МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ В.И. ЛЕНИНА»

КАФЕДРА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ И ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

Отчет по производственной практике

Выполнили:

студенты гр. 3-33

Хватов Александр
Ларионова Ульяна

Иваново 2021

СОДЕРЖАНИЕ

1. Постановка задачи
2. Исходные данные
3. Кинематическая схема
4. Статический расчет педали
5. Статический расчет проушин кронштейнов
6. Создание конечно-элементной модели валов и ее расчет

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В качестве индивидуального задания было предложено проведение поверочного расчета на статическую прочность элементов системы управления (далее - СУ) рулём направления (далее - РН) легкого самолета “Сигма-7”.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Общий вид СУ РН и его спецификация

Поз.	Кол.	Наименование
1	2	Педаль правая
	2	Педаль левая
2	2	Тяга 1
3	2	Тяга 2
4	1	Вал 1
5	1	Вал 2
6	1	Вал 3
7	1	Вал 4
8	1	Качалка
9	1	Тяга 3
10	1	Тяга 4
11	1	Кронштейн правый
12	1	Кронштейн левый
13	1	Кронштейн центральный
14	1	Опора педалей
15	1	Трос 3
16	1	Трос 4
17	1	Ролик
18	1	Кронштейн 1
19	1	Кронштейн 2
20	1	Блок ролика
21	1	Накладка 2
22	1	Накладка 3
23	1	Накладка 4

Табл. 1 Спецификация

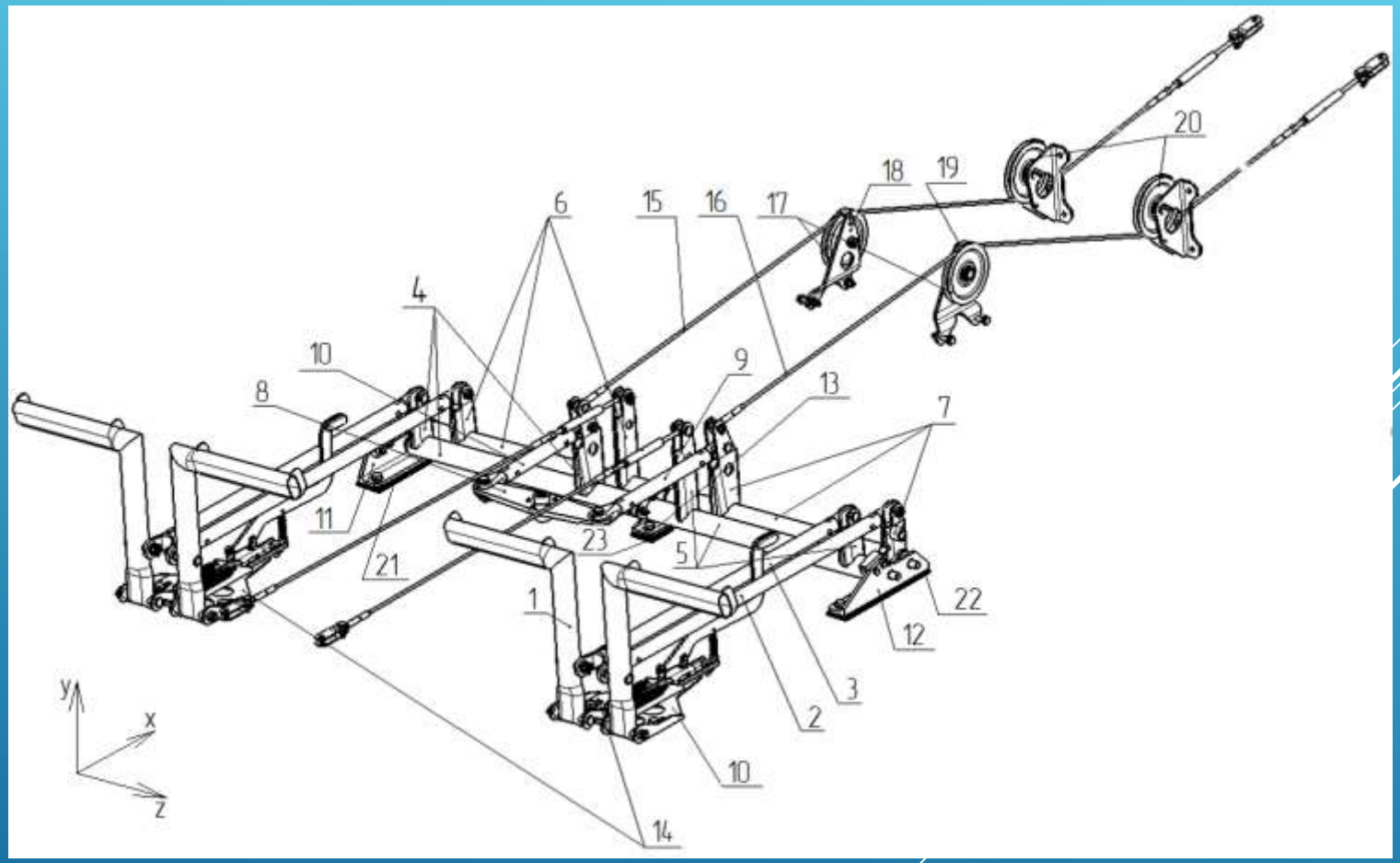

Рис. 1 Общий вид СУ РН

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Внешние нагрузки

СУ рассчитана на следующие нагрузки:

Нагрузки, вызванные воздействием пилотов на педали.

– при воздействии пилота на одну педаль с усилием $580\ \text{Н}$;

– при воздействии пилота одновременно на обе педали с усилием $580\ \text{Н}$ на каждую педаль;

- при воздействии пилотов одновременно на две педали в одном направлении (оба пилота выполняют поворот направо или налево) с усилиями $580 \cdot 0.75 = 435\ \text{Н}$ на каждую педаль;

- при воздействии пилотов одновременно на две педали в противоположных направлениях (один из пилотов выполняет поворот направо, другой налево) с усилиями $580 \cdot 0.75 = 435\ \text{Н}$ на каждую педаль;

- при воздействии на все педали обоими пилота с усилиями $580 \cdot 0.75 = 435\ \text{Н}$ на каждую педаль.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Конструкционные материалы.

Характеристики материалов, применяемых в элементах СУ РВ самолета “Сигма-7” приведены в Табл. 2.1.

В качестве соединительных элементов в конструкции применяются заклепки из В65 с допускаемым напряжением среза равным $\tau_{ср}$=*240 МПа*, болты М5 и М6 из стали 30ХГСА.

Материал	Полуфабрикат	Стандарт	E, МПа	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа
Д16Т	Лист	ГОСТ 216331 – 76	70000	412	275
	Пруток	ОСТ 1 90395 – 91		412	275
	Профиль	ОСТ 1 90113 – 86		390	275
	Труба	ОСТ 1 90038 – 88		410	265
Д16чАТ	Лист	ОСТ 1 90246 – 77	70000	427	275
	Плита	ТУ 1 – 92 – 161 – 90		430	295

Табл. 2 Механические характеристики материалов

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Также в качестве исходных данных, была предложена 3-D модель системы управления самолета “Сигма-7”, построенная в программном комплексе CATIA V5.

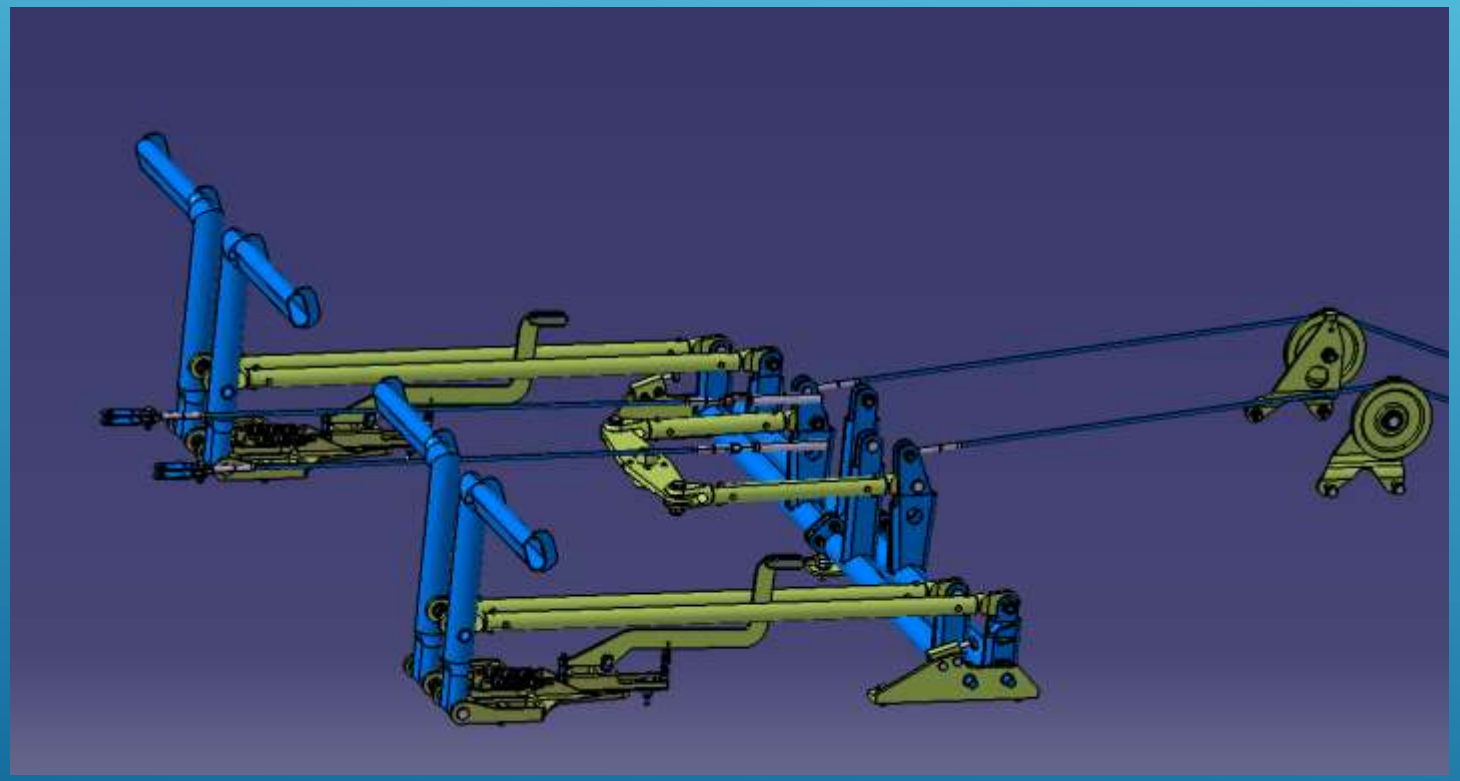

Рис. 2 3-D модель системы управления самолета “Сигма-7”

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА

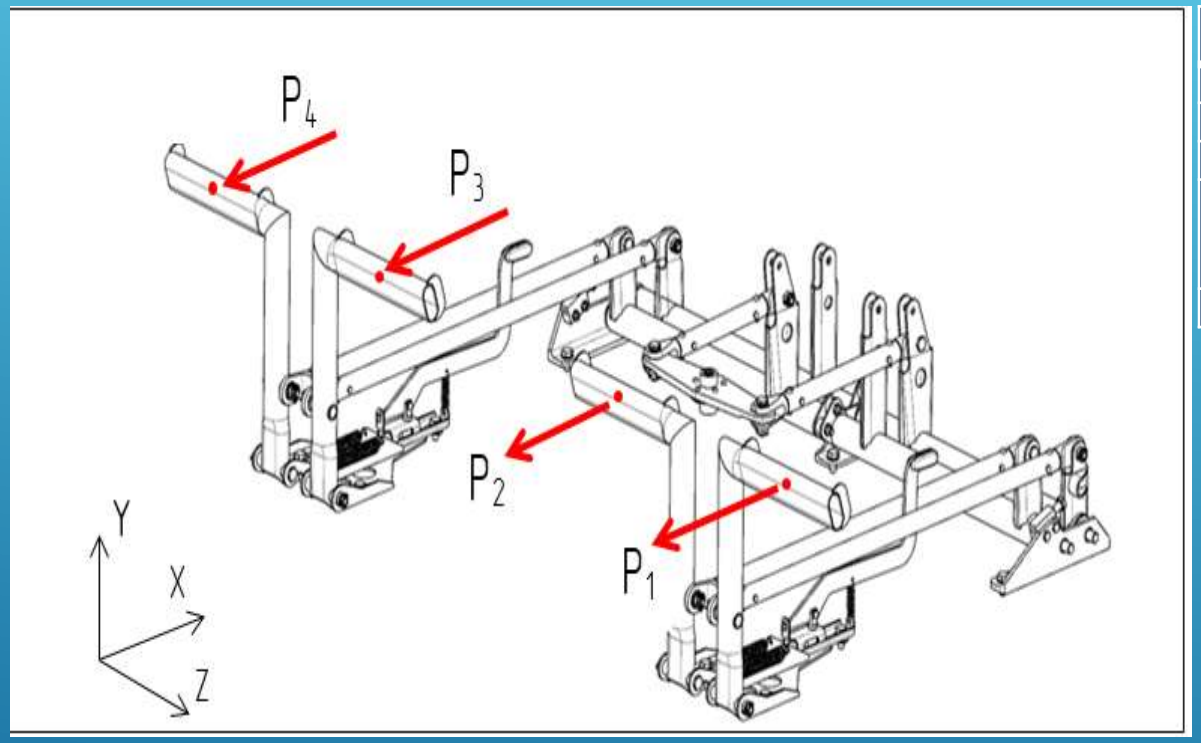

Рис. 3 Схема приложения нагрузок со стороны пилотов

№	Расчетный случай	Обозначение	$P_i^э$, Н	P_i, Н
1	Воздействие пилота на одну педаль	P_1; P_2; P_3; P_4	580	870
2	Воздействие пилота на обе педали	$P_1 = P_2; P_3 = P_4$	580	870
3	Воздействие пилотов в одном направлении	$P_1 = P_3$; $P_2 = P_4$	435	653
4	Воздействие пилотов в противоположных направлениях	$P_1 = P_4$; $P_2 = P_4$	435	653
5	Воздействие пилотов на все педали	$P_1 = P_2 = P_3 = P_4$	435	653

Табл. 3 Нагрузки на СУ РН со стороны пилотов

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА

РС	P_1	P_2	P_3	P_4	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6	$F_7{}^1$	$F_8{}^1$	$F_9{}^2$	$F_{10}{}^2$
1	870	_	_	_	2543	_	_	_	_	_	1387	_	_	1387
	_	870	_	_	_	2543	_	_	_	_	_	1387	1387	_
	_	_	870	_	_	_	2543	_	_	_	1387	_	_	1387
	_	_	_	870	_	_	_	2543	_	_	_	1387	1387	_
2	870	870	_	_	2543	2543	_	_	1861	1861	_	_	_	_
	_	_	870	870	_	_	2543	2543	1861	1861	_	_	_	_
3	653	_	653	_	1907	_	1907	_	_	_	2081	_	_	2081
	_	653	_	653	_	1907	_	1907	_	_	_	2081	2081	_
4	653	_	_	653	1907	_	_	1907	1396	1396	_	_	_	_
	_	653	653	_	_	1907	1907	_	1396	1396	_	_	_	_
5	653	653	653	653	1907	1907	1907	1907	2791	2791	_	_	_	_

Табл. 4 Усилия в звеньях системы управления

Примечание – значения нагрузок в Н.
1- В случае заклинения РН
2- В случае заклинения переднего колеса

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА

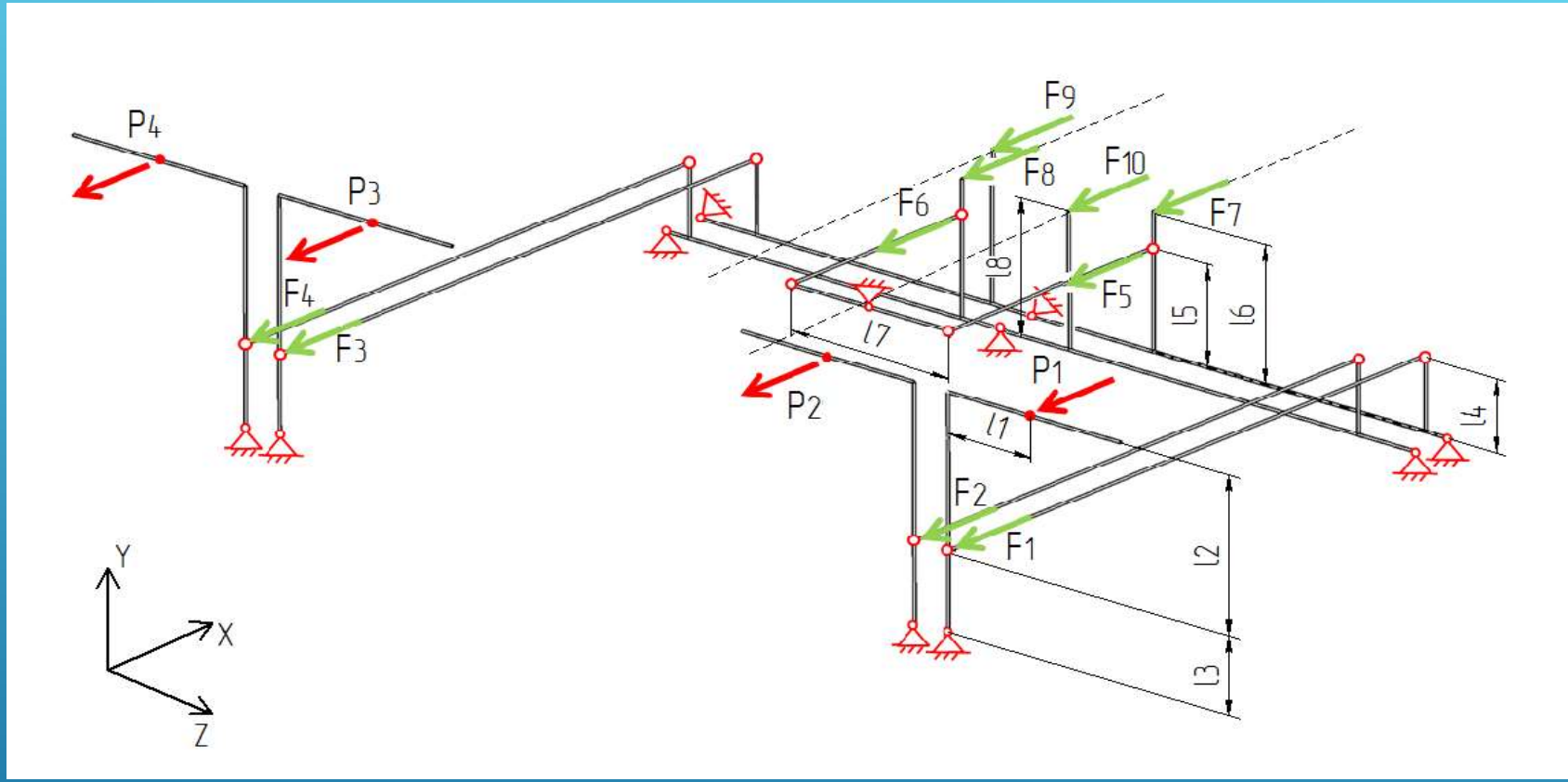

Рис. 4 Расчетная схема СУ РН

l_1, мм	l_2, мм	l_3, мм	l_4, мм	l_5, мм	l_6, мм	l_7, мм	l_8, мм
87	114	54	60	82	110	156	110

Табл. 5 Размеры плеч сил

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Расчет выполнен для 1 расчетного случая.

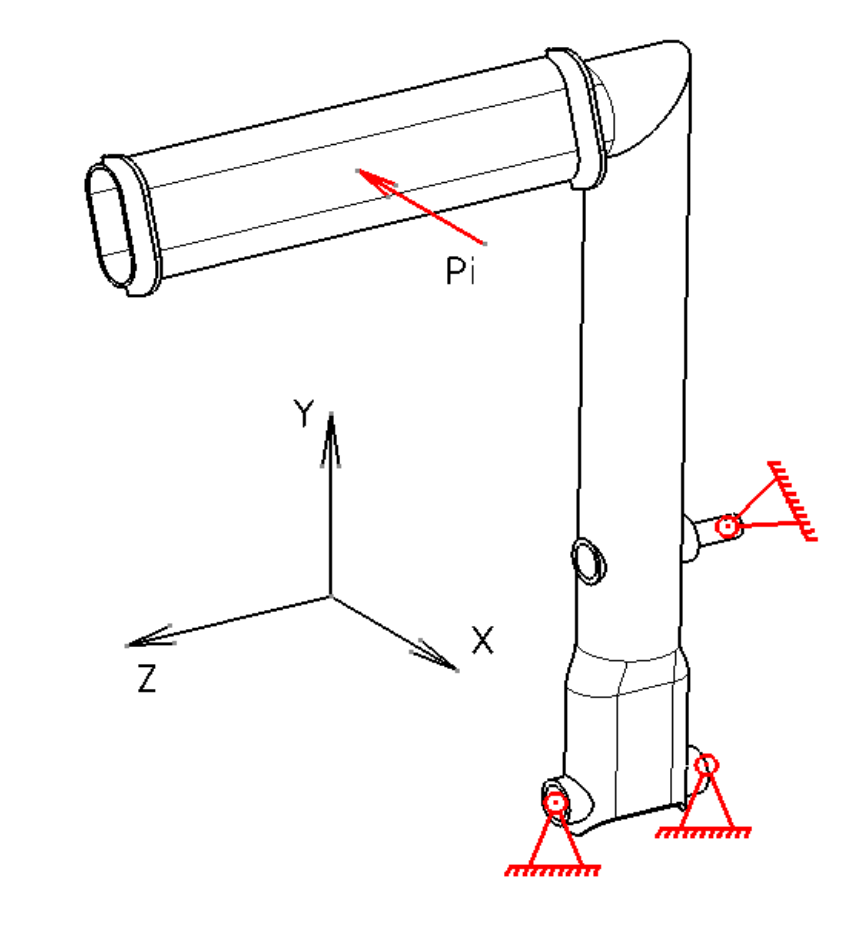

Рис. 5 Общий вид педали

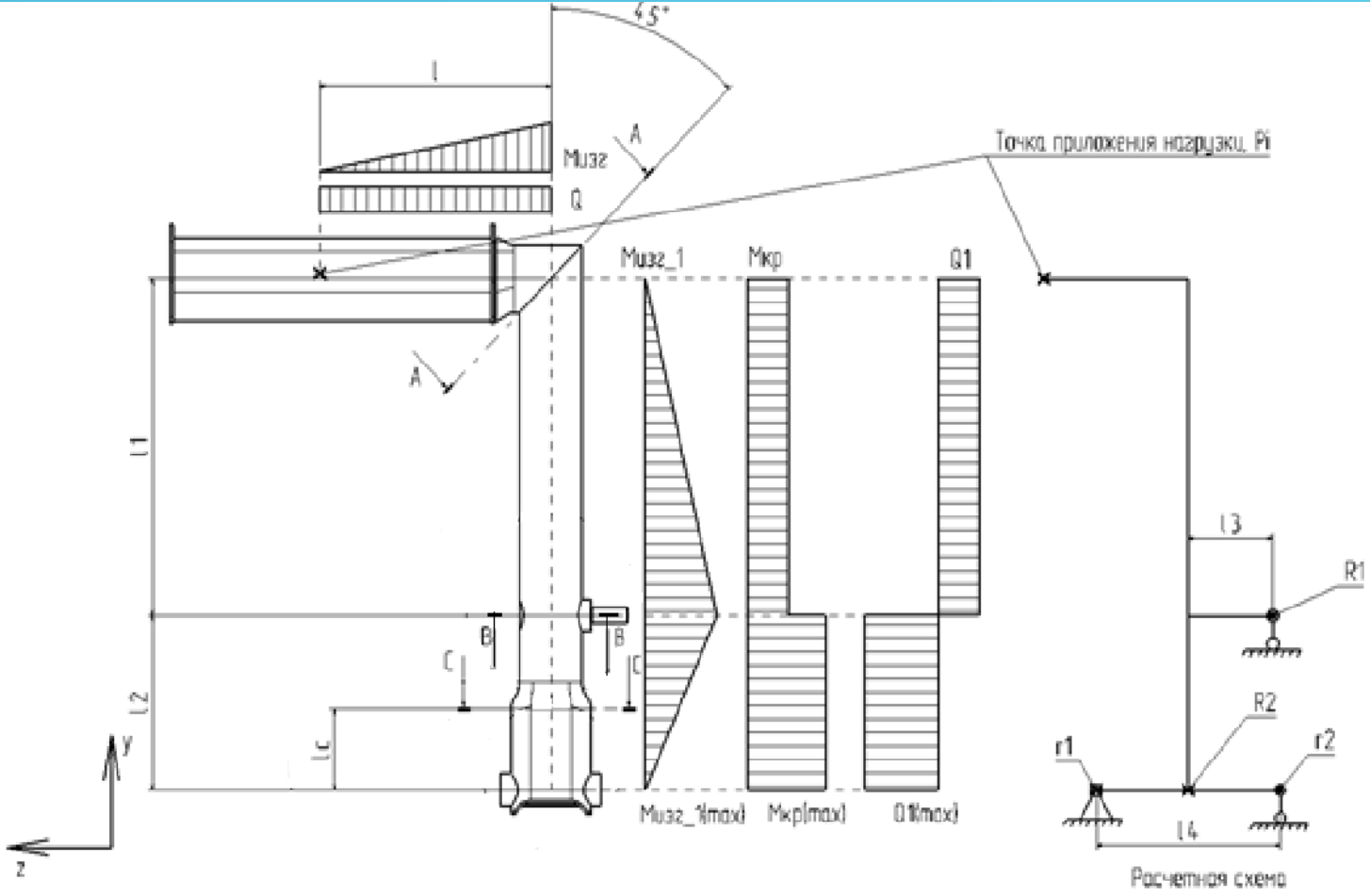

Рис. 6 Расчетная схема педали

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Внутренние силовые факторы и геометрические размеры

l, мм	l_1, мм	l_2, мм	l_3, мм	l_4, мм	l_b, мм	l_c, мм
87	116	54	19	44	40	30

Табл. 5 Геометрические размеры педали

Внутренние силовые факторы:

R2=P·l1l2=870·11654=1870 Н- реакция (Рис.6);
R1=P·(l1+l2)l2=870·(116+54)54=2740 Н- реакция (Рис.6);
Pi=Q= Q1=870 Н – приложенная нагрузка (Рис.6);
Мизг=Pi·l=870·87=75690 Нмм- изгибающий момент (Рис.6);
Мкр=Мизг=75690 Нмм- крутящий момент (Рис.6);
Мизгmax=R2·l2=1870 ·54=100980 Нмм- максимальный изгибающий момент (Рис.6);
Мкрmax=Мкр+ R1·l3=75690+2740·19=127750 Нмм- максимальный крутящий момент (Рис.6);
Q1max=R2=1870 Н-поперечная сила (Рис.6);

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Расчет сечения А-А

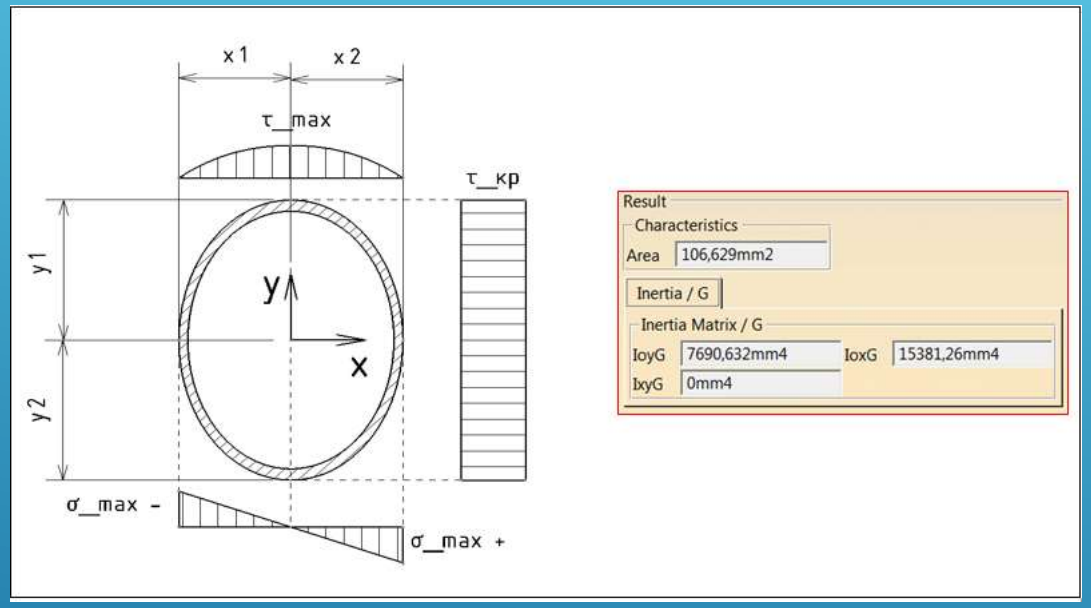

Рис. 7 Сечение А-А

где

x1=x2=12.5 мм- расстояние от центра тяжести до максимальных действующих нормальных напряжений.

y1=y2=17.678 мм-

Iy=7690.632 мм4- момент инерции сечения относительно оси Y .

Ix=Ioy=15381.26 мм4- момент инерции сечения относительно оси X .

Area=106.629 мм2- площадь сечения.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

Суммарные касательные напряжения от крутящего момента $M_{кр}$ и силы Q:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_{кр} + \tau_{max} = 39 + 23 = 62 \text{ МПа},$$

где $\tau_{кр} = 39$ МПа – (см. (10));
$\tau_{max} = 23$ МПа – (см. (11)).

Запас прочности:

$$n = \frac{[\tau_{св.ш.}]}{\tau_{\Sigma}} = \frac{240}{62} = 3.8$$

где $[\tau_{св.ш.}] = 0.6[\sigma_{в.св.}] = 0.6 \cdot 400 = 240$ МПа– условный предел прочности сварного соединения на срез;
$\tau_{\Sigma} = 62$ МПа .

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

В случае сложно-напряженного состояния детали (наличие нормальных и касательных напряжений) находим суммарное приведенное напряжение по теории наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad \text{если } \sigma > \tau,$$

или по теории потенциальной энергии:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \qquad \text{если } \tau > \sigma.$$

Согласно (14):

$$\sigma_{экв} = \sqrt{{\sigma_{max}}^2 + 4{\tau_{кр}}^2} = \sqrt{87^2 + 4 \cdot 39^2} = 117 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{max} = 87$ МПа;
$\tau_{кр} = 39$ МПа.

Запас прочности:

$$\eta = \frac{[\sigma_{св.ш.}]}{\sigma_{экв}} = \frac{400}{117} = 3.41$$

где $[\sigma_{св.ш.}] = 400$ МПа – предел прочности сварного соединения;
$\sigma_{экв} = 117$ МПа .

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Расчет сечения В-В

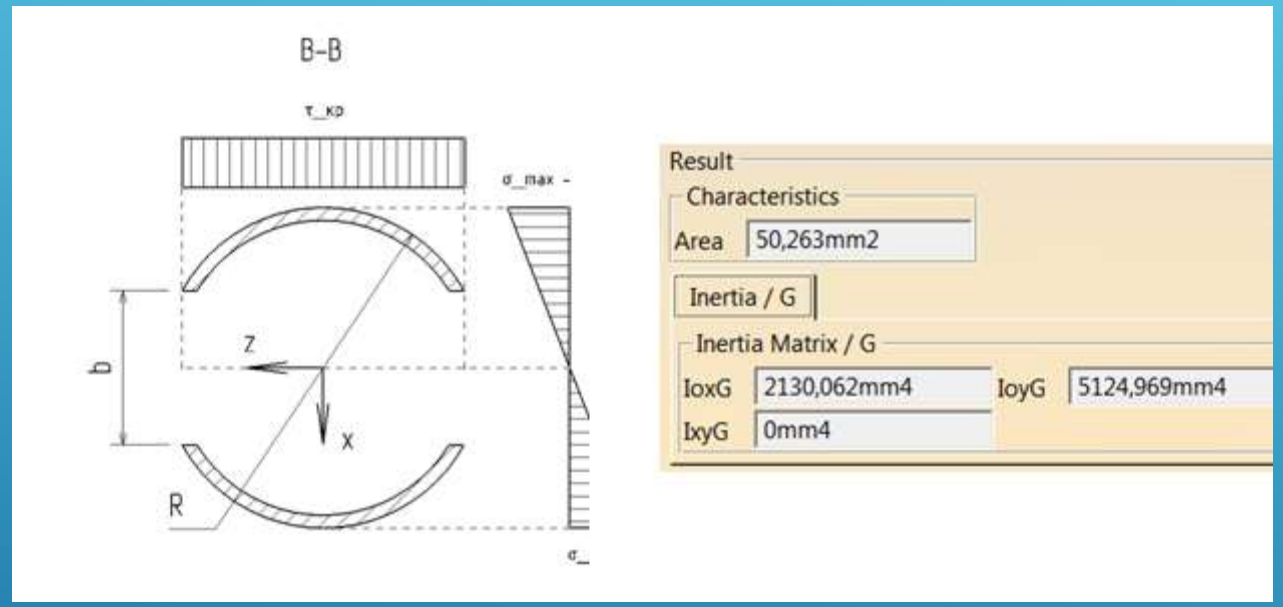

Рис. 8 Сечение В-В

где $R = 12.5$ мм – внешний радиус сечения;

$I_z = I_{oy} = 5124.969$ мм^4 – момент инерции сечения;

$Area = 50.263$ мм^2 – площадь сечения.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

Суммарные касательные напряжения от крутящего момента $M_{кр}$ и силы Q:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_{кр} + \tau_{max} = 243 + 124 = 367 \text{ МПа},$$

где $\tau_{кр} = 234$ МПа;
$\tau_{max} = 124$ МПа

Запас прочности:

$$n = \frac{[\tau]}{\tau_{\Sigma}} = \frac{240}{367} = 0.65$$

Где
$[\tau] = 0.6[\sigma_{в.св.}] = 0.6 \cdot 400 = 240$ МПа– условный предел прочности на срез;
$\tau_{\Sigma} = 367$ МПа .

Данный запас не удовлетворяет условию $n \geq 1$.
В данном сечении при расчете не учитывался материал втулки, вследствие чего были получены большие касательные напряжения при кручении.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

В случае сложно-напряженного состояния детали (наличие нормальных и касательных напряжений) находим суммарное приведенное напряжение по теории наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad \text{если } \sigma > \tau,$$

или по теории потенциальной энергии:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \qquad \text{если } \tau > \sigma.$$

Согласно (14):

$$\sigma_{экв} = \sqrt{{\sigma_{max}}^2 + 3{\tau_\Sigma}^2} = \sqrt{265^2 + 3 \cdot 367^2} = 688 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{max} = 265$ МПа;
$\tau_\Sigma = 367$ МПа.

Запас прочности:

$$\eta = \frac{[\sigma_в]}{\sigma_{экв}} = \frac{400}{688} = 0.58$$

где $[\sigma_в] = 400$ МПа – предел прочности;
$\sigma_{экв} = 688$ МПа .

Данный запас не удовлетворяет условию $\eta \geq 1$.
В данном сечении при расчете не учитывался материал втулки, вследствие чего были получены большие касательные напряжения при кручении.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Расчет сечения С-С

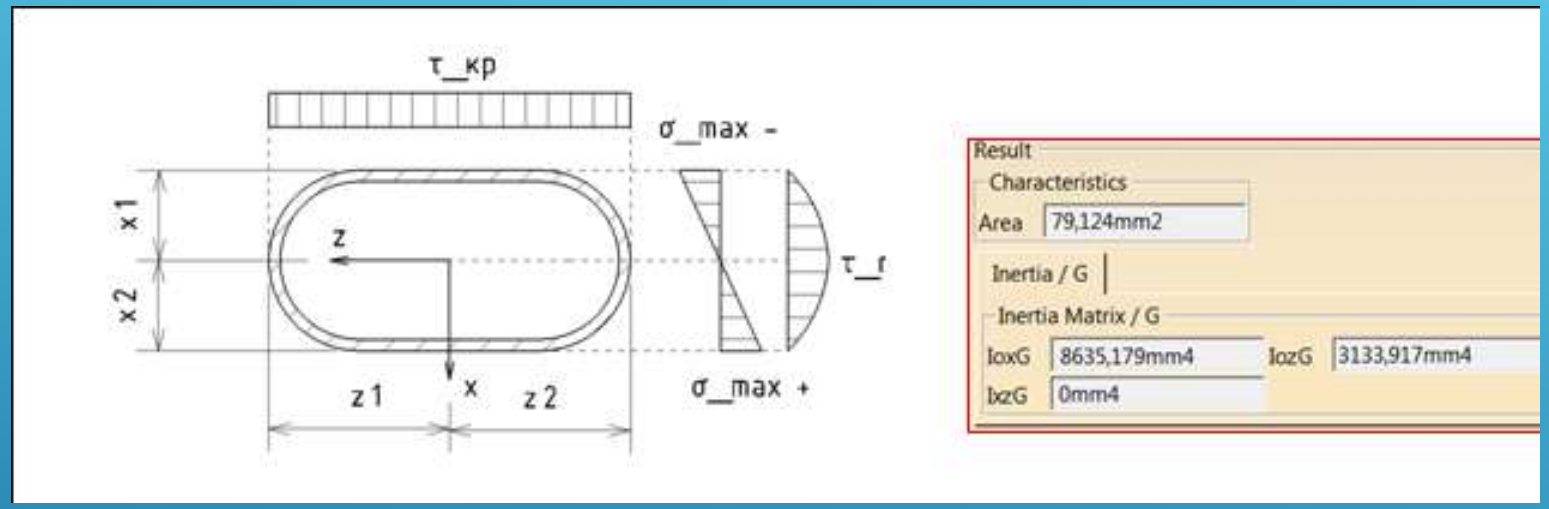

Рис. 9 Сечение С-С

где $x1 = x2 = 8$ мм – (см. Рис. 3.7);
$z1 = z2 = 16$ мм –(см. Рис. 3.7);
$I_z = I_{ox} = 3133.917$ мм^4 – момент инерции сечения относительно оси Z (см. Рис. 3.7);
$I_x = I_{oy} = 8635.179$ мм^4 – момент инерции сечения относительно оси X (см. Рис. 3.7);
$Area = 79.124$ мм^2 – площадь сечения (см. Рис. 3.7).

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

Суммарные касательные напряжения от крутящего момента $M_{кр}$ и силы Q:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_{кр} + \tau_{max} = 149 + 45 = 194 \text{ МПа},$$

где $\tau_{кр} = 149$ МПа – (см. (10));
$\tau_{max} = 45$ МПа – (см. (11)).

Запас прочности:

$$n = \frac{[\tau]}{\tau_{\Sigma}} = \frac{240}{194} = 1.23$$

где $[\tau] = 0.6[\sigma_{в.}] = 0.6 \cdot 400 = 240$ МПа– условный предел прочности на срез;
τ_{Σ} 194 МПа (см. (12)).

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕДАЛИ

Запас прочности суммарные касательным напряжения от крутящего момента и силы :

В случае сложно-напряженного состояния детали (наличие нормальных и касательных напряжений) находим суммарное приведенное напряжение по теории наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad \text{если } \sigma > \tau, \tag{14}$$

или по теории потенциальной энергии:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \qquad \text{если } \tau > \sigma. \tag{15}$$

Согласно (14):

$$\sigma_{экв} = \sqrt{{\sigma_{max}}^2 + 3{\tau_\Sigma}^2} = \sqrt{93^2 + 3 \cdot 194^2} = 348 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{max} = 93$ МПа – (см. (9));
$\tau_\Sigma = 194$ МПа – (см. (10)).

Запас прочности:

$$\eta = \frac{[\sigma_{в.}]}{\sigma_{экв}} = \frac{400}{348} = 1.15$$

где $[\sigma_{в.}] = 400$ МПа – предел прочности;
$\sigma_{экв} = 348$ МПа (см. (16)).

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Расчет проушины кронштейна 1

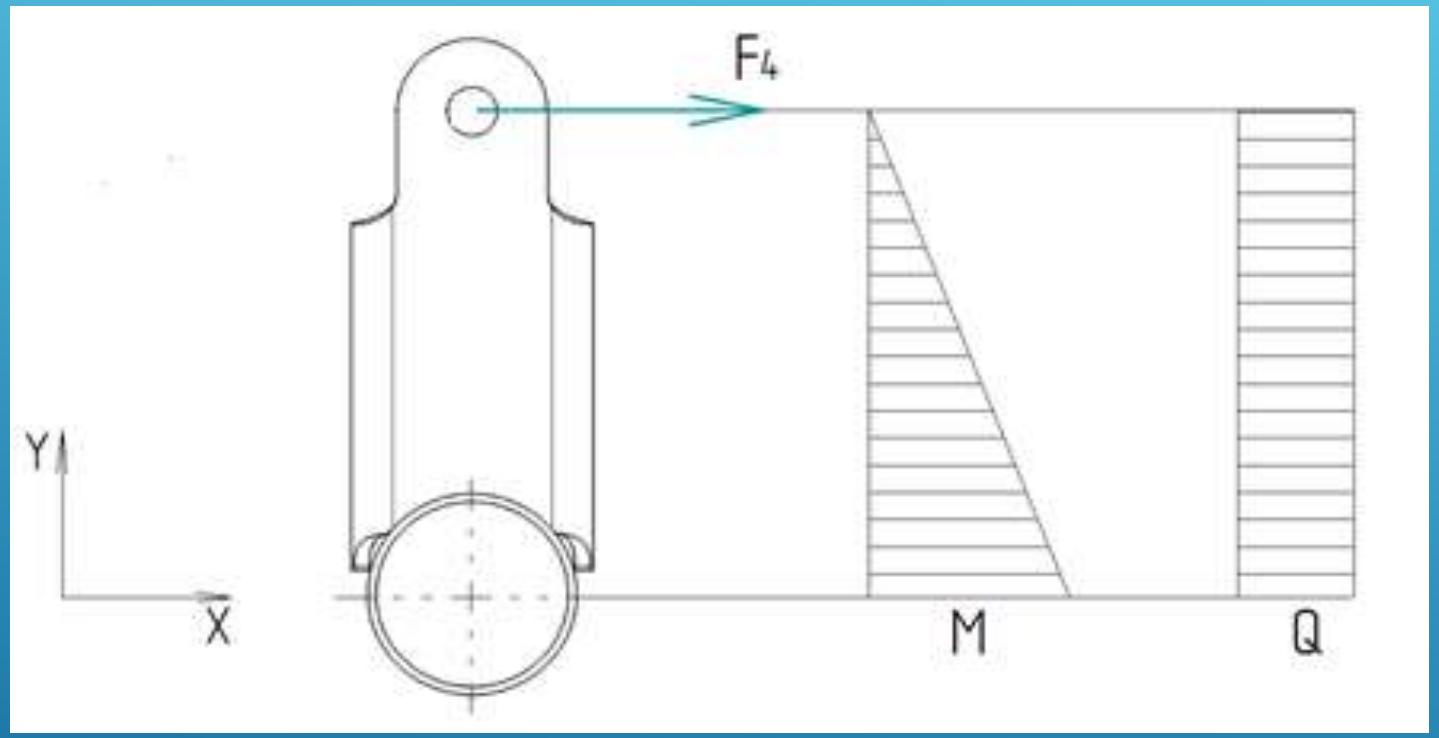

Рис . 10 Общий вид кронштейна 1

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Результаты

Разрушающая нагрузка для проушин

$$P_{разр} = \min\{P_{раст}, P_{ср}, P_{см}\}$$

Таким образом, разрушающей нагрузкой для проушин будет наименьшая из сил:

Рпр= 10046,4 Н

Вычислим запас прочности для данной проушины по формуле:

$$\eta = \frac{P_{разр}}{P} = \frac{10046{,}4}{2543} = 3{,}95$$

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Расчет проушины кронштейна 2

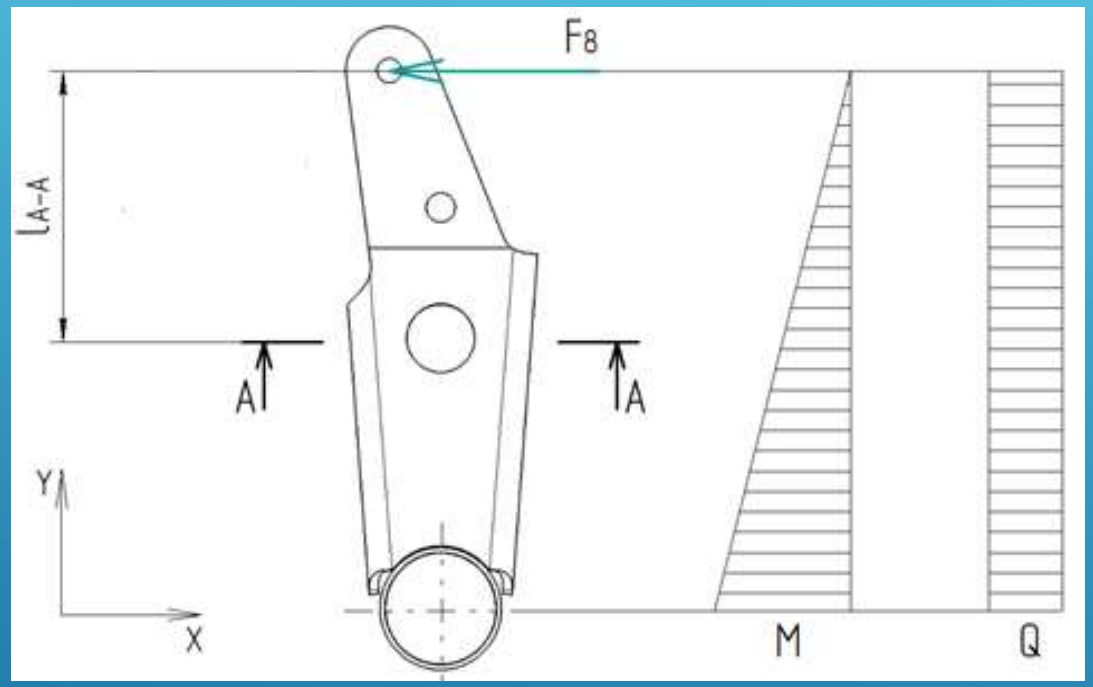

Рис . 11 Общий вид кронштейна 2

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Результаты

Разрушающая нагрузка для проушин

$$P_{разр} = \min\{P_{раст}, P_{ср}, P_{см}\}$$

Таким образом, разрушающей нагрузкой для проушин будет наименьшая из сил:

Рпр= 9464 Н

Вычислим запас прочности для данной проушины по формуле:

$$\eta = \frac{P_{разр}}{P} = \frac{9464}{2081} = 4{,}54$$

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Расчет проушины кронштейна 3

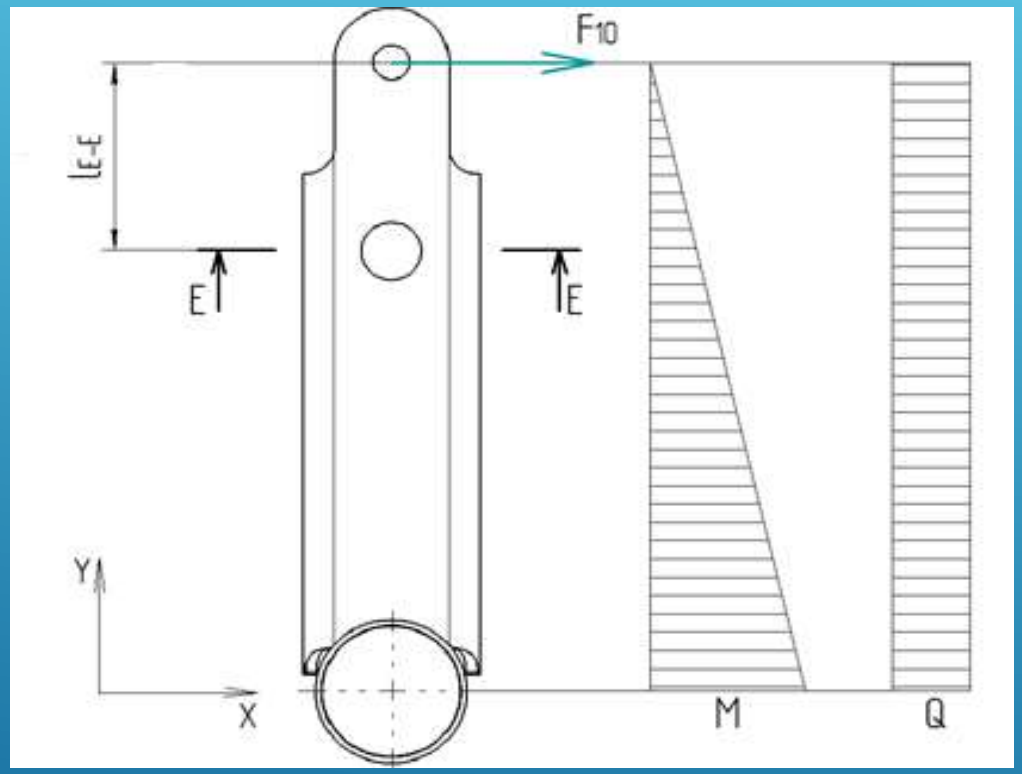

Рис . 12 Общий вид кронштейна 3

СТАТИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОУШИН КРОНШТЕЙНОВ

Результаты

Разрушающая нагрузка для проушин

$$P_{разр} = \min\{P_{раст}, P_{ср}, P_{см}\}$$

Таким образом, разрушающей нагрузкой для проушин будет наименьшая из сил:

Рпр= 9609,6 Н

Вычислим запас прочности для данной проушины по формуле:

$$\eta = \frac{P_{разр}}{P} = \frac{9609{,}6}{2081} = 4{,}6$$

Создание конечно-элементной модели валов и ее расчет

Общий вид и 3D модель

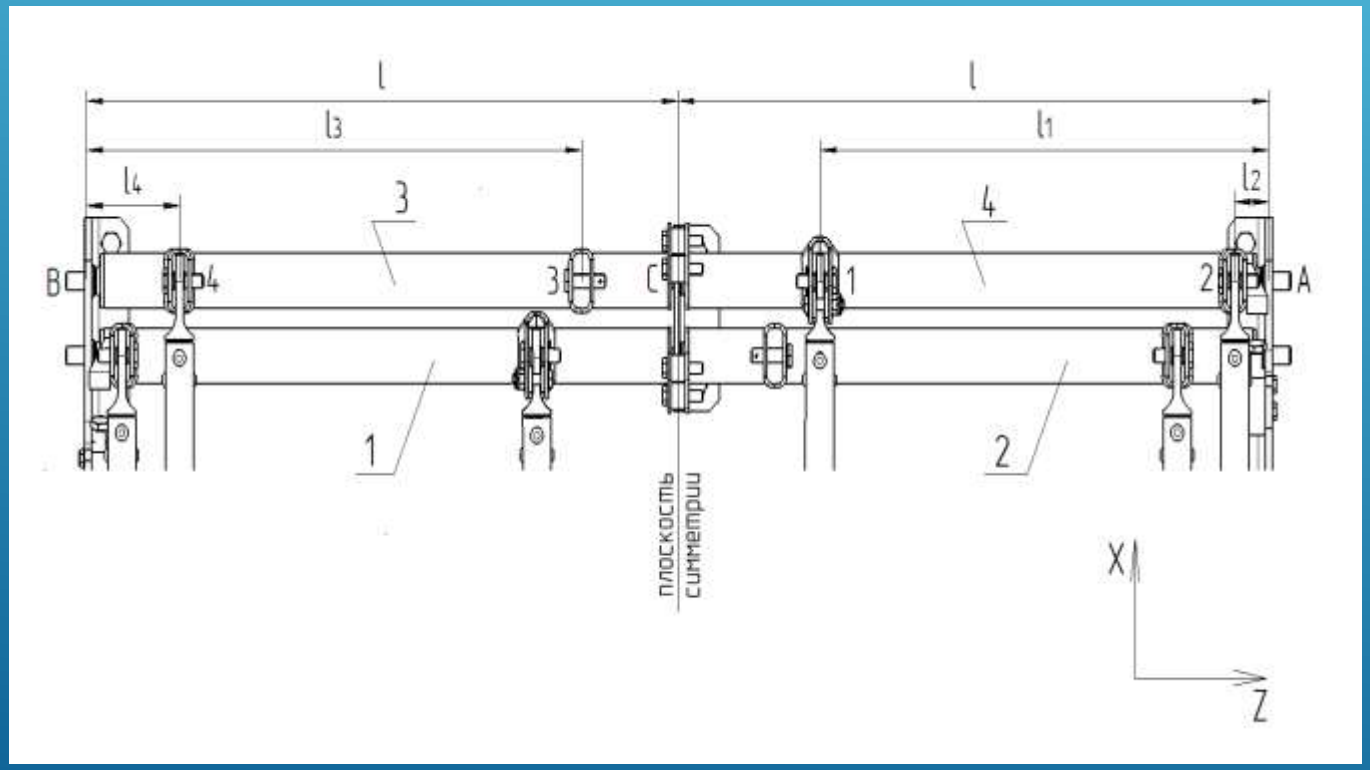

Рис. 13 Общий вид валов СУ РН

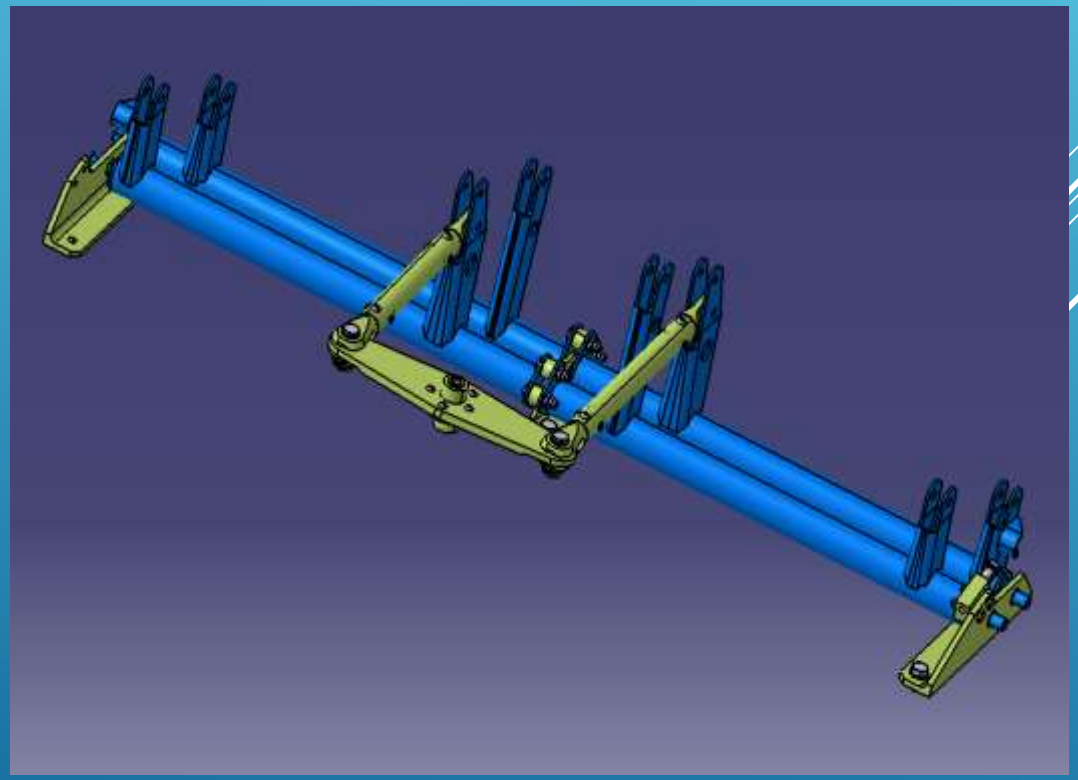

Рис. 14 3D модель валов

Создание конечно-элементной модели валов и ее расчет

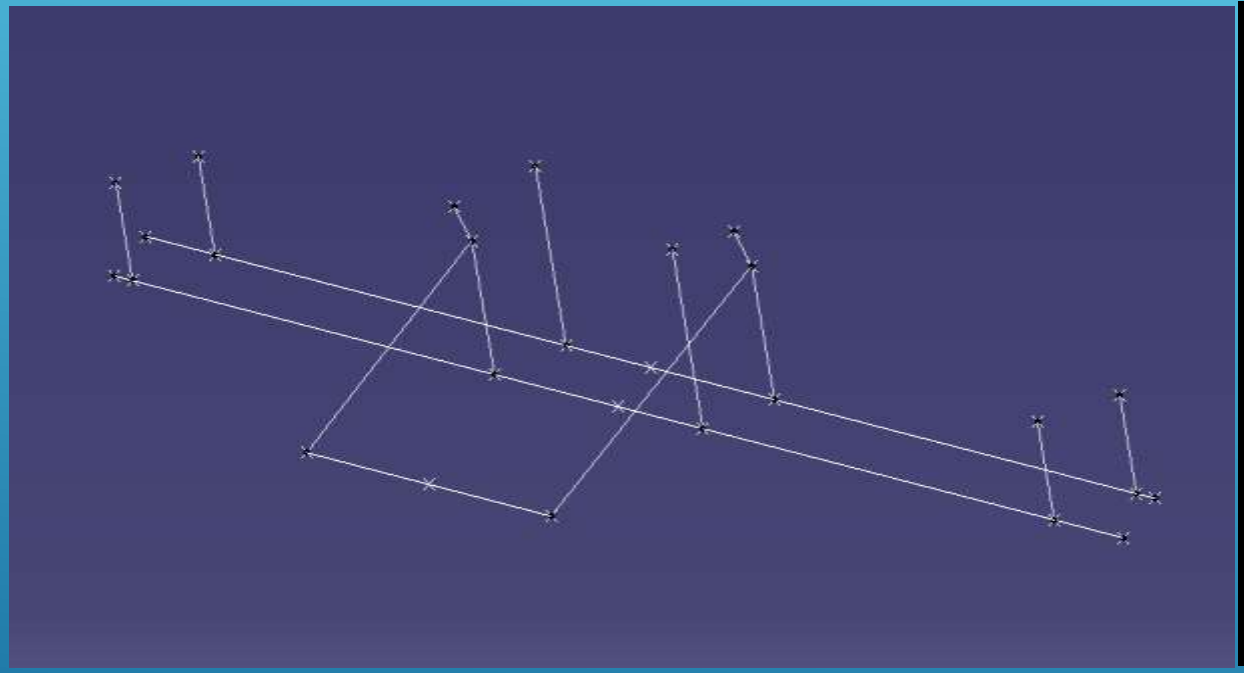

Рис. 15 1D модель валов

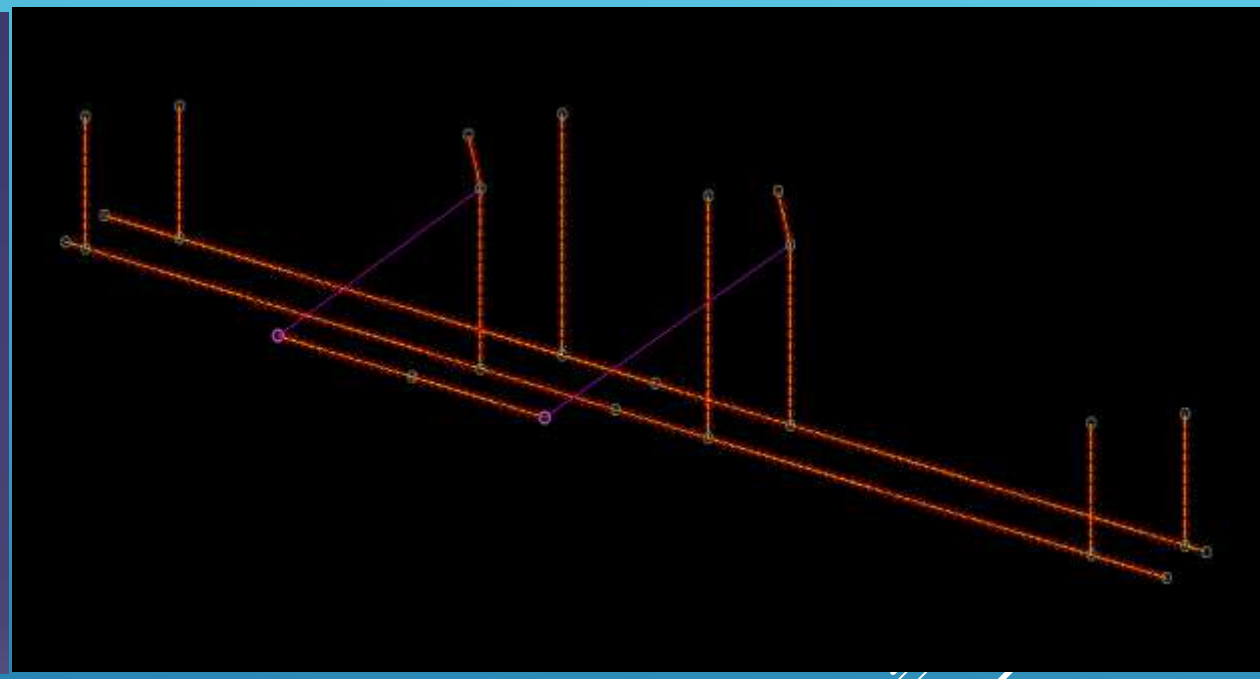

Рис. 16 конечно-элементная сетка

Создание конечно-элементной модели валов и ее расчет

Эпюры внутренних усилий первого вала

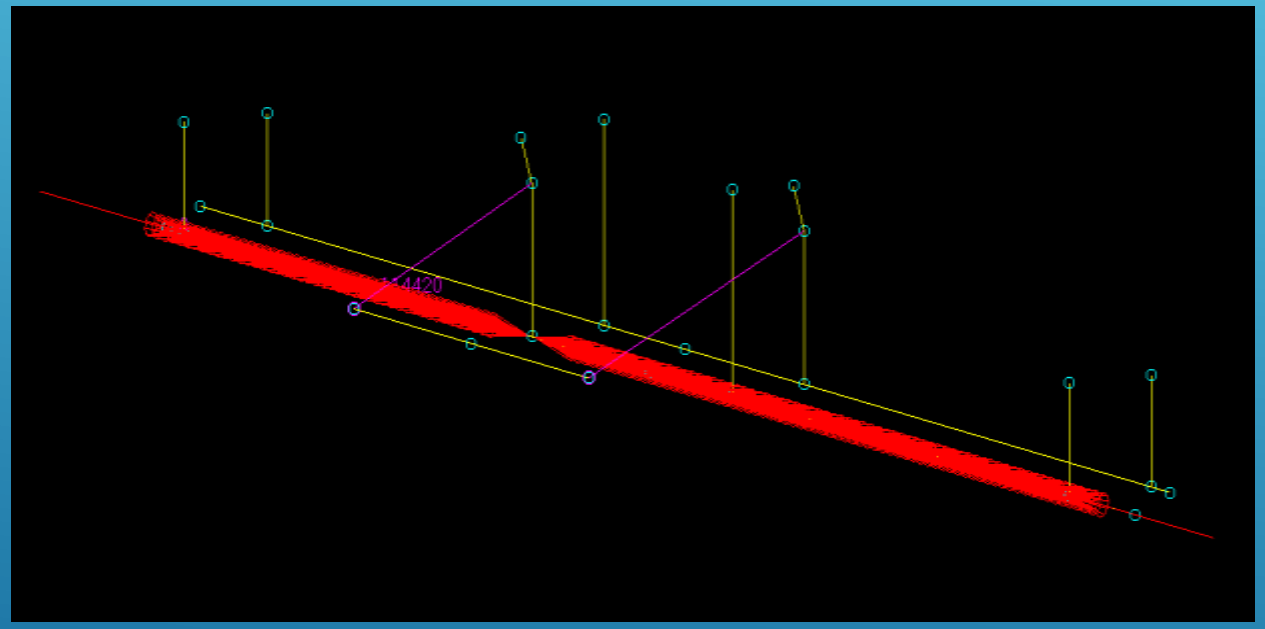

Рис. 17 Эпюра крутящих моментов относительно оси X

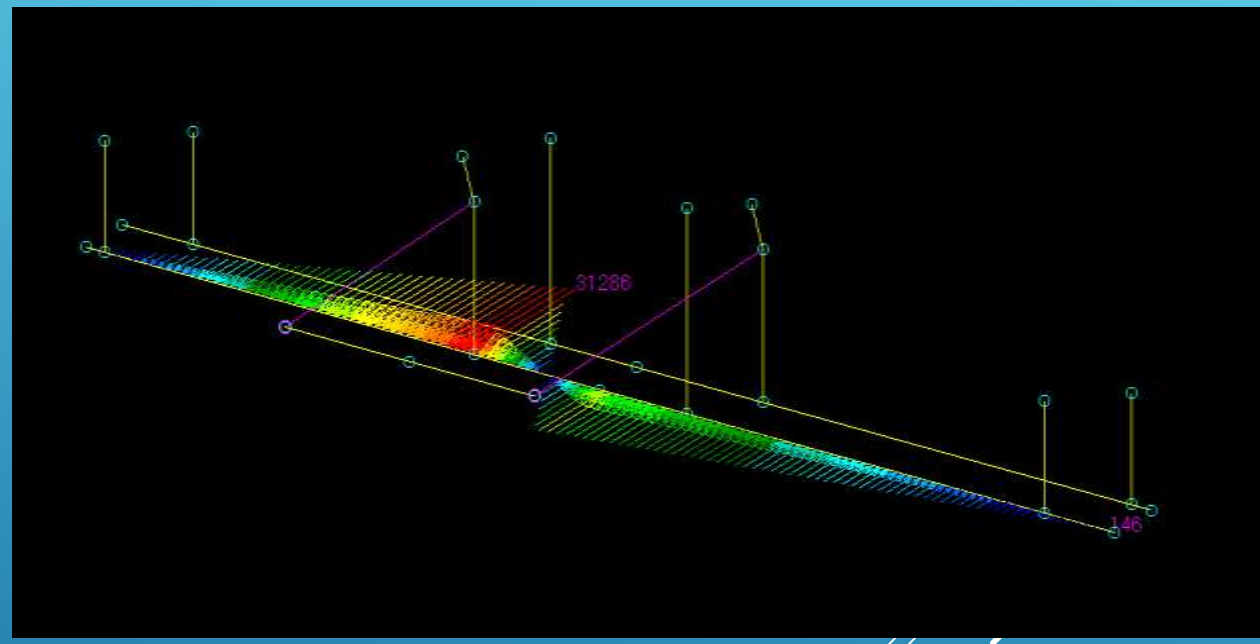

Рис. 18 Эпюра изгибающих моментов относительно оси У

Создание конечно-элементной модели валов и ее расчет

Эпюры внутренних усилий первого вала

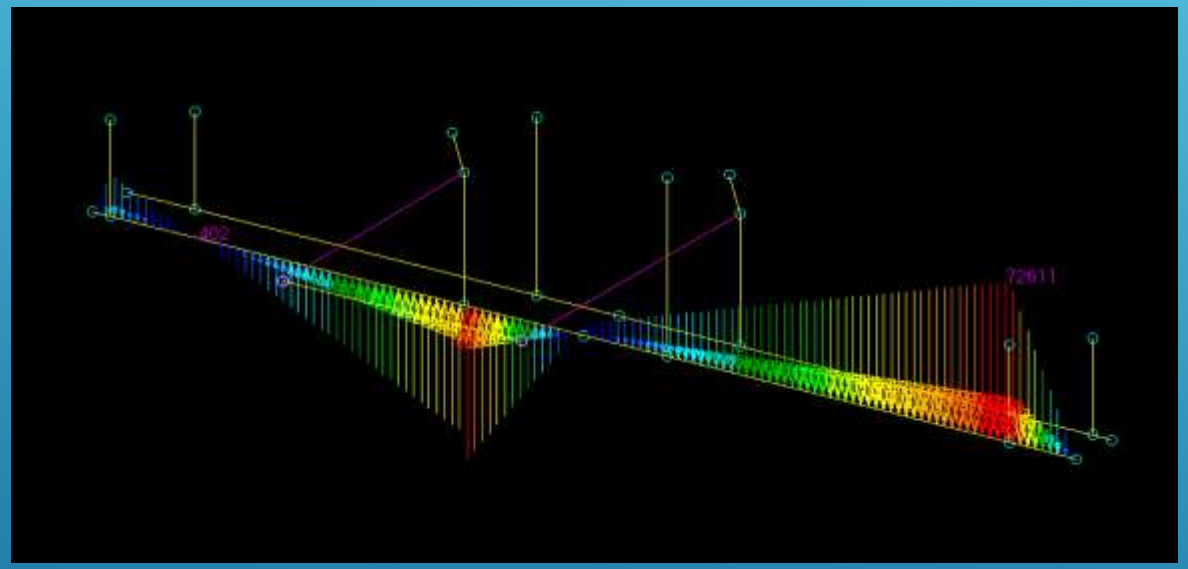

Рис. 18 Эпюра изгибающих моментов относительно оси Z

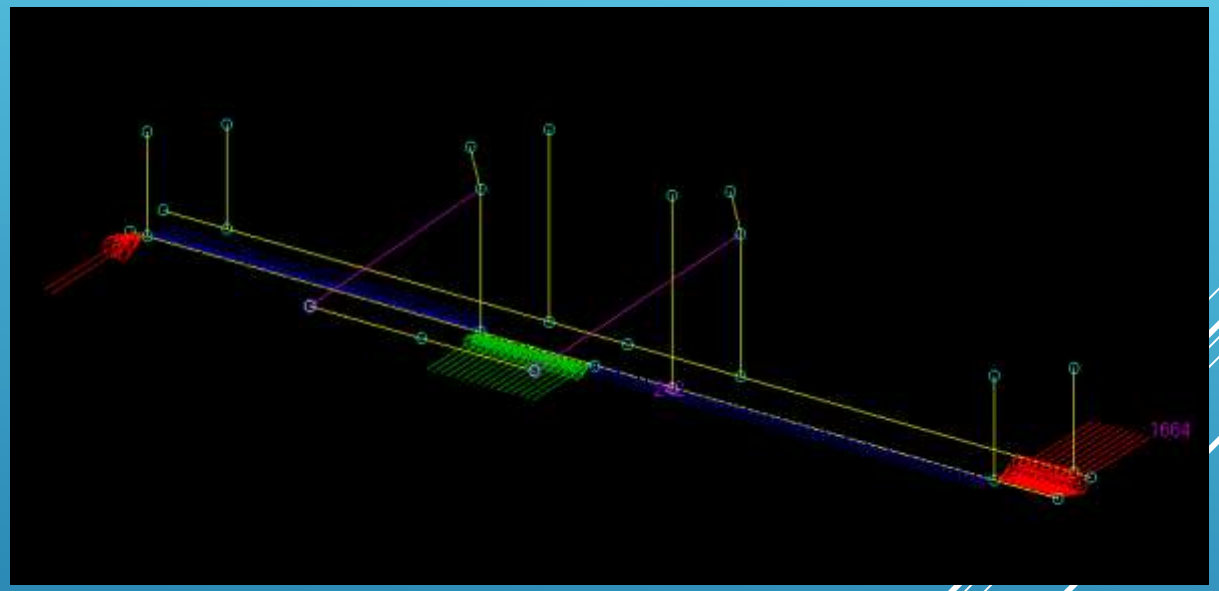

Рис. 18 Эпюра продольных сил относительно оси Y

Создание конечно-элементной модели качалки и ее расчет

Общий вид и 2D модель

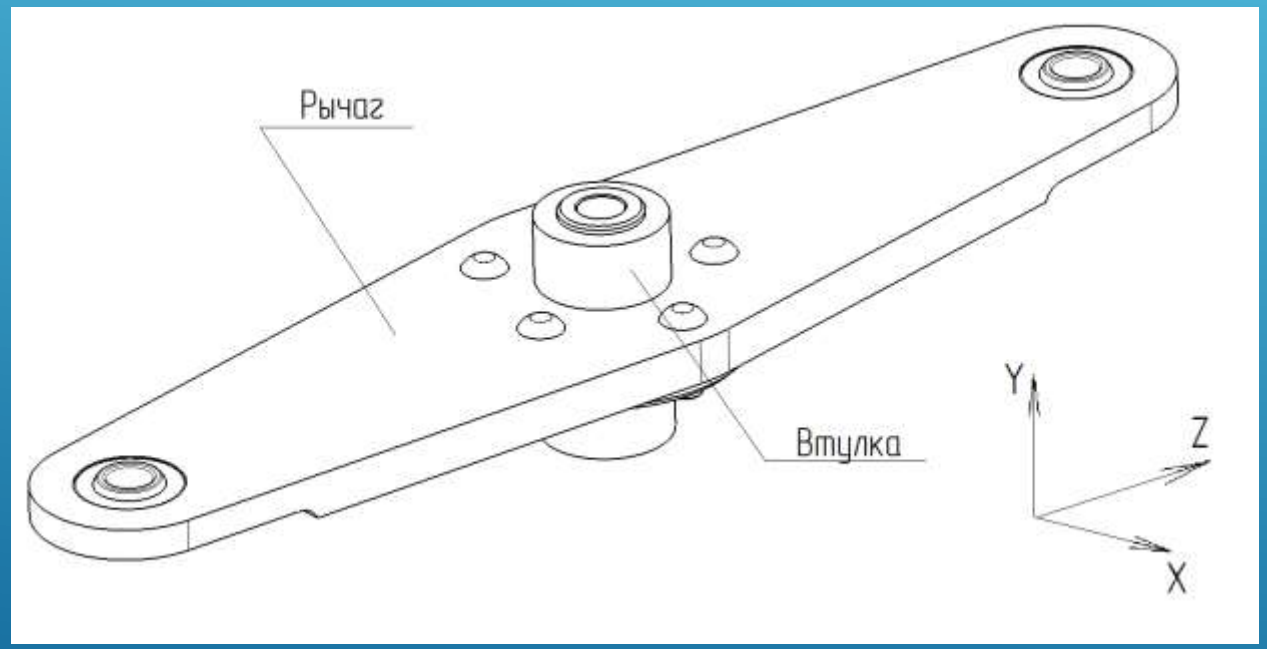

Рис. 19 Общий вид валов СУ РН

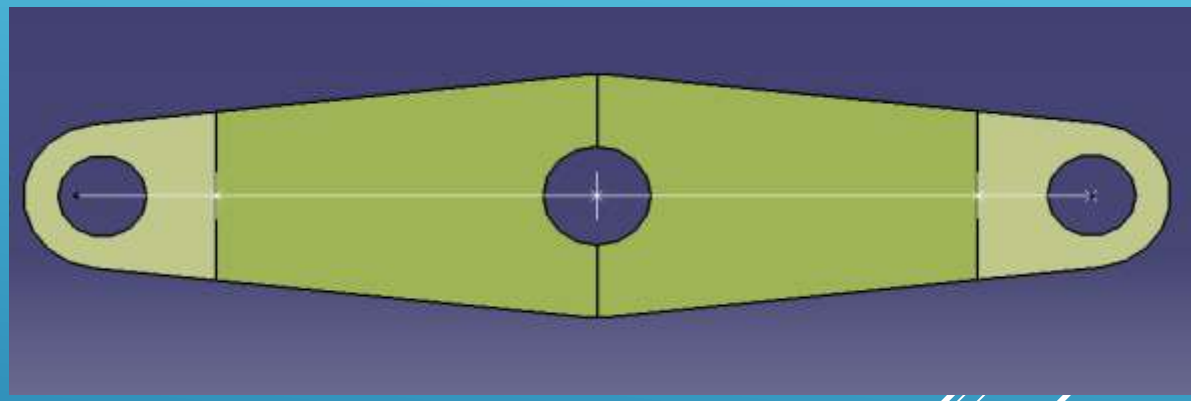

Рис. 20 2D модель валов

Создание конечно-элементной модели качалки и ее расчет

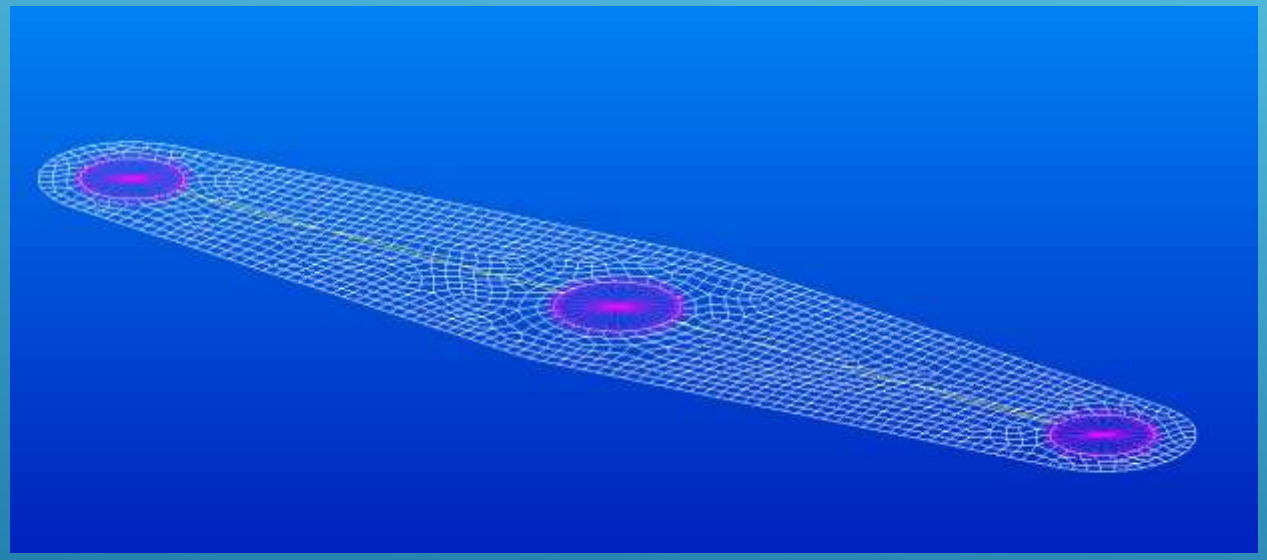

Рис. 21 конечно-элементная сетка

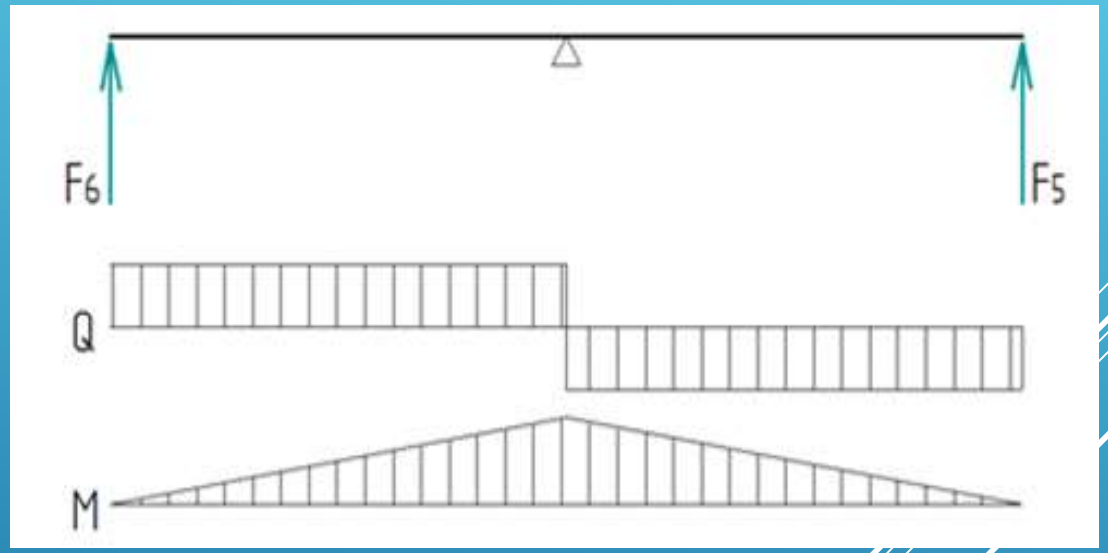

Рис. 22 Кинематическая схема

Создание конечно-элементной модели качалки и ее расчет

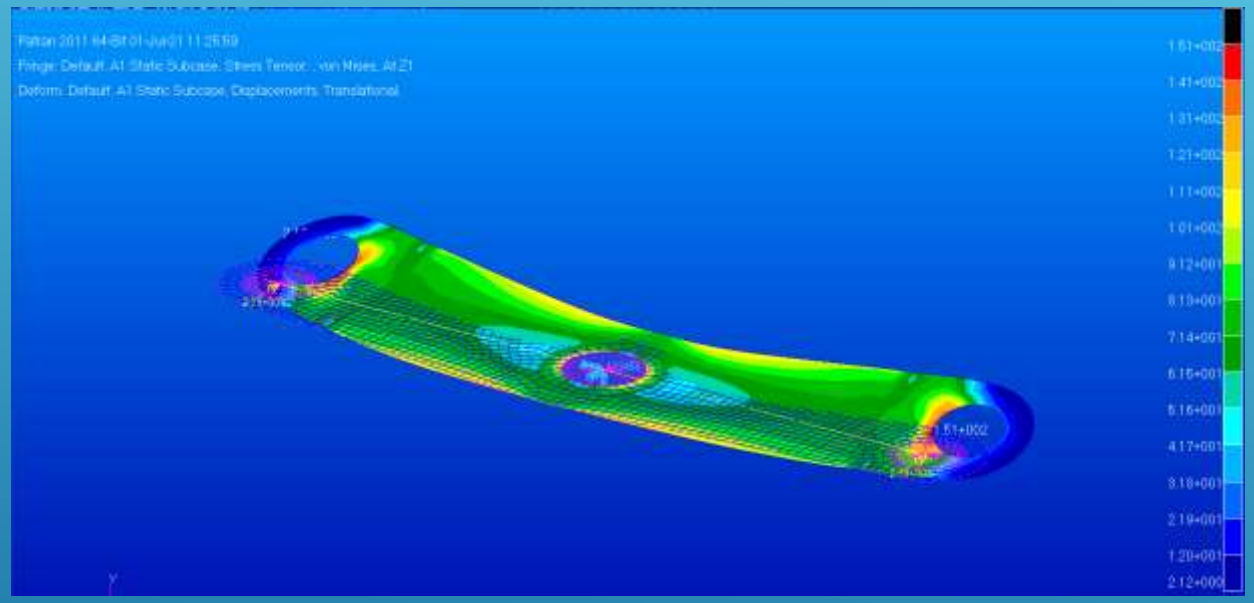

Рис. 23 Напряжения

На рис.23. видна концентрация напряжений возле крайних отверстий. Это вызвано использованием спецификой многоточечных связей типа RBE2, вследствие чего невозможно оценить корректность данных результатов. Таким образом, можно опираться лишь на значения напряжений по центру конструкций. Максимальное напряжение $\sigma_{макс}$=131 МПа.

Создание конечно-элементной модели качалки и ее расчет

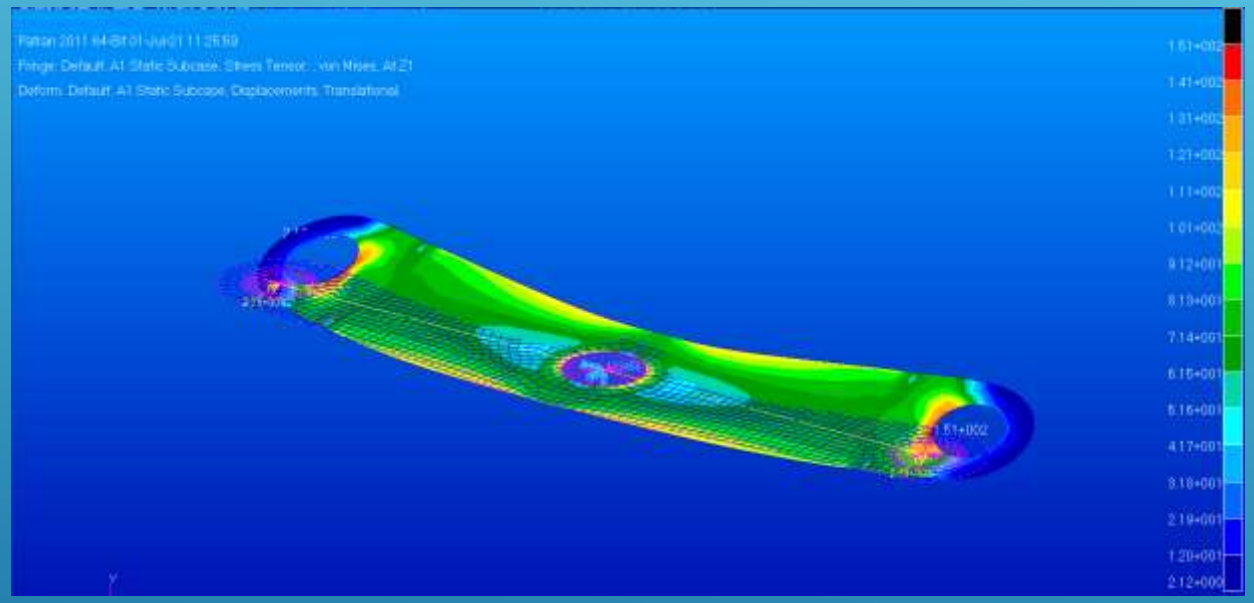

Рис. 23 Напряжения

На рис.23. видна концентрация напряжений возле крайних отверстий. Это вызвано использованием спецификой многоточечных связей типа RBE2, вследствие чего невозможно оценить корректность данных результатов. Таким образом, можно опираться лишь на значения напряжений по центру конструкций. Максимальное напряжение $\sigma_{макс}$=131 МПа.