СОДЕРЖАНИЕ

1.	ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ	2
2.	РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛООТДАЧИ	3
3.	РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ	4
4.	РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ	5
5.	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА	8
5.1	Результаты теплового анализа.	8
5.2	Результаты расчета механических напряжений	9
6.	ДОРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ	13
7.	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	14
	Список литературы	15

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Материал конструкции	**09Г2С**		
Модуль упругости (при 100 °С) [1]	**E**	1,91*10^5	МПа
Коэффициент Пуассона	**η**	0,3	
Коэффициент температурного расширения (при 20..100 °С)[1]	**α**	11,6*10^-6	°С^-1
Удельная массовая теплоемкость [1]	**c**	0,486	кДж/(кг*°С)
Коэффициент теплопроводности [1]	**λ**	57	Вт/(м*°С)
Плотность [1]	**ρ**	7850	кг/м3
Допускаемые напряжения (при 100 °С) [1]	**σ**	177	МПа
Наполнение "рубашки"	**вода (жидкая)**		
Температура	**t°**	90	°С
Рабочее давление	**P раб.**	0,35	МПа
Расчетное давление (+25%)	**P расч.**	0,4375	МПа
Плотность (при 90 °С) [2]	**ρ**	965,3	кг/м3
Удельная массовая теплоемкость (90 °С) [2]	**c**	4,208	кДж/(кг*°С)
Наполнение рабочей полости	**азот (газообразный)**		
Температура	**t°**	150	°С
Рабочее давление	**P раб.**	0,9	МПа
Расчетное давление (+25%)	**P расч.**	1,125	МПа
Плотность (при 150 °С, атм. давл.) [2]	**ρ**	0,723	кг/м3
Удельная массовая теплоемкость (150 °С) [2]	**c**	1,043	кДж/(кг*°С)

Таблица 1. Исходные данные

2. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛООТДАЧИ

Основной проблемой при создании модели для теплового анализа является нахождение коэффициентов конвективной теплоотдачи. Точный расчет величин вышеупомянутых коэффициентов затруднителен из-за недостатка исходных данных, а так же большого числа аргументов в уравнении. Однако на распределение температуры в данном случае критическое значение имеет лишь отношение величин коэффициентов теплообмена на границах вода-сталь и сталь-азот (коэффициент конвективного теплообмена на границе сталь-воздух при нормальных условиях известен, принимается 1*10^-5 Вт/(мм^2*^{0}C)).

Для оценки отношения между величинами коэффициентов теплопроводности воды и азота (с допустимой точностью) можно использовать удельные объемные теплоемкости c_v, определяемые по уравнениям:

$$c_v = \mathrm{c} \cdot \rho \left[\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot^0 \text{C})}\right]$$

Так же необходимо учесть изменение плотности азота под давлением

$$\frac{\rho_{\text{расч.}}}{\rho_0} = \frac{P_{\text{расч.}}}{P_{\text{атм.}}}$$

где:

$\rho_{\text{расч.}}$ – плотность азота при расчетном давлении;

ρ_0 – плотность азота при атмосферном давлении и 150 ^{0}C;

$P_{\text{атм.}}$ – атмосферное давление.

Итак, в результате расчетов получим:

теплоемкость воды при 90 ºС и давлении 0,4375 МПа:

$$c_{v\,H2O} = 4061.98 \left[\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot^0 \text{C})}\right]$$

теплоемкость азота при 150 ºС и давлении 1,125 МПа:

$$c_{v\,N2} = 8.48 \left[\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot^0 \text{C})}\right]$$

Следовательно, коэффициенты конвективной теплоотдачи воды и азота грубо относятся как 479 к 1. Принимается:

$$\alpha_{\text{к}\,H2O} = 3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Вт}}{(\text{мм}^2 \cdot^0 \text{C})}$$

$$\alpha_{\text{к}\,N2} = \frac{3 \cdot 10^{-4}}{571} = 6.26 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Вт}}{(\text{мм}^2 \cdot^0 \text{C})}$$

3. РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ

Натяг, образовавшийся в результате поворота наружного кольца байонета линейным актуатором смоделирован как добавочное температурное расширение клиньев. Разница температур отражена в начальных условиях и рассчитывается по формуле:

$$\Delta t^0{}_{\text{нач.}} = \frac{F_{\text{акт.}} \cdot R_{\text{ш.}}}{\alpha \cdot E \cdot S_{\text{кл.}} \cdot \left(\frac{\sin\theta + \mu \cdot \cos\theta}{\cos\theta - \mu \cdot \sin\theta} + \mu\right) \cdot r_{\text{кл.}} \cdot N_{\text{з.}}}$$

где:

$F_{\text{акт.}}$ – сила, передаваемая линейным актуатором на наружное вращающееся кольцо;

$R_{\text{ш.}}$ – радиус окружности, по касательной к которой направлен шток актуатора;

α – коэффициент температурного расширения материала клиньев;

E – модуль упругости материала клиньев;

$S_{\text{кл.}}$ – площадь клина;

θ – угол клина;

μ – коэффициент трения между контактирующими поверхностями клиньев;

$r_{\text{кл.}}$ – радиус окружности, проходящий через середины контактирующих поверхностей клиньев;

$N_{\text{з.}}$ – количество зубьев.

Расчет ведется для худшего случая, когда шток передает максимально возможную силу (40 кН) и трение между клиньями стремится к нулю. Неравномерность распределения нагрузки по зубьям не учитывается, так как данный расчетный случай намного более требователен к прочности конструкции.

Итак, поправка к начальной температуре, приложенной к узлам клиньев, составляет - 10,75 °C.

4. РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ

3D модель выполнена в соответствии с чертежами во вложении.

Контакт соприкасающихся поверхностей (байонетное соединение, нахлест стенок в зоне сварки) смоделирован с помощью элементов «Connector», коэффициент трения принят 0,4.

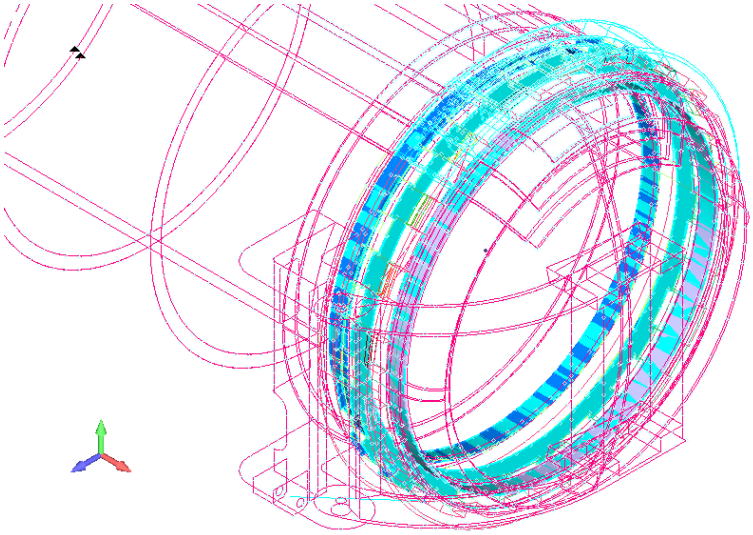

Рис. 1 Элементы «Connect»

Клинья и зубья байонета имеют общие узлы, так как работают на сжатие и трение исключает их взаимное перемещение при действии давления.

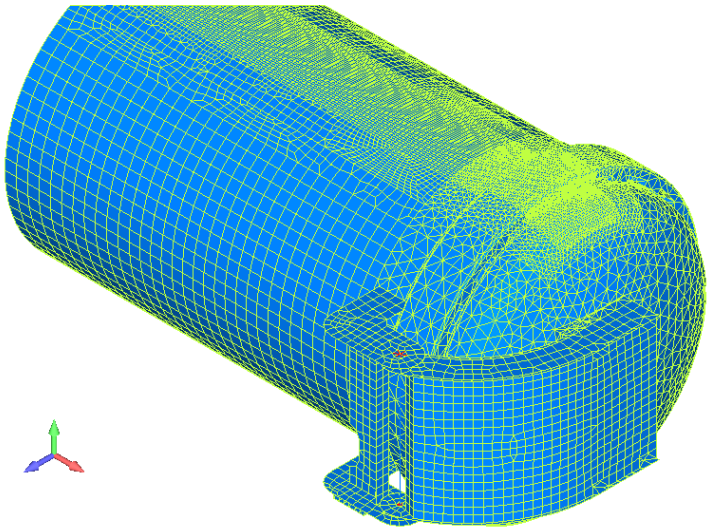

Рис. 2 Общий вид КЭ модели

Расчет проводится в два этапа:

- решение задачи теплообмена;
- расчет на прочность.

На первом этапе к модели приложены следующие нагрузки:

- конвекция, коэффициент $6.26 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Вт}}{(\text{мм}^{2} \cdot ^{0}\text{C})}$, температура 150 °C – ко всем внутренним поверхностям – моделирование теплового влияния азота;

- конвекция, коэффициент $3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Вт}}{(\text{мм}^{2} \cdot ^{0}\text{C})}$, температура 90 °C – ко всем поверхностям в «рубашке» - моделирование теплового влияния воды;

- конвекция, коэффициент $1 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Вт}}{(\text{мм}^{2} \cdot ^{0}\text{C})}$, температура 20 °C – ко всем наружным поверхностям, к которым есть свободный доступ – моделирование влияния окружающего воздуха.

Начальные условия:

- ко всем узлам модели приложена температура 20 °C.

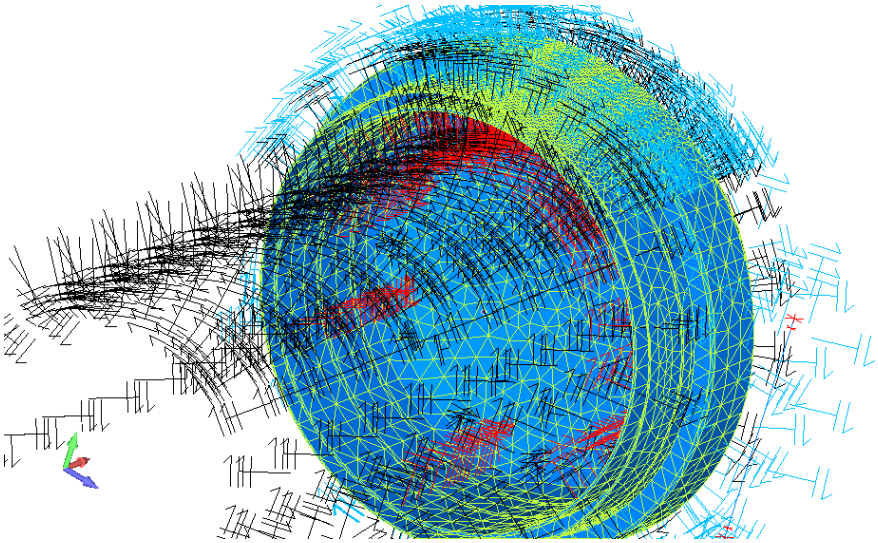

Рис. 3 Нагрузка для теплового расчета (часть модели скрыта)

На втором этапе к модели приложены следующие нагрузки и граничные условия:

- давление в рабочей полости 1,125 МПа;
- давление в «рубашке» 0,4375 МПа;
- температура ко всем узлам, данные из результата теплового расчета;

Начальные условия:

- ко всем узлам модели приложена температура 20 °C, кроме узлов клиньев, где начальная температура 20 – 10,75 = 9,25 °C.

Граничные условия:

запрет поступательных перемещений по кривым на противоположном от байонета торце оболочек (стенок).

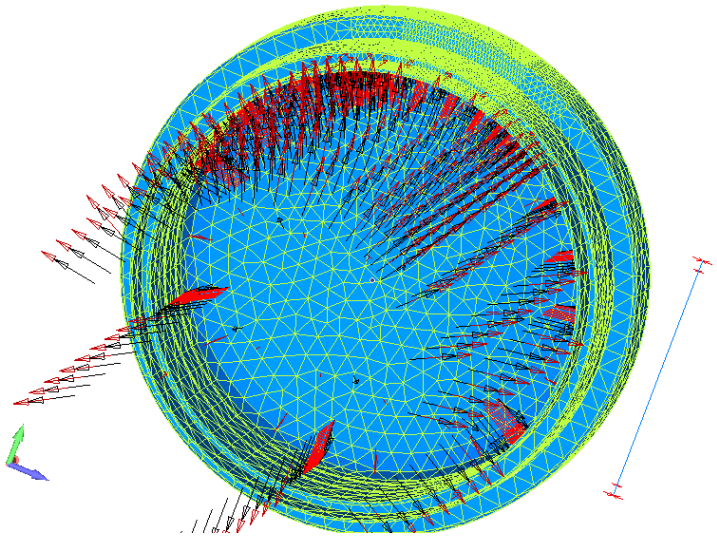

Рис. 4 Давление и граничные условия (часть модель скрыта)

5. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА
5.1 Результаты теплового анализа

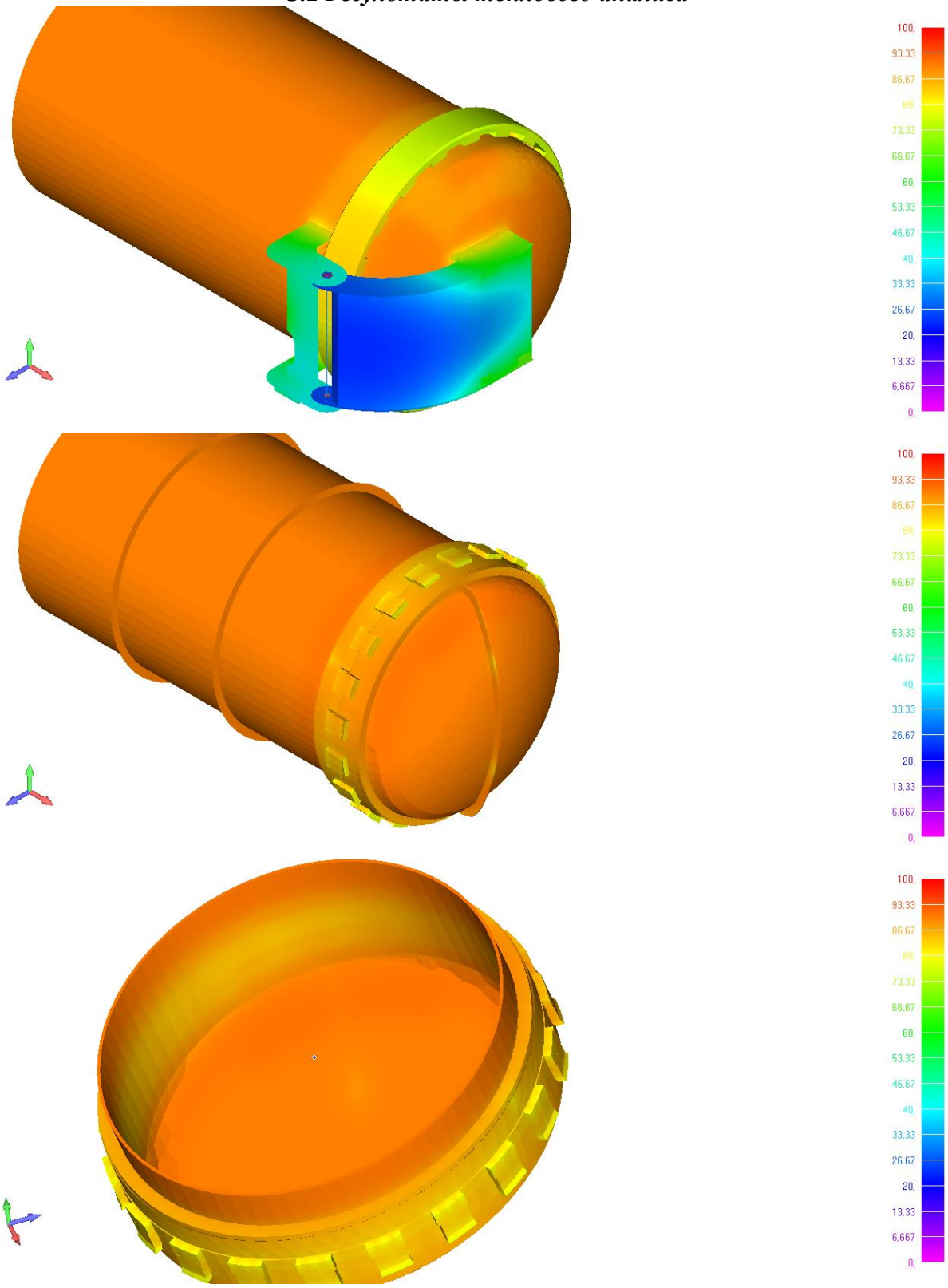

Рис. 5 Поле температур (шкала 0..100 ^{o}C)

5.2 Результаты расчета механических напряжений

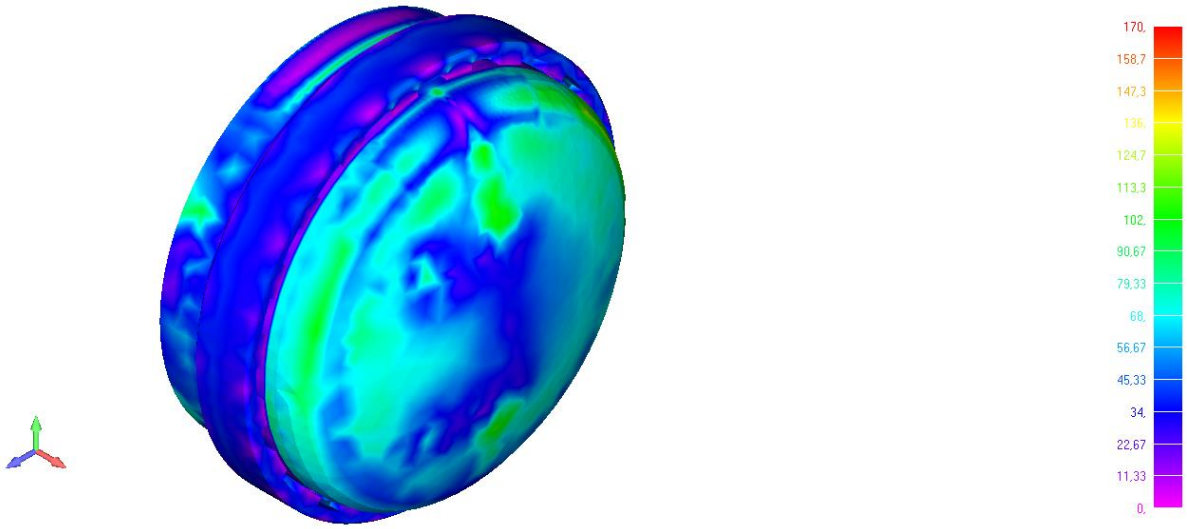

Рис. 6 Общий вид. Напряжения в элементах типа Solid

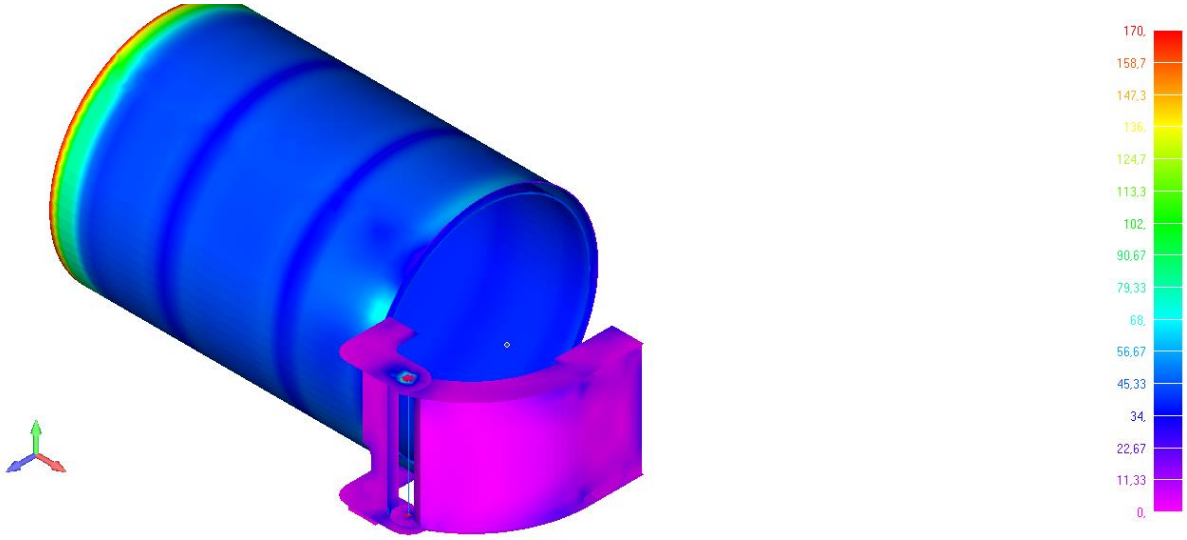

Рис. 7 Общий вид. Средние (по толщине) напряжения в элементах типа Plate.

На задней кромке зона завышенных контактных напряжений из-за близости заделки. На реальной конструкции этих напряжений нет, так как степени свободы жестко не ограничены. На исследуемую область такой метод закрепления модели оказывает пренебрежимо слабое влияние.

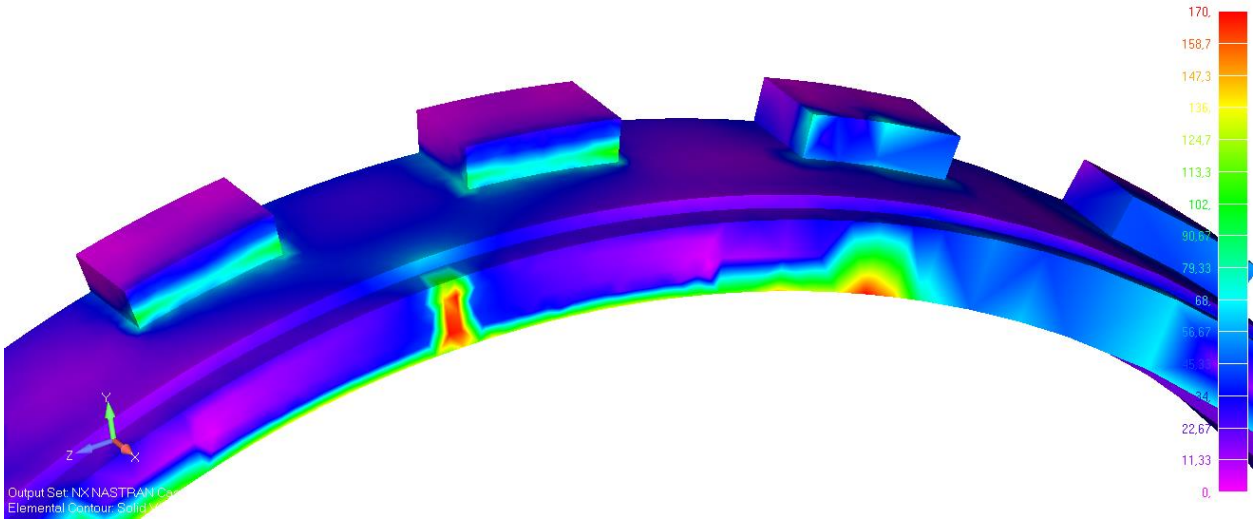

Рис. 8 Напряжения в зубьях детали 411-12-001

Максимальные напряжения в зубьях детали 411-12-001 составляют 105 МПа и не превышают допустимых 177 МПа.

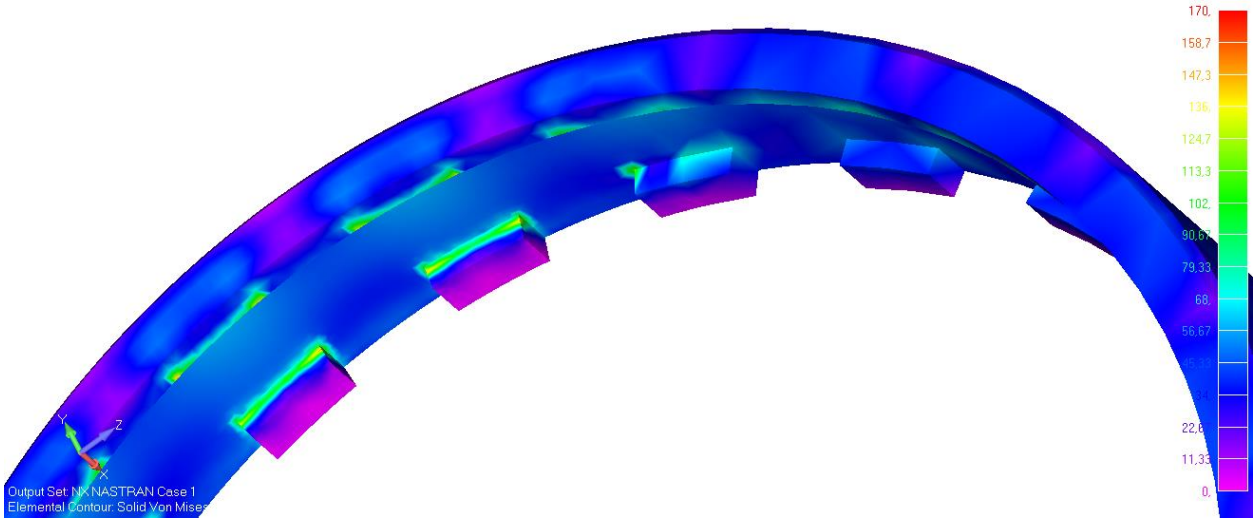

Рис. 9 Напряжения в зубьях детали 411-10-007

Максимальные напряжения в зубьях детали 411-10-007 составляют 111 МПа и не превышают допустимых 177 МПа.

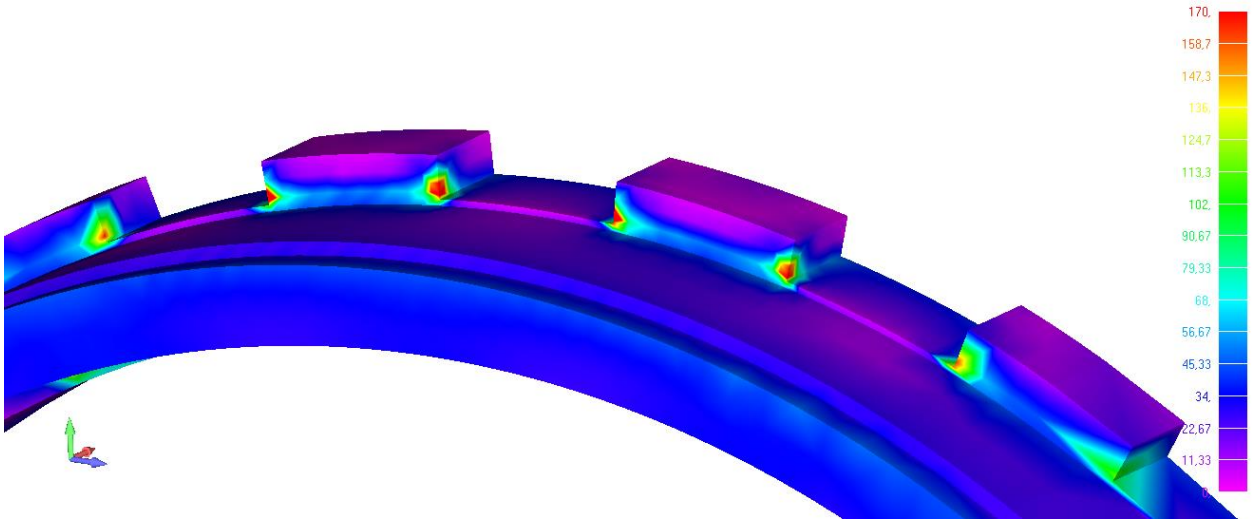

Рис. 10 Напряжения в детали 411-10-003

Максимальные напряжения в зубьях детали 411-10-003 составляют 165 МПа и не превышают допустимых 177 МПа.

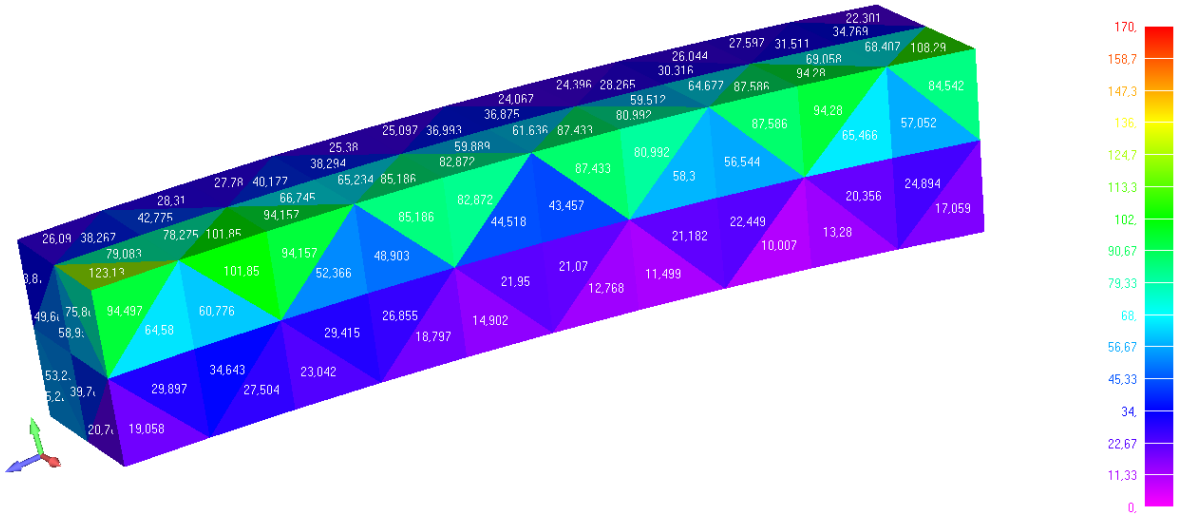

Рис. 11 Напряжения в детали 411-10-028

Максимальные напряжения в детали 411-10-028 составляют 123 МПа и не превышают допустимых 177 МПа (в реальной конструкции клинья изготовлены из инструментальной стали – аналога 90MnCrV8, допускаемые напряжения для которой заведомо выше, чем у стали 09Г2С).

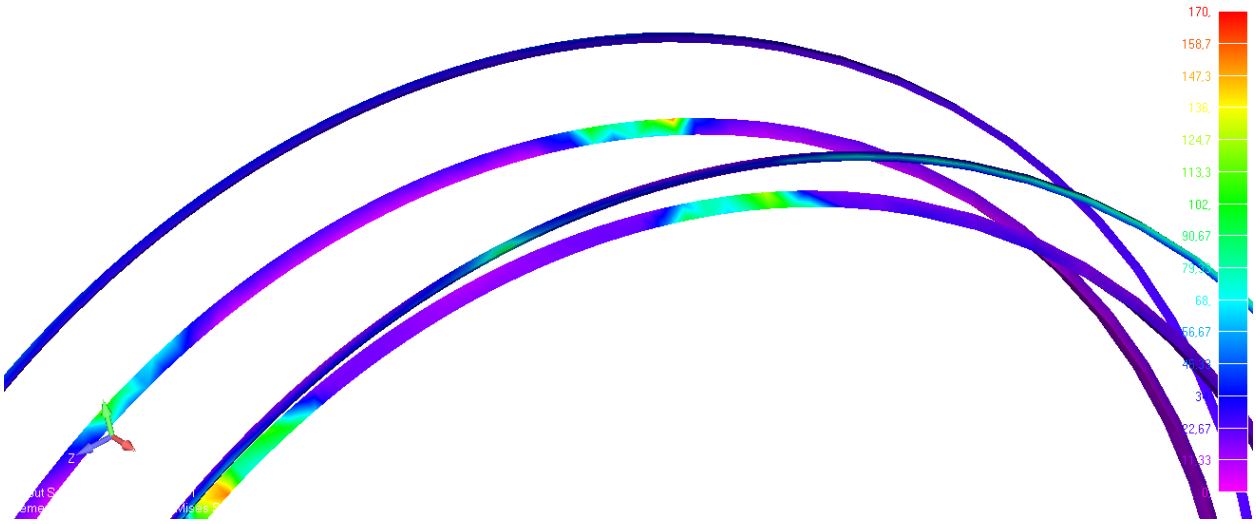

Рис. 12 Напряжения в сварных швах

Максимальные напряжения в сварных швах составляют 104 МПа и не превышают предельно допустимых согласно ГОСТ Р 52857.1-2007.

Поля напряжений и деформации (в масштабе) деталей конструкции проиллюстрированы в прилагаемых файлах *.gif.

6. ДОРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ

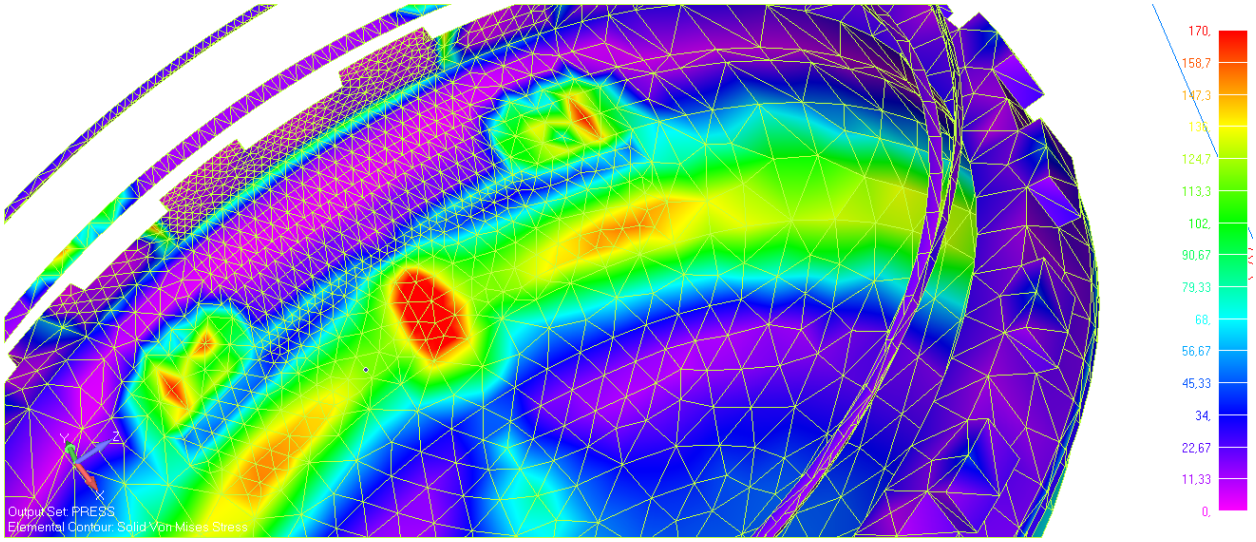

Рис. 13 Концентратор напряжений.

Величина напряжений в месте стыка наружной, внутренней частей крышки и ребра, составляет 193 МПа, что превышает предельно допустимые 177 МПа. Высокие напряжения вызваны избыточной жесткостью конструкции. Проблему можно решить, изменив форму кромок ребра, возможные варианты на рис.14.

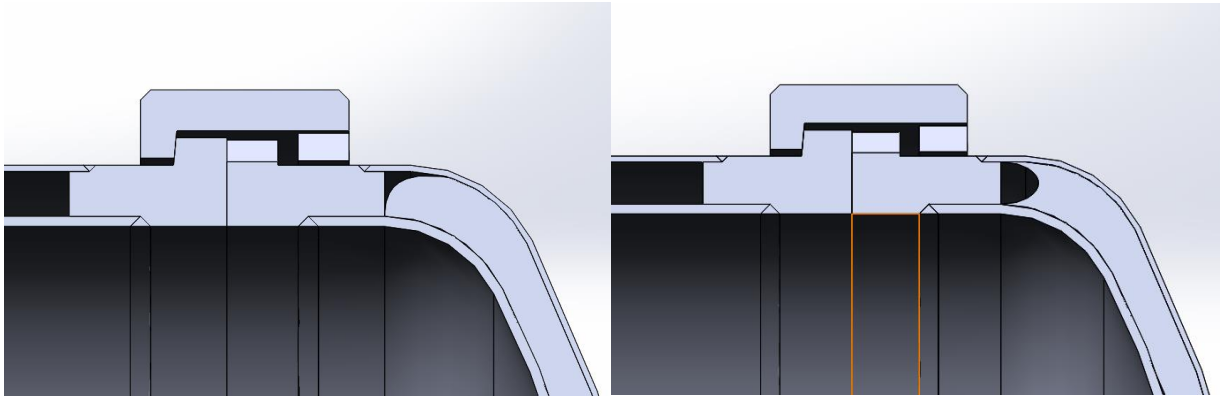

Рис. 14 Доработка формы ребра

Напряжения в деталях байонетного соединения намного ниже предельно допустимых, возможно значительное снижение металлоемкости конструкции.

Желательно введение скруглений у оснований зубьев для более плавного распределения напряжений и увеличения ресурса.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Байонетное соединение удовлетворяет условиям прочности, изложенным в ГОСТ Р 52857.1-2007 при условиях работы согласно исходным данным настоящего отчета.

2. Напряжения в сварных швах не превышают предельно допустимых согласно ГОСТ Р 52857.1-2007.

Исполнитель Назаров Г.А. 04.06.2015

Список литературы.

1. ГОСТ Р 52857.1-2007
2. Методические указания. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения)/ В.В. Бухмиров.- Иваново 2007.-ИГЭУ.- 39 с.