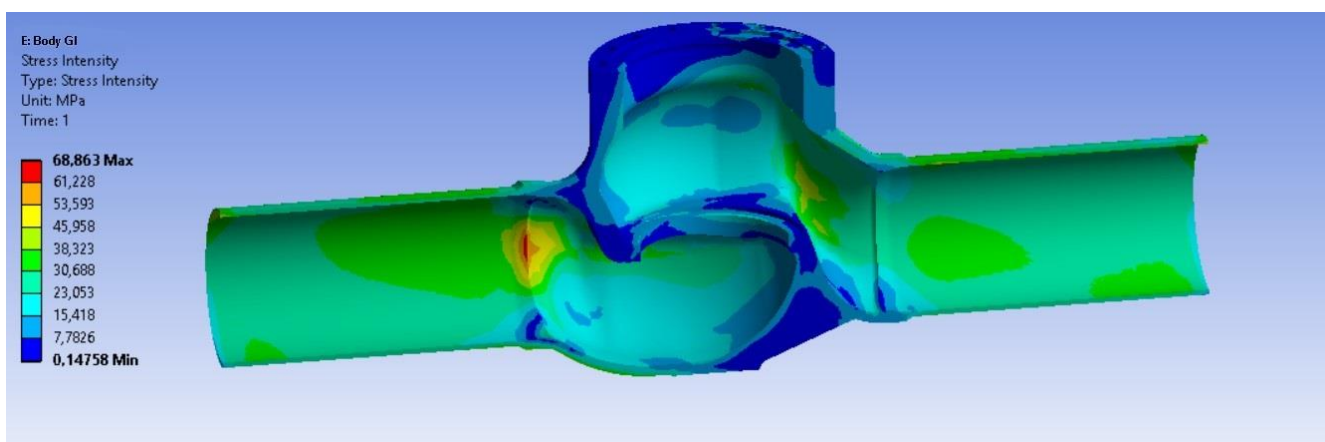


Рисунок 4.15 – Распределение напряжений при ГИ.

Таблица 4.9 - Исходные данные и результаты расчета корпуса на статическую прочность для режима НЭ.

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Материал корпуса	-	—	SA-216 WCB
Расчетное давление	P	МПа	1.2
Номинальное допускаемое напряжение для материала корпуса	$[\sigma]_к$	МПа	142
СЕЧЕНИЕ А-А			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	12.79
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих	$(\sigma)_2$	МПа	18.15

мембранных и изгибных напряжений			
Условие прочности	$(\sigma)_1 < [\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ В-В			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	11.75
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	18.30
Условие прочности	$(\sigma)_1 < [\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ С-С			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	3.35
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	7.51
Условие прочности	$(\sigma)_1 < [\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,3[\sigma]$	—	выполнено

Таблица 4.10 - Исходные данные и результаты расчета корпуса на статическую прочность для режима ГИ.

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Материал корпуса	-	—	SA-216 WCB
Расчетное давление	P	МПа	1.8
Номинальное допускаемое напряжение для материала корпуса	$[\sigma]_к$	МПа	142
СЕЧЕНИЕ А-А			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	16,90
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	26.23

Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,35[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ В-В			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	16.39
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	27.26
Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,35[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ С-С			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	4.73
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	9.55
Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,35[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,7[\sigma]$	—	выполнено

Вывод: условия прочности при режиме НЭ и ГИ для корпуса выполняются.

4.8 Определение собственных частот колебаний

Задачей расчета является определение частот собственных колебаний арматуры с целью определения величины сейсмических и вибрационных воздействий.

Расчет выполнен методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Электропривод клапана представлен как точечная масса с координатами в центре масс привода. Результаты расчета собственных частот приведены в Таблице

Таблица 4.13. Расчетная модель и форма колебаний первой собственной частоты показаны на Рисунке Рисунок 4.16.

Таблица 4.13 – Результаты расчета собственных частот клапана

Номер формы собственных колебаний	Частота собственных колебаний, Гц
1	54,567
2	65,261
3	235,92
4	240,58
5	406,08

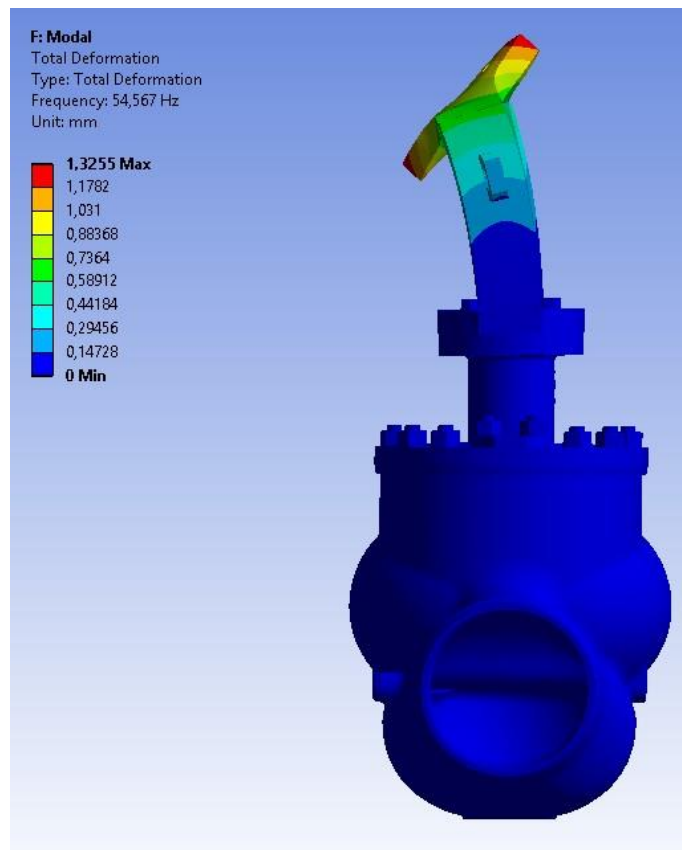


Рисунок 4.26 - Форма колебаний первой собственной частоты.

4.9 Расчет корпуса на сейсмическое воздействие

Задачей расчета является проверка выполнения условий прочности корпуса при сейсмическом воздействии. Расчет на сейсмическую прочность выполнен с учетом II категории сейсмостойкости на сочетание нагрузок ННЭ + ПЗ. Допускаемые напряжения определены согласно разделу 0.

Расчет на сейсмическую прочность выполнен статическим методом на инерционные нагрузки $a_r = 3 \cdot g$ м/с² в горизонтальном направлении (в наиболее опасном направлении) и в вертикальном направлении с ускорением $a_v = 2 \cdot g$ м/с².

В качестве нагрузок на патрубки клапана выбраны моменты и силы от совместного действия веса трубопровода и проектного землетрясения. Для приложения данных усилий в модели созданы элементы трубопровода.

Исходные данные, результаты расчета приведены в Таблице 4.42, на Рисунке 4.17.

Условия прочности:

- $(\sigma)_1 < 1,5[\sigma]$,
- $(\sigma)_2 < 1,9[\sigma]$,

где $[\sigma]$ - по разделу 3.

Расчет корпуса на сейсмические нагрузки выполнен с использованием программного пакета ANSYS. Расчетные сечения и расчетная модель приведены в Разделе 4.7.

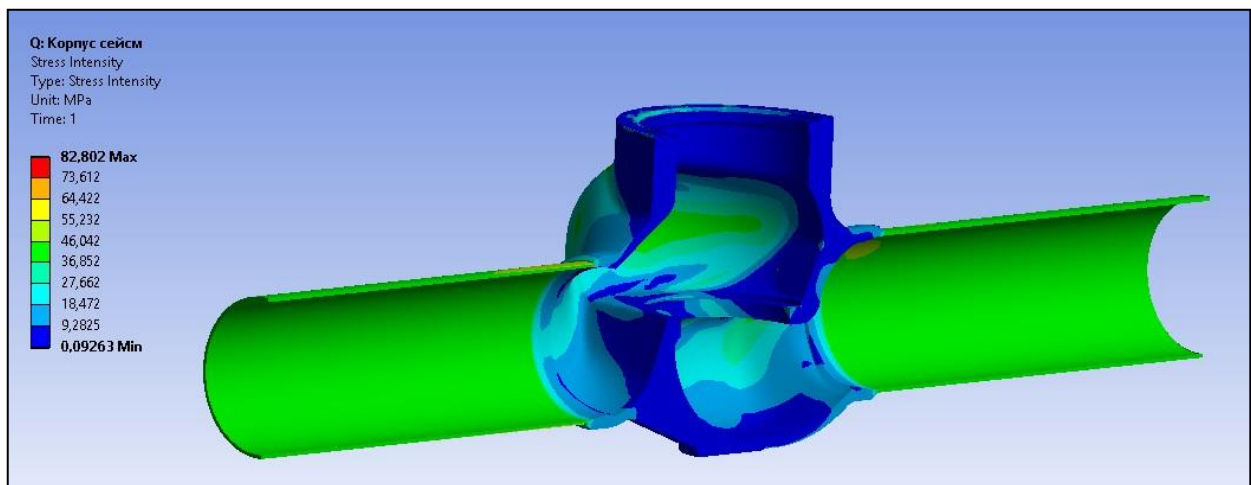


Рисунок 4.17 – Распределение напряжений при сейсмическом воздействии.

Таблица 4.42 - Исходные данные и результаты расчета корпуса на сейсмическую прочность

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ			
Материал корпуса	-	—	SA216 WCB
Расчетное давление	P	МПа	1,2
Номинальное допускаемое напряжение для материала корпуса	$[\sigma]_к$	МПа	142,00
Ускорение в вертикальном направлении	a_B	м/с ²	19,6
Ускорение в наиболее опасном горизонтальном направлении	a_T	м/с ²	29,4
СЕЧЕНИЕ А-А			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	20,97
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	32,19
Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,5[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,9[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ В-В			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	26,15
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	37,11
Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,5[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,9[\sigma]$	—	выполнено
СЕЧЕНИЕ С-С			
Группа приведенных общих мембранных напряжений	$(\sigma)_1$	МПа	20,75
Группа приведенных напряжений, определяемая по сумме общих мембранных и изгибных напряжений	$(\sigma)_2$	МПа	39,17
Условие прочности	$(\sigma)_1 < 1,5[\sigma]$	—	выполнено
Условие прочности	$(\sigma)_2 < 1,9[\sigma]$	—	выполнено

Вывод: условия прочности при режиме ННЭ+ПЗ для корпуса выполняются.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

На основе теоретических исследования регулирующего клапана клеткового типа для рабочей среды – жидкость при температуре 200 и давлении 1.2 МПа в трубопроводах АЭС, получены распределения давлений и скоростей потока, а так же из некоторых аспектов прочностных расчетов, из анализа которых сделаны следующие выводы:

1. Определены величины пропускной способности регулирующего клеткового клапана как $K_v = f(Q, \Delta P, P, \rho, T)$. Построена пропускная характеристика клапана в зависимости от положения регулирующего органа. И так же, проведя расчет было установлено, что конструкция клапана не удовлетворяет заявленным исходным техническим требованиям и были предприняты меры по устранению данного дефекта. При повторном гидравлическом расчете было установлено, что обновленная конструкция клапана полностью удовлетворяет запрашиваемым свойствам.
2. Проведена оценка возможности возникновения кавитации при работе регулирующего клапана, и подтверждена бескавитационная работа клапана.
3. Проведен выборочный анализ прочностных свойств конструкции клапана, где проверялась выбранная толщина отдельных элементов клапана, а так же их статическая прочность. Была проведена оценка температурных полей и напряжений при работе клапана и определены собственные частоты клапана с оценкой по сейсмостойкости корпуса клапана. В результате проведенный расчетов было выявлено, что заложенные технические решения в конструкцию клапана полностью оправданы и обеспечивают высокую прочность при нормальных условиях эксплуатации, при гидроиспытаниях, а так же в случаях нарушения нормальной эксплуатации при воздействии землетрясения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Благоев Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.; Энергоатомиздат. 1990.288с.
2. ГОСТ 12893-83. Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия.
3. Касилов В.Ф. Справочное пособие по гидрогазодинамике. –М.; 2000. – 272с.
4. Кассиров Д.М. Исследование явления автоколебания струи на выходе из воздухораспределителя с помощью программы STAR-CD. //Сборник трудов второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH. – М.; 2002. – С. 10-12.
5. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П., Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.; Машиностроение, 1985 – 224с.
6. Кузнецов Е.Г., Шмелев В.В., Моделирование течения в клапане обратном подъемном DN50 PN16 и определение его гидравлических характеристик. // Арматуростроение. 2007. №1. С. 44-49.
7. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р., Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.; Мир, 1990, 2 т.
8. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. – М.; Мир, 1991.
9. Tahry, S.H. 1983. K-e equation for compressible engine flows, AIAA J. Energy, 7, No 4, pp. 345-353.
10. Пасько П.И., Плахов А.Г. Особенности создания гидродинамических моделей регулирующей и запорной арматуры. /Математические методы в технике и технологиях ММТТ-21: сб. тр. XXI Межд. Научн. Конф., 27-30 мая 2008 г.: в 10 т. – Саратов: СГТУ, 2008. – Т.4, секция 5. – С.81-84.
11. ГОСТ 55508-2013. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.
12. ISA-RP75.23 Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation.

13. ПНАЭ Г-7-002-86 «Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок»
14. ПНАЭ Г-7-008-89 «Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок»
15. НП-001-97 «Общие положения обеспечения безопасности атомных станций»
16. НП-031-01 «Нормы проектирования сейсмостойких атомных станций»;
17. НП-068-05 «Трубопроводная арматура для атомных станций. Общие технические требования»
18. ASME BPVC Section II Materials properties (американский стандарт ассоциации инженеров механиков);
19. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин, А. В. Волосникова, С. А. Вяткин и др; Под общ. ред. В. Г. Сорокина. — М.: Машиностроение, 1989. — 640 с.