

**Выпускная квалификационная работа на
тему:
«ИССЛЕДОВАНИЕ
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ
КРОНШТЕЙНА СТАБИЛИЗАТОРА
ОПЕРЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО
САМОЛЕТА»**

Выполнил: студент гр. 4-33

Жеглова А.Р.

Научный руководитель: *д.ф-м.н., доц.*

Маслов Л.Б.

Слайд 2. Цель и задача

Цель работы:

Исследование напряженно-деформированного состояния кронштейна крепления стабилизатора к килю транспортного самолета.

Задачи работы:

- создание трехмерной конечно-элементной модели;
- моделирование болтов и задание контактов между болтовыми соединениями и моделью кронштейна;
- проведение расчетов на прочность кронштейна при действующих нагрузках, а также затяжки болтов;
- оптимизация плоской модели кронштейна;
- анализ полученных значений.

Слайд 3. Описание объекта

Деталь расположена на переднем лонжероне центроплана стабилизатора и связана с силовой конструкцией киля посредством гидроцилиндра.

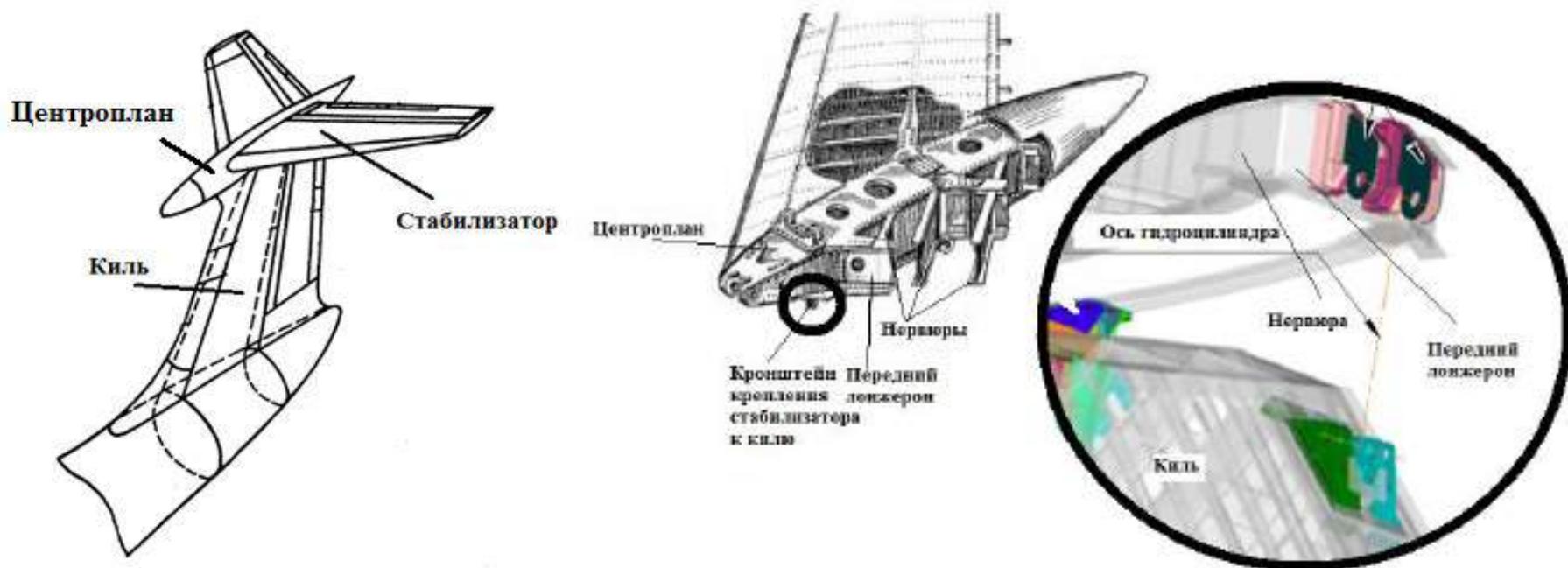


Рис.1. Схема Т-образного оперения самолета

Слайд 4. Постановка задачи

1) Уравнения равновесия

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0,$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z = 0.$$

2) Уравнения деформаций

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z},$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y},$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}.$$

3) Закон Гука

$$\sigma_x = \lambda\theta + 2\mu\varepsilon_x, \quad \tau_{xy} = \mu\gamma_{xy},$$

$$\sigma_y = \lambda\theta + 2\mu\varepsilon_y, \quad \tau_{yz} = \mu\gamma_{yz},$$

$$\sigma_z = \lambda\theta + 2\mu\varepsilon_z, \quad \tau_{zx} = \mu\gamma_{zx};$$

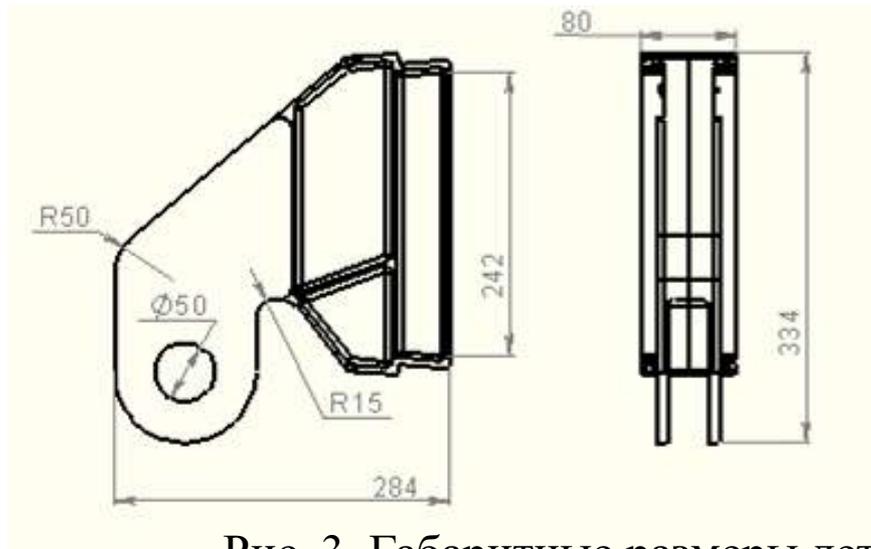


Рис. 3. Габаритные размеры детали

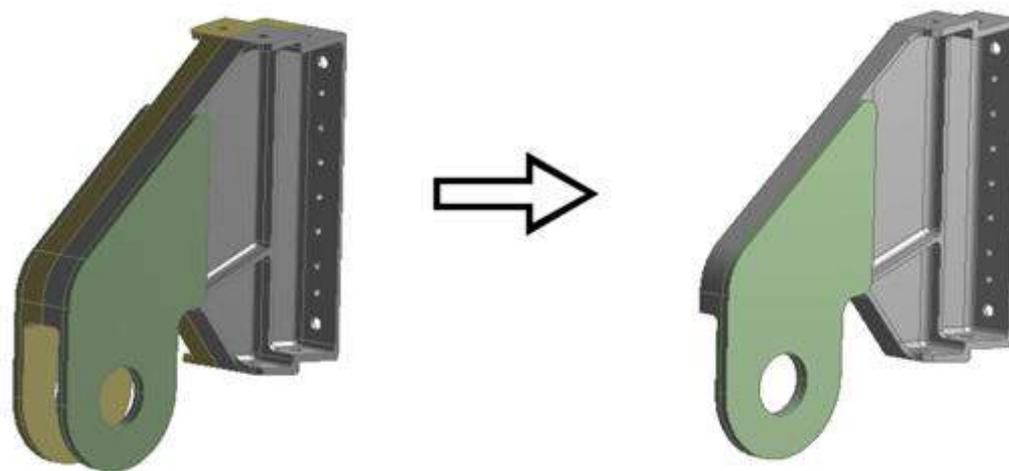


Рис.4. Переход к симметричной задаче

Слайд 5. Граничные условия

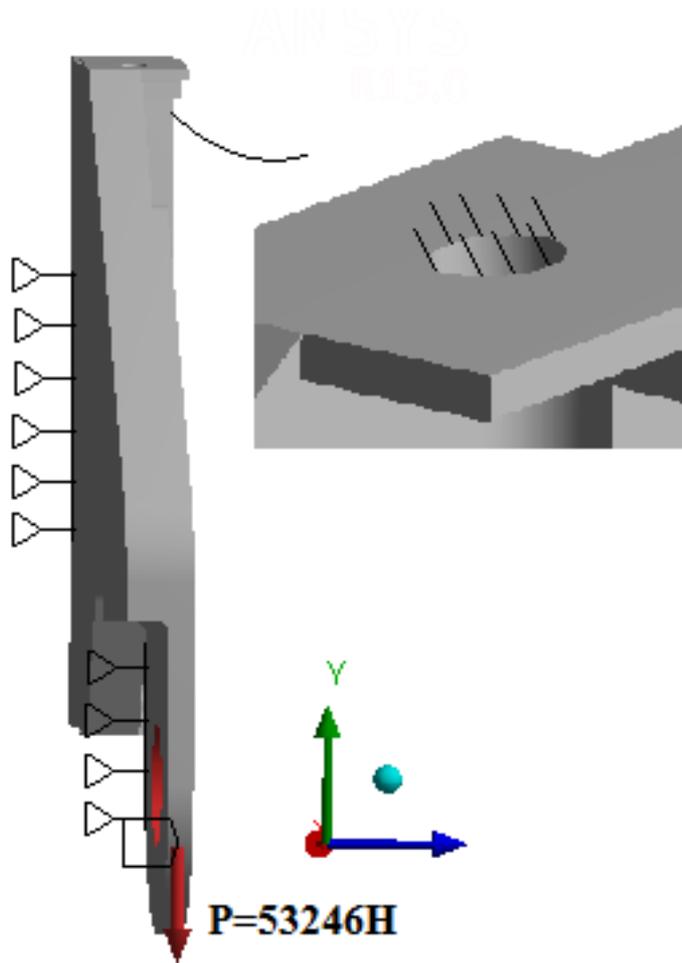


Рис.5. Граничные условия

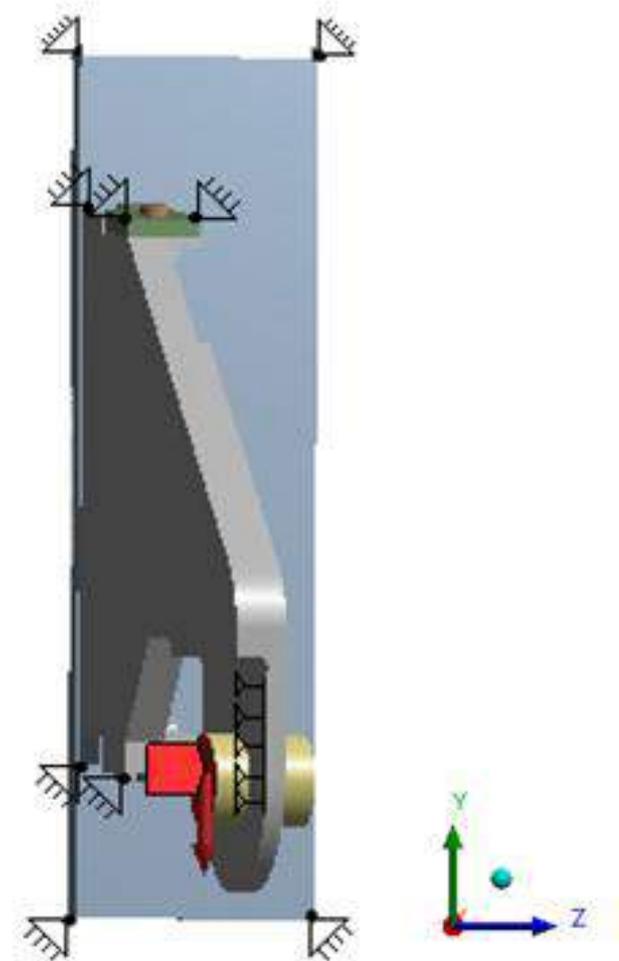


Рис.6. Граничные условия при моделировании болтовых соединений

Слайд 6. Физико-механические свойства материала

Кронштейн изготовленного из алюминиевого сплава Поковка АкбТ1, болты крепления сделаны из сплава марки 30ХГСА:

ОСТ1 90073-85					
Марка сплава	Состояние испытываемых образцов	Предел прочности (МПа)	Предел текучести (МПа)	Модуль Юнга E (МПа)	Коэффициент Пуассона
Акб	Закаленные и искусственно состаренные (Т1)	365	275	69290	0.3

ГОСТ 4543-71				
Марка сплава	Предел прочности (МПа)	Предел текучести (МПа)	Модуль Юнга E (МПа)	Коэффициент Пуассона
30ХГСА	1080	830	215000	0.3

Слайд 7. Конечно-элементная модель кронштейна

Размер конечных элементов в среднем равен 2-4 мм. Сетка разбита на 42736 элемент и 76538 узла.

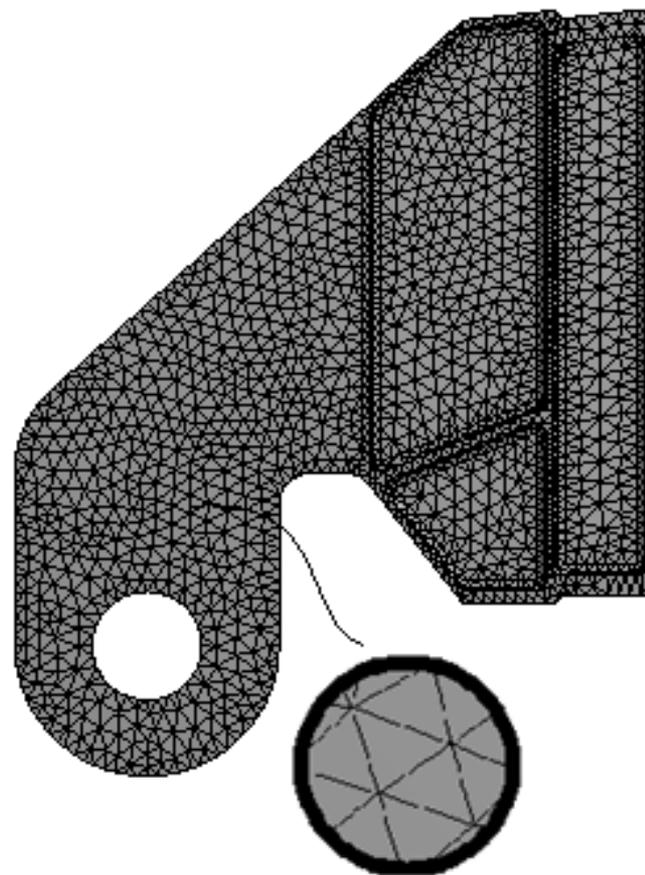
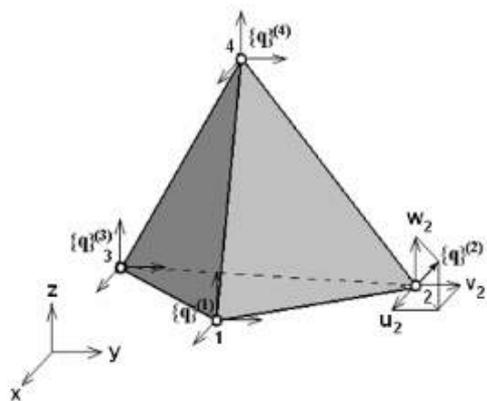


Рис. 7. КЭ-сетка модели

Слайд 8. Конечно-элементная модель болтового соединения

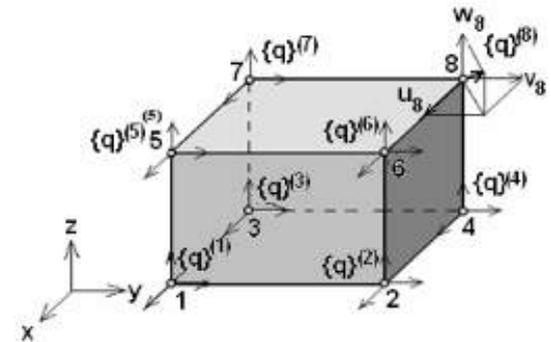
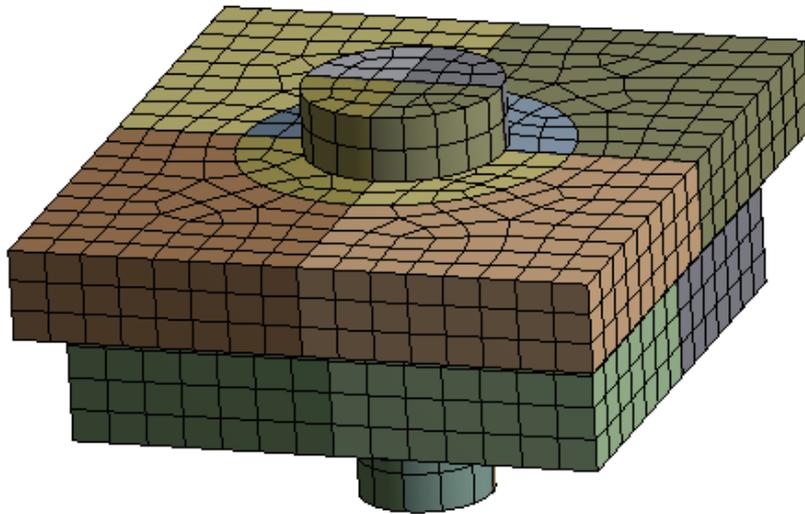


Рис.8. КЭ-сетка болтового соединения

Слайд 9. Верификация сетки разбиения

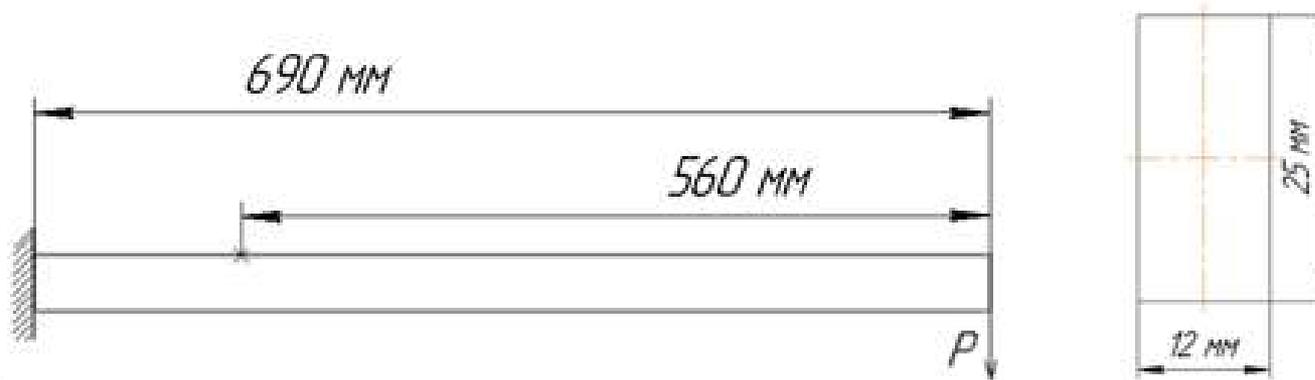


Рис.9. Расчетная схема балки

$$\sigma = \frac{M_z}{J_z} y,$$

$$M_z = P * l = 10 * 560 = 5600 \text{ Н} * \text{мм}$$

$$J_z = \frac{b * h^3}{12} = \frac{12 * 25^3}{12} = 15625 \text{ мм}^4$$

$$\sigma_{\text{к.т.}} = \frac{M_z}{J_z} y = \frac{5600}{15625} * \frac{h}{2} = 4,8 \text{ МПа}$$

Слайд 10. Сравнение численных расчетов аналитического расчета

На графике сходимости видно, что наиболее достоверным размером элемента является значение 3 мм:

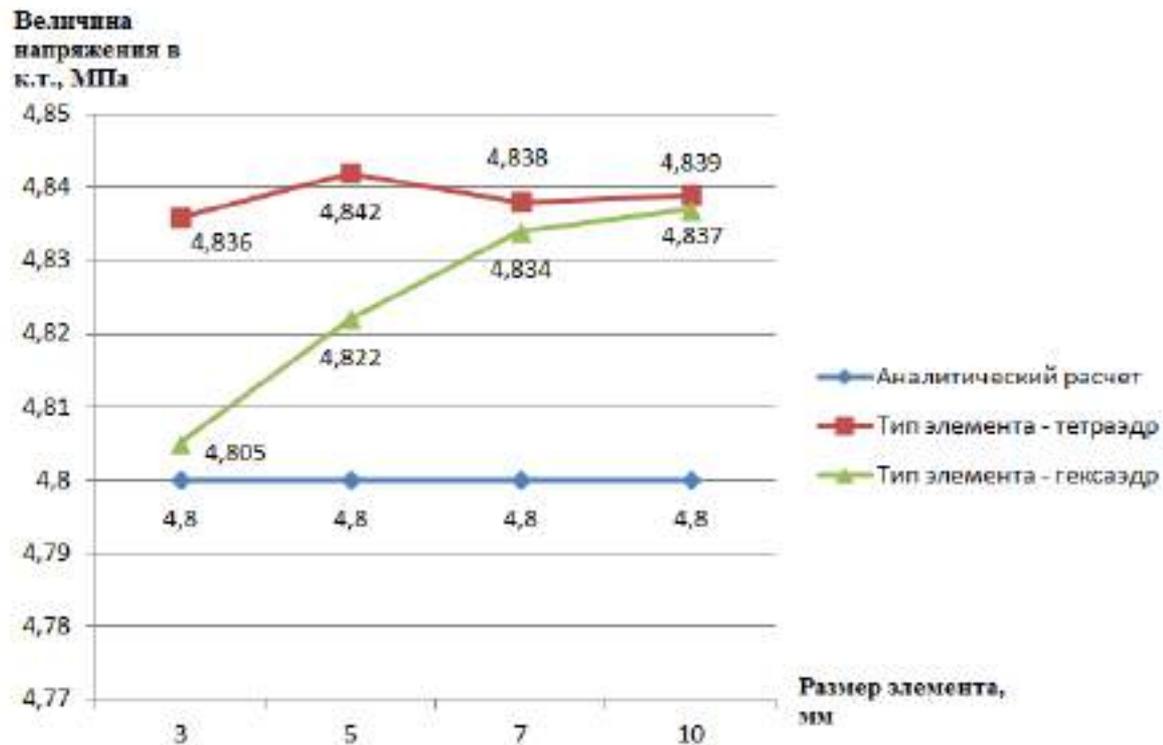


Рис. 10. График сходимости результатов

Слайд 11. Расчет напряженно состояния кронштейна в ANSYS

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

22.06.2021 16:26

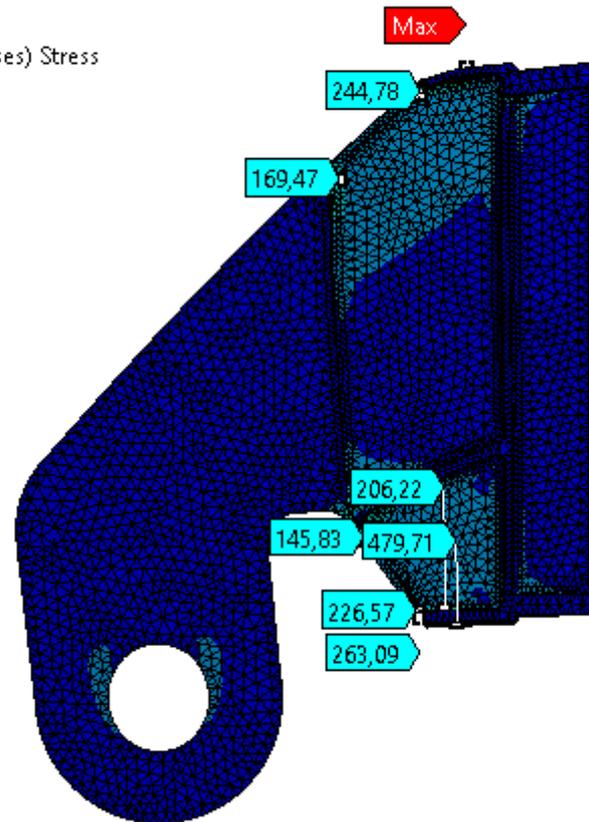
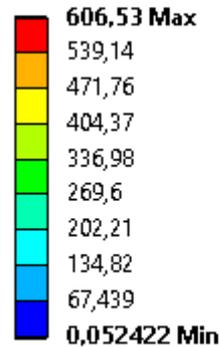
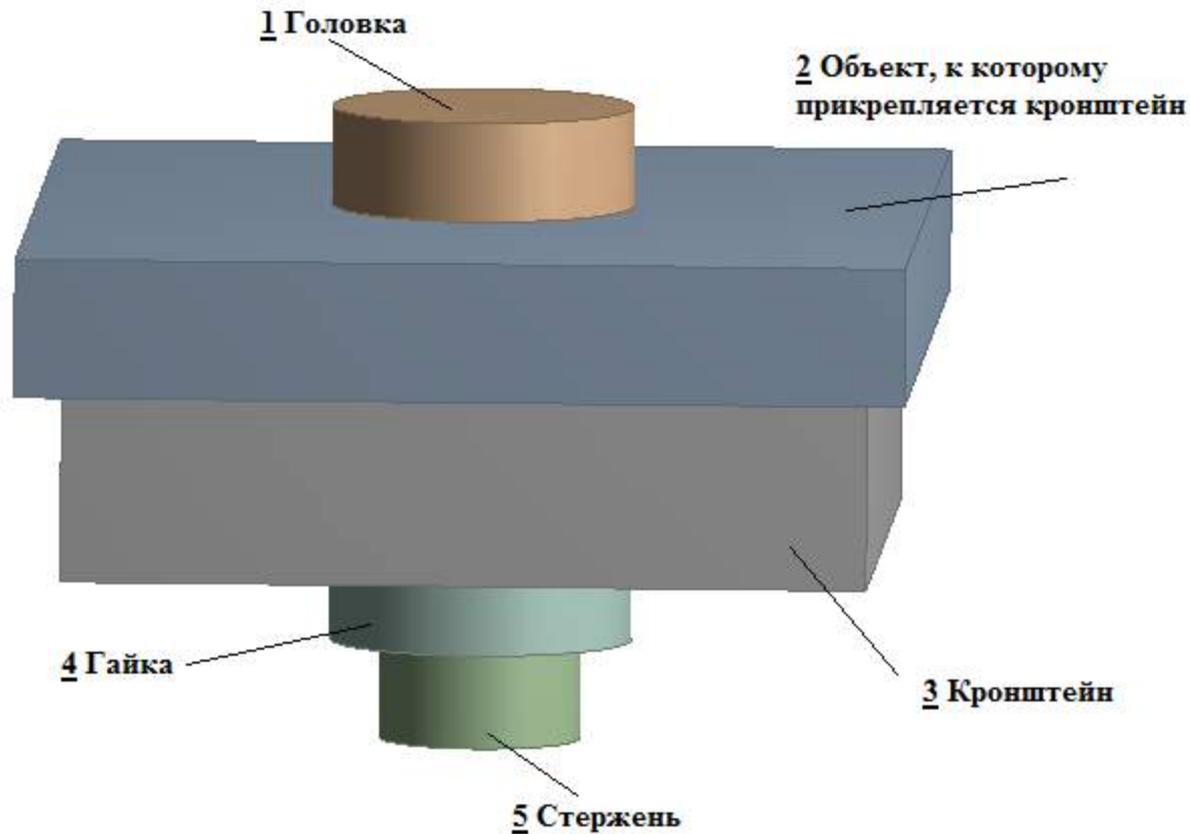


Рис.11. Напряженное состояние кронштейна

Слайд 12. Контактные пары



2-3; 3-5; 3-4; 2-5; 1-2 - Frictional с коэффициентом 0,17
1-5; 4-5 - Bonded

Слайд 13. Преднатяжение болтового соединения

Болт $\varnothing 5$ мм. Сила 3160 Н.
Максимальное напряжение,
возникающее в болтовом
соединении, равно 251,39 МПа.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 3
22.06.2021 11:33

251,39 Max
223,45
191,52
167,59
139,66
111,73
83,797
55,866
27,915
0,0033894 Min

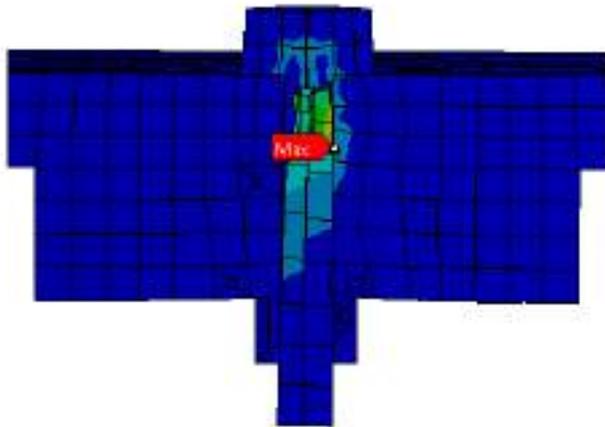


Рис.12. Напряжение в болте

Болт $\varnothing 10$ мм. Сила 12740Н.
Максимальное напряжение,
возникающее в болтовом
соединении, равно 327,98 МПа.

Time: 2
22.06.2021 11:41

327,98 Max
291,54
255,1
218,67
182,23
145,79
109,35
72,916
36,478
0,040541 Min

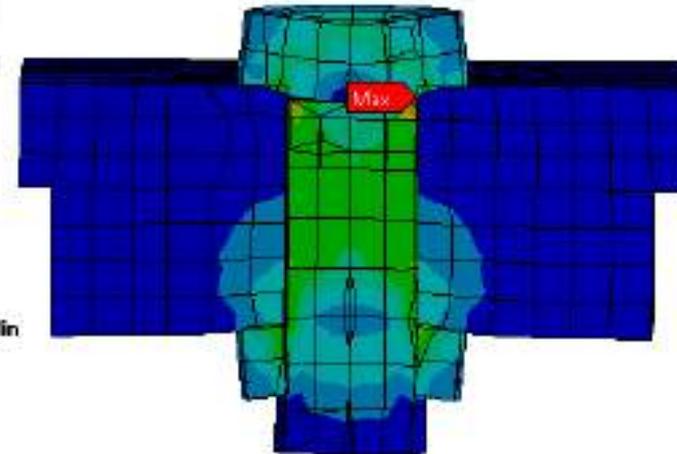


Рис.13. Напряжение в болте

Слайд 14. Исследование НДС детали

Максимальное напряжение возникает в верхнем болтовом соединении, величина 755,01 Мпа.

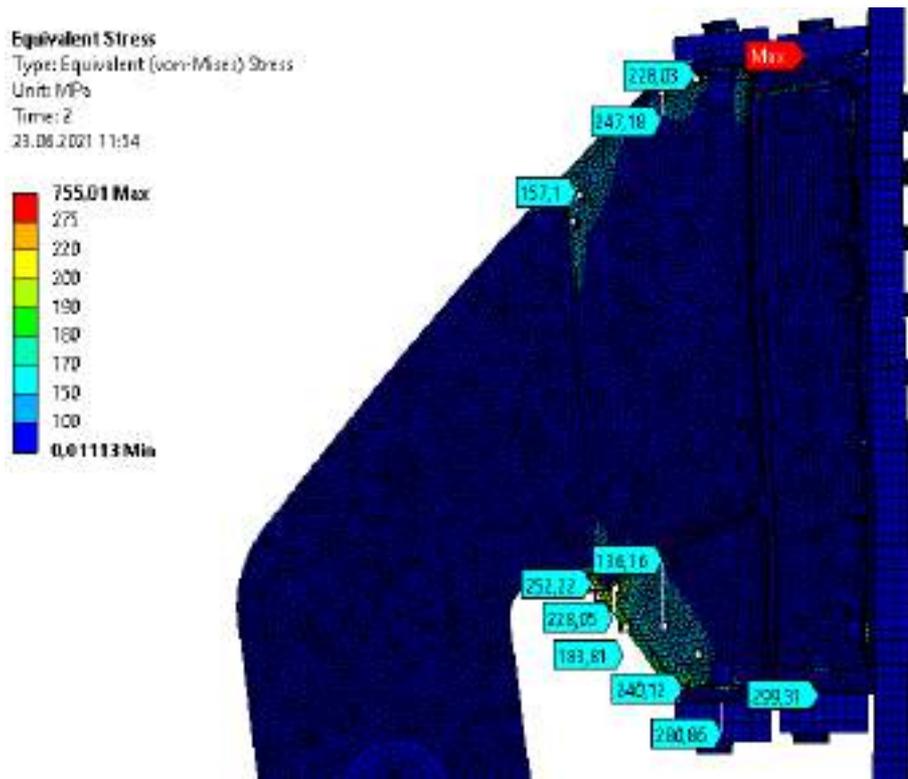


Рис. 14. Напряжение

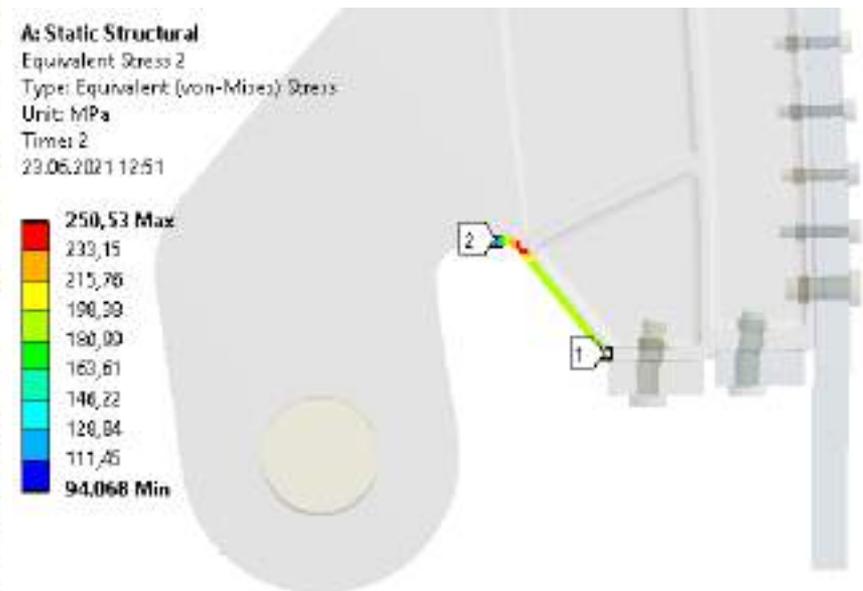


Рис.15. Путь распределения напряжений

Слайд 15. Распределение напряжений детали при разных постановках задачи (п.з.)

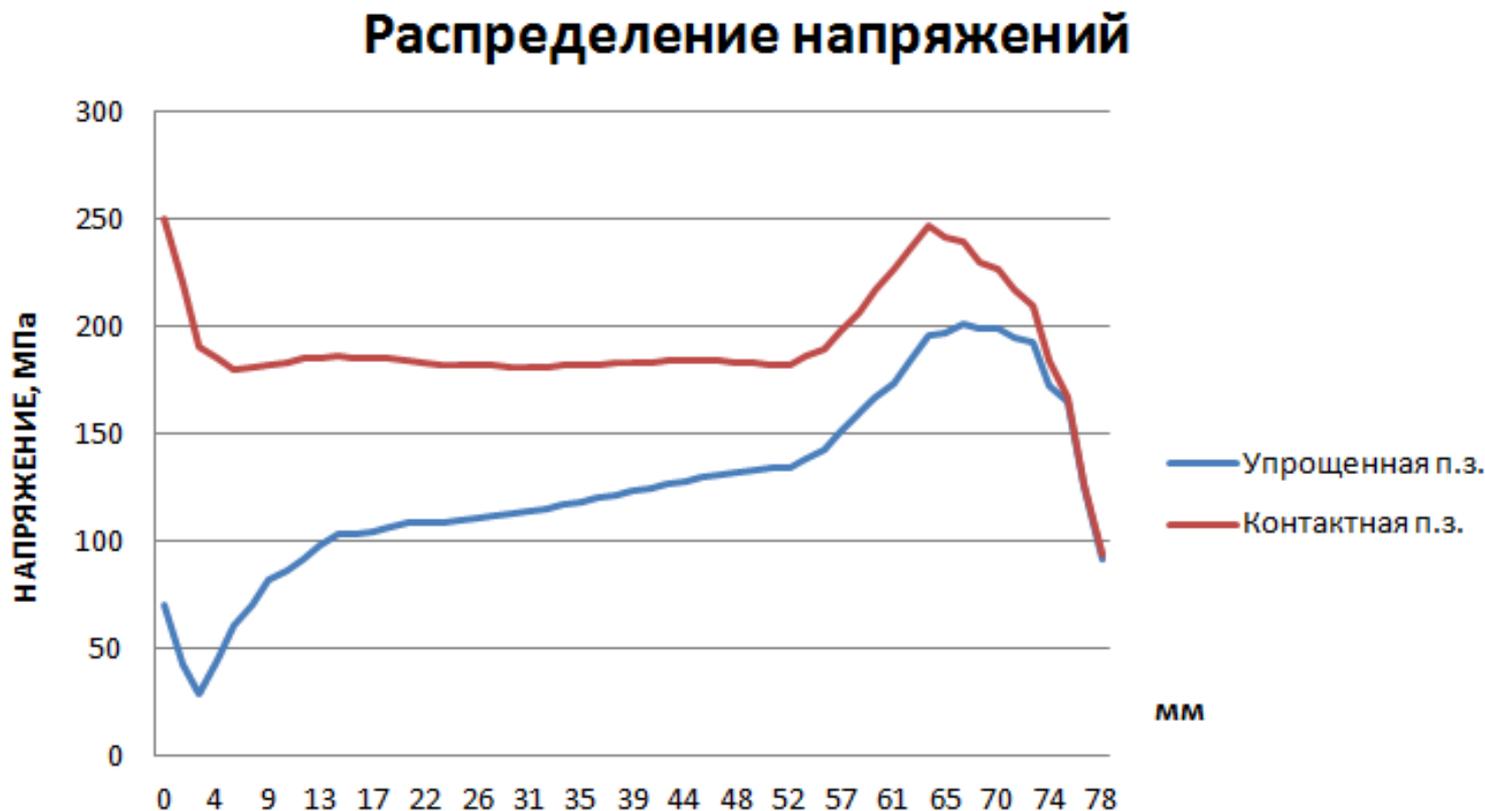


Рис. 16. Распределения напряжений при разных постановках задачи

Слайд 16. Оптимизация конструкции кронштейна в плоской постановке задачи

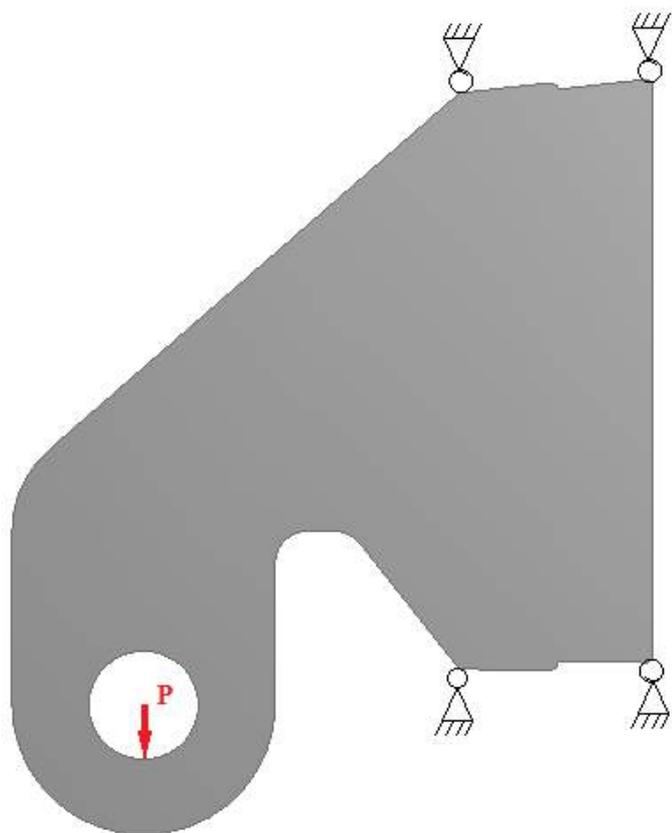


Рис.17. Граничные условия

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
24.06.2021 16:45

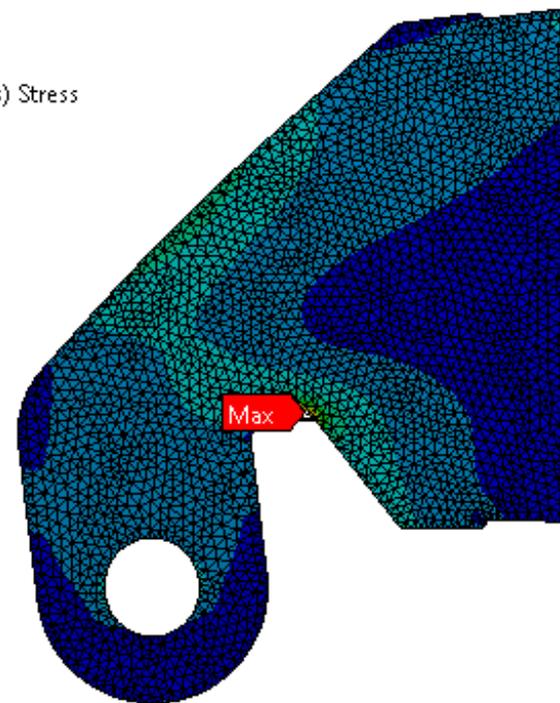
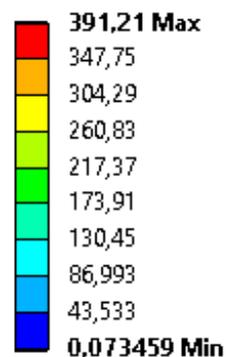


Рис.18. Напряженное состояние пластины

Слайд 17. Параметризация и оптимизация модели

	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	[-] Input Parameters			
3	[-] Static Structural (A1)			
4	P3	radius	15	mm ▾
5	P4	Extrude5.FD1	10	mm ▾
*	New input parameter	New name	New expression	
7	[-] Output Parameters			
8	[-] Static Structural (A1)			
9	P2	Equivalent Stress Maximum	391,21	MPa
*	New output parameter		New expression	
11	[-] Charts			
12	Parameter Parallel Chart 0			

Рис.19. Параметризация модели

[-] Candidate Points			
	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P3 - radius (mm)	15,5	11,5	13,1
P4 - Extrude5.FD1 (mm)	13,538	13,85	14,475
P2 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	273,5	271,97	265,14

Рис.20. Оптимизация модели

Слайд 18. НДС оптимизированной пластины

A: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

28.06.2021 11:13

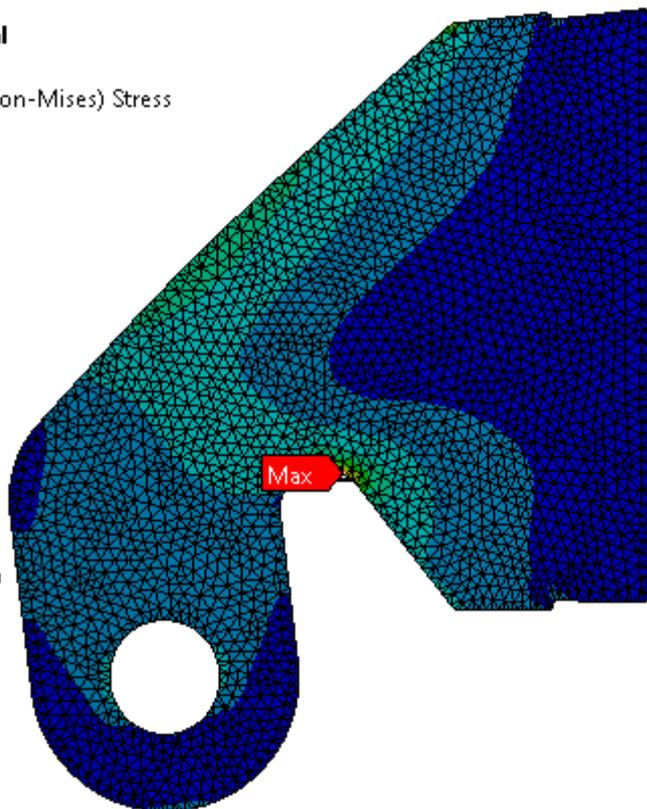
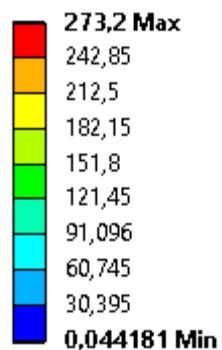


Рис.21. НДС кронштейна после ОПТИМИЗАЦИИ

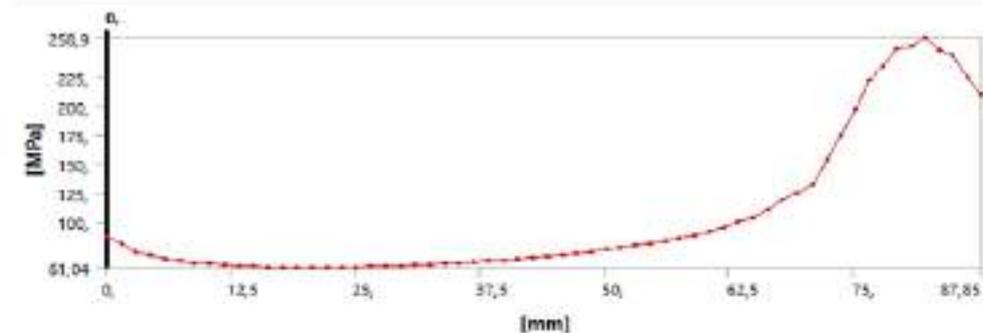
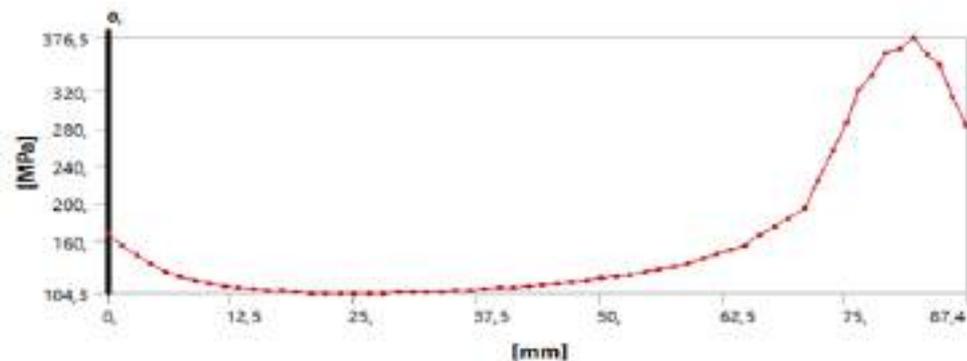


Рис.22. Распределение напряжений до и после оптимизации

Слайд 19. Вывод

В ходе данной выпускной квалификационной работы была поставлена цель и сформулированы задачи, а также смоделированы болтовые соединения, проведен прочностной расчет конструкции кронштейна, получено распределение напряжений в детали.

Сингулярность напряжений в болтовых соединениях искажает реальную картину напряженно-деформированного состояния исследуемой детали. Полученные значения позволяют сделать вывод, как при приложении критической силы распределяются напряжения в детали, и какие ее части больше всего подвержены разрушению.