

ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

Оценка статической прочности и определение источников вибрации ротора и корпуса траверсы сепаратора БСХ-200 при действии эксплуатационных нагрузок

К.Т.Н. доцент

Исполнитель
В.С. Чигрин
«_____» _____ 2013

Харьков ХАИ 2013

Содержание

	Стр.
Введение	3
1 Цель исследования	3
2 Определение частот возбуждения колебаний ротора	3
3 Определение нагрузки на подшипники	5
4 Численное исследование статики и динамики ротора	6
4.1 Информация о модели ротора	6
4.2 Создание сетки конечных элементов твердотельной модели	8
4.3 Статический анализ ротора	9
4.4 Модальный анализ ротора на жестких подшипниковых опорах	11
5 Моделирование и исследование статической прочности сборки «Корпус траверсы»	14
6 Моделирование и исследование динамики сборки «Корпус траверсы с ротором»	21
7 Выводы и рекомендации	28
Список использованной литературы	29

Введение

Объектом исследования является сборный узел – траверса сепаратора БСХ-200, состоящая из ротора и корпуса.

1 Цель исследования

Твердотельная модель траверсы в сборе представлена на рисунке 1.1. Целью исследований является:

- определение собственных частот и форм колебаний узлов и выявление возможных резонансов;
- определение нагрузок на опоры ротора;
- определение зон с повышенными напряжениями в элементах конструкции;
- разработка мероприятий по обеспечению работы траверсы с минимально возможными напряжениями и уровнями вибраций.

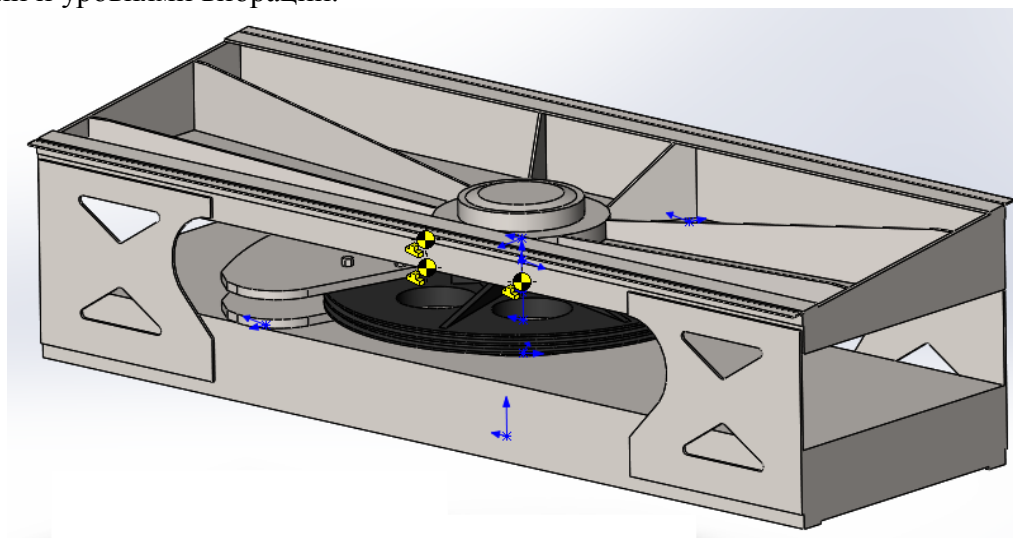


Рисунок 1.1 – Модель траверсы

2 Определение частот возбуждения колебаний ротора

Ротор вентилятора состоит из вала, шкива и двух грузов, закрепленных на шкиве со смещением центра тяжести грузов на 0,348 м относительно оси вала.

Ротор опирается на два роликовых подшипника SKF серии 22318E (или отечественный аналог 53618, ГОСТ 24696-81). Ротор приводится во вращение от электродвигателя с частотой вращения 1500 об/мин клиноременной передачей через двухручьевой шкив. Частота вращения ротора составляет 300 об/мин, что соответствует 5 об/с или 31,4 рад/с.

Два груза массой 47,3 кг (по результатам моделирования с крепежными болтами – 47,6 кг) установлены на шкиве со смещением относительно оси вращения, поэтому главным источником колебаний установки в исследуемой конструкции является **дисбаланс вращающихся масс ротора**. Наличие такого дисбаланса обычно приводит к резкому увеличению вибраций всех элементов конструкции.

В агрегате с горизонтальным валом ротор прижат к подшипнику собственным весом, что является стабилизирующим фактором, требующим для возбуждения вибраций значительной возбуждающей силы, соизмеримой с весом ротора. При вертикальном расположении ротора, как в анализируемой конструкции агрегата, для возбуждения вибраций достаточно очень небольших усилий.

Общее число целых гармоник на таком спектре может достигать 15 – 20, причем в таком спектре между гармониками могут быть два – три пропуска целых по номеру гармоник.

Частоты спектральных составляющих роторной вибрации зависят от частоты вращения ротора и определяются по формуле:

$$f_k = k \frac{n}{60} = k n_c, \quad k = 0,5; 1; 2; 3; 4; 5; \dots$$

где n_c – частота вращения ротора, с^{-1} .

Возможно появление в спектре гармоник роторных вибраций небольшой интенсивности с частотами

$$f_k = i n_c, \quad i = \frac{3}{2}, \frac{5}{2}, \frac{7}{2} \dots$$

из-за особенностей движения ротора в зазорах подшипников.

Максимальные амплитуды роторной вибрации наблюдаются при $k = 1$. С увеличением номера гармоники амплитуды спектральных составляющих уменьшаются. Однако при определении резонансных режимов целесообразно учитывать не только рассчитанные частоты возбуждения, но и их более высокие кратные частоты и субгармоники.

Подшипник 22318Е имеет посадочный диаметр внутренней обоймы 90 мм, диаметр наружной обоймы – 190 мм, два ряда роликов по 14 штук размером 27х25,249 мм, статическую грузоподъемность 695 кН, динамическую грузоподъемность 610 кН. Направление воспринимаемых нагрузок – радиальное. Подшипники допускают перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса) до 3°.

Определение частот подшипниковых дефектов. При работе подшипника с внутренними дефектами во временном вибросигнале появляются характерные составляющие гармоники с собственными частотами. Численные значения частот этих составляющих зависят от соотношения геометрических размеров подшипника и оборотной частоты вращения ротора механизма.

В нагруженном подшипнике можно дифференцировать несколько основных частот – внешней обоймы подшипника, внутренней обоймы, сепаратора и тел качения.

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (часто обозначаемая BPFO):

$$f = n_c \cdot \frac{z_T}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_0} \cos \gamma \right) = 29,3 \text{ Гц и } 58,6 \text{ Гц},$$

где n_c – частота вращения вала об/с; $D_0 = 140$ мм – средний диаметр подшипника; $d = 25,429$ мм – диаметр ролика; γ – угол контакта; z_T – число тел качения (для 14 или 28 роликов);

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPFI):

$$f = n_c \cdot \frac{z_T}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D_0} \cos \gamma \right) = 40,7 \text{ Гц и } 81,4 \text{ Гц};$$

частота сепаратора (FTF): $f = \frac{n_c}{2} \cdot \left(1 \pm \frac{d}{D_0} \cos \gamma \right) = 2,1 \text{ Гц и } 2,9 \text{ Гц};$

частота перекатывания тел качения (BSF):

$$f = n_c \cdot \frac{D_0}{2d} \cdot \left(1 \pm \left(\frac{d}{D_0} \cos \gamma \right)^2 \right) = 13,4 \text{ и } 14,1 \text{ Гц};$$

изнашивание сепаратора и увеличение зазоров в гнездах установки тел качения. Для роликового подшипника $f = \frac{n_c \cdot i}{2} \left(1 - \frac{d}{D_0}\right) = 2,05 \cdot i$ Гц, $i = 1; 2; 3; \dots$, т.е частоты по различным формам составляют 2,05 Гц; 4,1 Гц; 6,15 Гц; 8,2 Гц; 10,25 Гц...;

упругие деформации обоймы подшипника и переменная контактная податливость. Вибрация возникает из-за неравномерного распределения нагрузки на тела качения. Амплитуда вибрации зависит от соотношения нагрузки на опору и радиального зазора. Частота спектральной составляющей такой вибрации по первому тону равна частоте прокатывания тел качения по внешнему кольцу: $f = \frac{n_c z_T (D_0 - d \cdot \cos \gamma)}{2D_0} = 29,3$ Гц и 58,6 Гц.

Таким образом, основные частоты возбуждения в исследуемой конструкции при частоте вращения ротора 300 об/мин имеют значения 2,05 Гц; 2,1 Гц; 2,5 Гц; 2,9 Гц; 4,1 Гц; 5,0 Гц; 6,15 Гц; 8,2 Гц; 10,0 Гц; 10,25 Гц; 12,3 Гц; 13,4 Гц; 14,1 Гц; 15,0 Гц; 20,0 Гц; 25,0 Гц; 29,3 Гц; 30,0 Гц; 35,0 Гц; 40,0 Гц; 40,7 Гц; 45,0 Гц; 50,0 Гц; 55,0 Гц; 58,6 Гц; 60,0 Гц; 65,0 Гц; 70,0 Гц; 75,0 Гц; 80,0 Гц; 81,4 Гц; 85 Гц; 90 Гц; 95 Гц; 100 Гц.

Вибрация от дисбаланса во многих случаях является возбуждающим фактором, который приводит к «проявлению» в состоянии агрегата и в спектре зарегистрированной вибрации признаков различных дефектов, чаще всего, подшипниковых.

3 Определение нагрузки на подшипники

На подшипниковую опору действует радиальная нагрузка 16,346 кН, определяемая дисбалансом ротора и натяжением приводных ремней, циклически передающаяся на корпус траверсы с частотой 5 Гц (рисунок 3.1). Действующие радиальные нагрузки значительно меньше допустимых значений как для подшипника 22318Е, так и для подшипника 53618. Минимальная радиальная нагрузка для используемых подшипников составляет 5,5...6,95 кН, т.е. подшипник в радиальном направлении загружен удовлетворительно, должен работать без перегруза и проскальзывания тел качения.

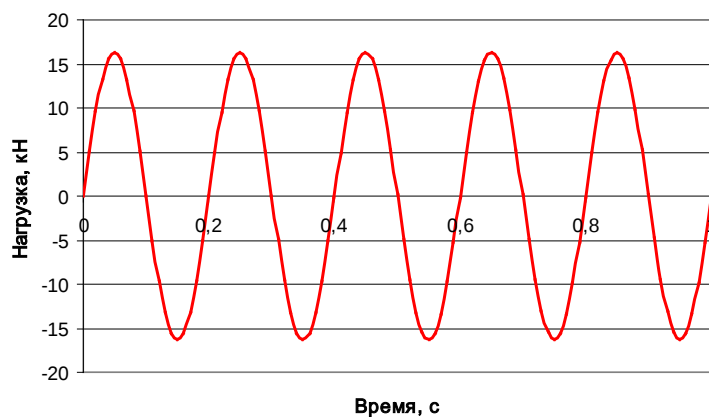


Рисунок 3.1 – Циклические нагрузки на корпус траверсы

В осевом направлении на подшипники действует вертикально вниз нагрузка, равная силе веса ротора $227,8 \text{ кг} \cdot 9,81 = 2073 \text{ Н} = 2,073 \text{ кН}$. Максимально допустимая осевая нагрузка на используемые подшипники составляет $P_{oc} = 0,003 \cdot B \cdot d = 17,28 \text{ кН}$, где $B = 64 \text{ мм}$ – ширина подшипника; $d = 90 \text{ мм}$ – диаметр отверстия внутренней обоймы.

Допустимая осевая нагрузка значительно превышает действующую осевую нагрузку. Таким образом, дополнительной фиксации ротора в осевом направлении не требуется.

4 Численное исследование статики и динамики ротора

4.1 Информация о модели ротора

Для статических и динамических исследований выполнена твердотельная модель узла в сборе, показанная на рисунке 4.1.

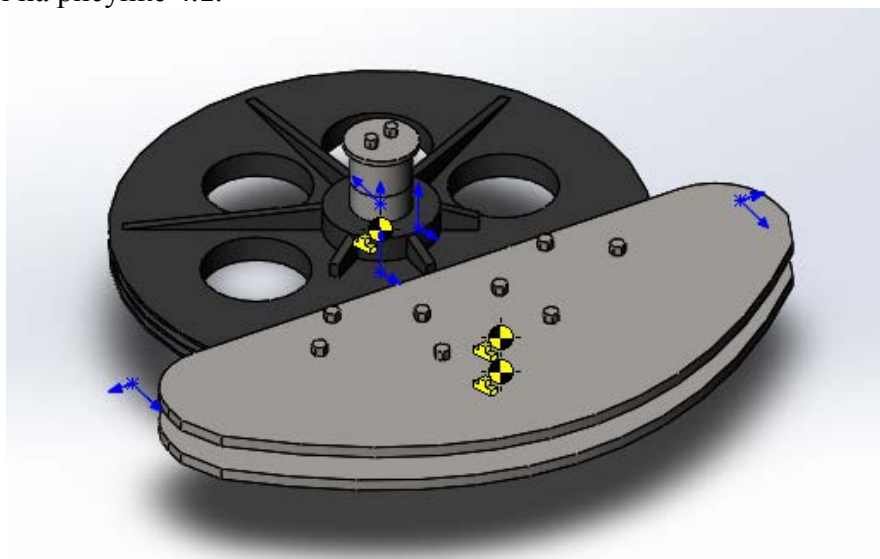
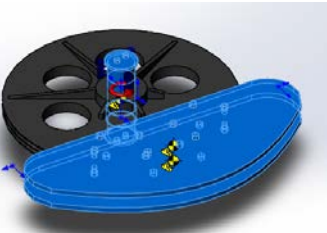
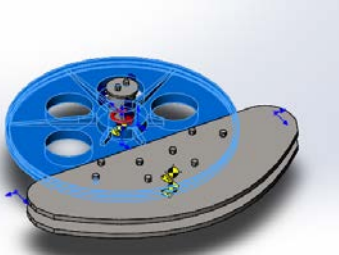


Рисунок 4.1 – Твердотельная модель ротора

Конструкционные материалы использованы из библиотеки SolidWorks. Свойства конструкционных материалов ротора приведены в таблице 4.1.

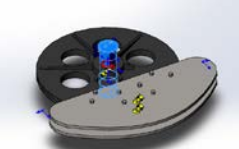
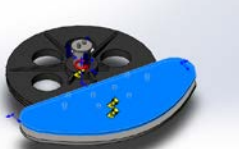
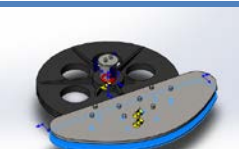
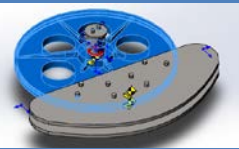
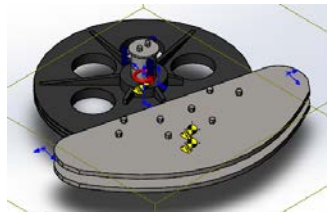
Таблица 4.1 – Свойства материала

Ссылка на модель	Свойства	Компоненты
	Имя: Простая углеродистая сталь Тип модели: Линейный Упругий Изотропный Предел текучести: 2.20594e+008 N/m² Предел прочности при растяжении: 3.99826e+008 N/m² Модуль упругости: 2.1e+011 N/m² Коэффициент Пуассона: 0.28 Массовая плотность: 7800 kg/m³ Модуль сдвига: 7.9e+010 N/m²	Твердое тело 1(Вал-1), Твердое тело 1(Груз-1), Твердое тело 1(Груз-3)

	Имя:	Серый чугун	Твердое тело 1(Шкив-1)
	Тип модели:	Линейный Упругий Изотропный	
	Предел прочности при растяжении:	1.51658e+008 N/m ²	
	Предел прочности при сжатии:	5.72165e+008 N/m ²	
	Модуль упругости:	6.61781e+010 N/m ²	
	Коэффициент Пуассона:	0.27	
	Массовая плотность:	7200 kg/m ³	
	Модуль сдвига:	5e+010 N/m ²	

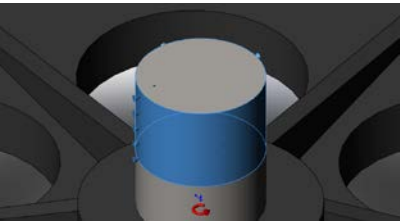
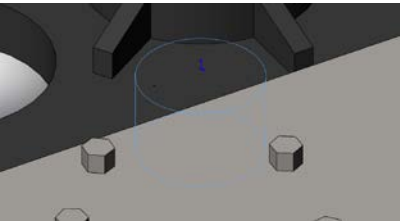
Характеристики комплектующих сборки «Ротор» приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Расчетные характеристики элементов сборки «Ротор»

Твердые тела			
Имя и ссылки документа	Рассматривается как	Объемные свойства	Путь документа
	Твердое тело	Масса:16.4362 kg Объем:0.0021072 m ³ Плотность:7800 kg/m ³	G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали\Вал.SLDPRT
	Твердое тело	Масса:47.6367 kg Объем:0.00610727 m ³ Плотность:7800 kg/m ³	G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали\Груз.SLDPRT
	Твердое тело	Масса:47.6367 kg Объем:0.00610727 m ³ Плотность:7800 kg/m ³	G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали\Груз.SLDPRT
	Твердое тело	Масса:116.083 kg Объем:0.0161226 m ³ Плотность:7200 kg/m ³	G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали\Шкив.SLDPRT
Контакт	Изображение контакта		Свойства контакта
Глобальный контакт			Тип: Связанные Компоненты: компоненты Параметры: Совместимая сетка

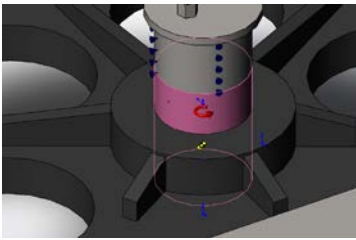
Ротор закреплен на двух подшипниках 22318E (или аналогичных 53618). Определения соединителей приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Соединитель-подшипник

Ссылка на модель	Данные соединителя
 Опора подшипника-1	Объекты: 1 грани Тип: Подшипник Радиальное значение жесткости: 7740 Единицы измерения: SI
 Опора подшипника-2	Объекты: 1 грани Тип: Подшипник Радиальное значение жесткости: 7740 Единицы измерения: SI

На элементы ротора действует центробежная сила от собственных масс деталей и дисбаланса двух грузов, закрепленных на шкиве. Нагрузка определяется угловой скоростью равномерного вращения ротора 300 об/мин или 31,4 рад/с (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Нагрузки

Имя нагрузки	Изображение	Загрузить данные
Центробежная		Центробежная, ссылка: Грань< 1 > Угловая скорость: 31.4 rad/s Угловое ускорение: 0 rad/s^2

4.2 Создание сетки конечных элементов твердотельной модели

Информация о сетке конечных элементов сборки представлена в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Информация о сетке

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки:	Вкл
Включить автоциклы сетки:	Вкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	28.816 mm
Допуск	1.4408 mm

Качество сетки	Высокая
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Вкл
Всего узлов	64198
Всего элементов	39026
Максимальное соотношение сторон	32.936
% элементов с соотношением сторон < 3	90.1
% элементов с соотношением сторон > 10	0.0333
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Имя компьютера:	ВАЛЕНТИН-ПК

Сетка конечных элементов сборки «Ротор» приведена на рисунке 4.2.

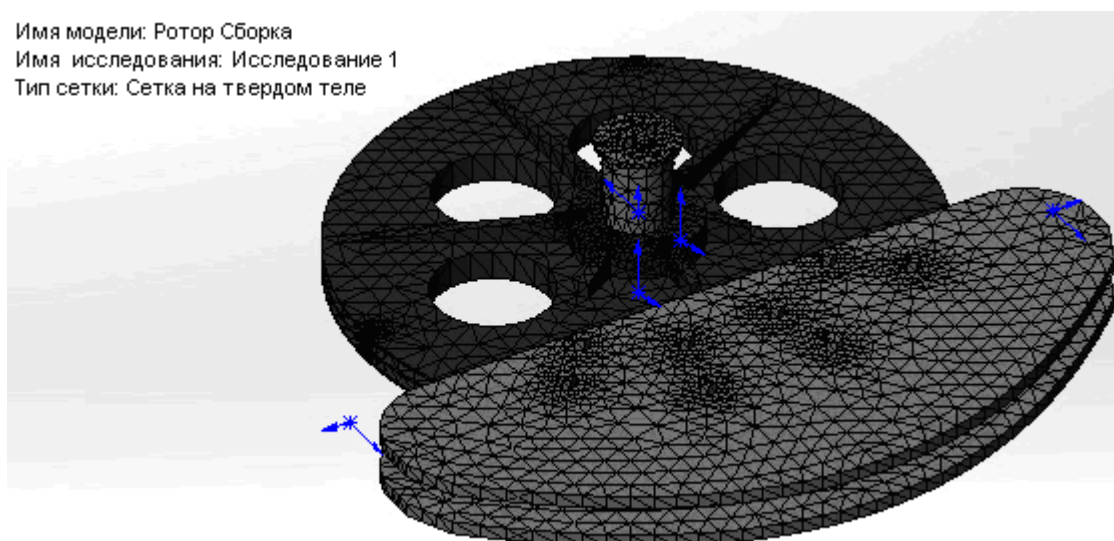


Рисунок 4.2 – Сетка конечных элементов сборки «Ротор»

4.3 Статический анализ ротора

Цель статического исследования – определение напряжений, возникающих в элементах конструкции от действия центробежных сил при вращении ротора. Свойства исследования приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Свойства исследования

Тип анализа	Статический анализ
Тип решающей программы	FFEPlus
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Трение	Вкл
Коэффициент трения	5.000000e-002

Папка результатов	Документ SolidWorks (G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали)
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Угловая скорость	Рад/сек

Результаты статического исследования приведены на рисунках 4.3 – 4.4.

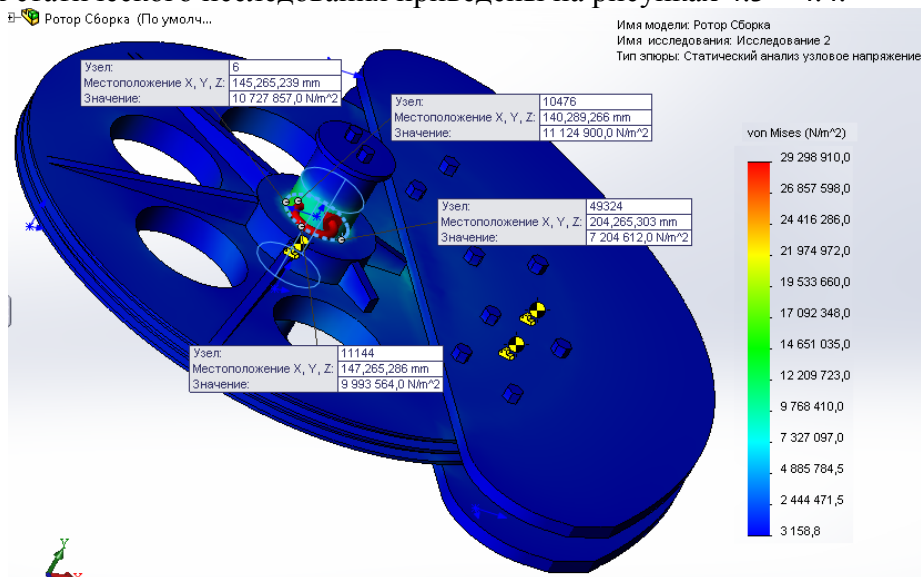


Рисунок 4.3 – Напряжения в наиболее нагруженных зонах верхней части ротора

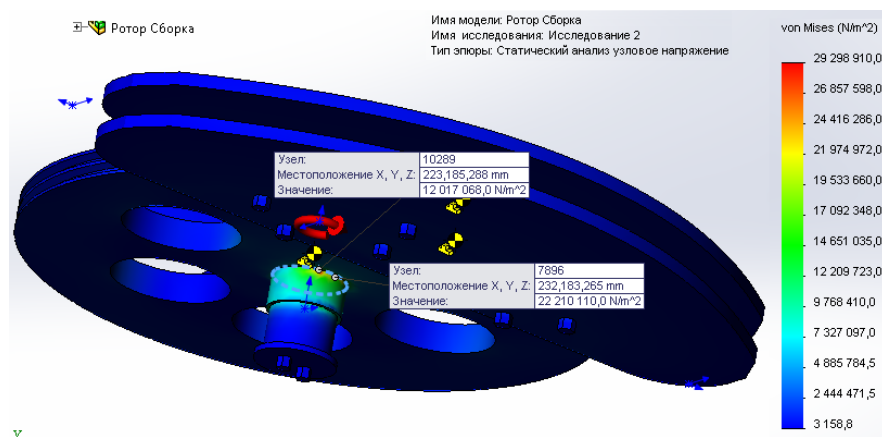


Рисунок 4.4 – Напряжения в наиболее нагруженных зонах нижней части ротора

По результатам моделирования напряжения на поверхности конструкции невелики. Максимальные напряжения до 22,2 МПа наблюдаются на посадочном бурте вала со стороны крепления грузов.

Грузы крепятся к шкиву 8 болтами диаметром 16 мм. При равномерной загрузке всех болтов напряжения среза, если пренебречь трением поверхностей грузов и шкива, что идет в запас прочности, составляют 10,17 МПа, напряжения смятия – 7,09 МПа (при численном моделировании трение учтено). Так как отверстия под болты выполнены диаметром 17 мм, то возможен вариант,

когда на срез и смятие будут работать только два болта из восьми (например, при ослаблении затяжки гаек от вибрации). В этом случае напряжения среза болтов не превысят 40,68 МПа, а напряжения смятия – 28,36 МПа, что существенно меньше предельных напряжений (напряжение текучести для выбранного материала составляет 220 МПа).

Максимальные напряжения изгиба вала не превышают 52,56 МПа, что значительно меньше предельного напряжения текучести для выбранного конструкционного материала.

4.4 Модальный анализ ротора на жестких подшипниковых опорах

Для созданной в пакете SolidWorks твердотельной модели ротора выполнен модальный анализ для определения первых 20 частот и форм колебаний ротора и его элементов на жестких опорах. Исследование выполнено с учетом действия центробежной нагрузки на элементы ротора, определенной в таблице 4.4. Исходные данные исследования приведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Свойства исследования

Тип анализа	Частота
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Количество частот	20
Тип решающей программы	Решающая программа Directsparse
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Папка результатов	Документ SolidWorks (G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали)
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Угловая скорость	Рад/сек

Список полученных частот колебаний приведен в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Список режимов

Номера частот	Герц	Номера частот	Герц
1	0.77931	11	343.79
2	2.4428	12	392.72
3	8.4629	13	403.16
4	63.746	14	452.51
5	89.177	15	465.94
6	160.11	16	495.84
7	201.57	17	583.53
8	257.32	18	601.52
9	335.44	19	637.88
10	339.55	20	694.51

Колебания ротора с частотами 0,78 Гц и 2,44 Гц обусловлены возможностью колебаний всей установки сепаратора в горизонтальной плоскости или могут возбуждаться на частоте первой субгармоники роторной вибрации (2,5 Гц). Иллюстрации полученных наиболее характерных физически обусловленных форм колебаний ротора приведены на рисунках 4.5 – 4.9.

Имя модели: Ротор Сборка
Имя исследования: Исследование 3
Тип эпюры: Частотный Перемещение3
Форма колебаний : 3 Значение = 8.4629 Гц
Шкала деформации: 0.844501

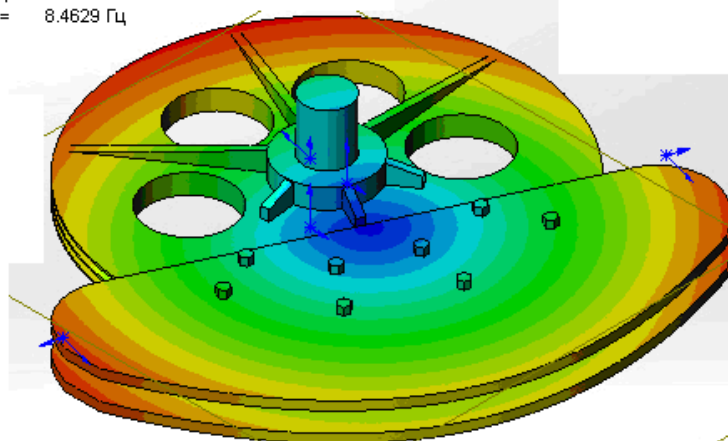


Рисунок 4.5 – Крутильные колебания ротора с частотой 8,5 Гц

Фактором, возбуждающим такие колебания, может быть износ сепараторов подшипников и увеличение зазора в гнездах установки роликов (близкая частота возбуждения – 8,2 Гц).

В исследуемой конструкции корпуса подшипников закреплены в упругой конструкции траверсы, которая, в свою очередь, крепится в упругой конструкции корпуса сепаратора, имеющего свободу перемещений в горизонтальной плоскости. Поэтому для следующих форм действительные частоты колебаний ротора при сохранении тех же самых форм могут быть в 1,5...2 раза ниже рассчитанных. В первом приближении они будут уточнены при одновременном моделировании сборки «корпус траверсы – ротор», выполненном в разд.6.

Имя модели: Ротор Сборка
Имя исследования: Исследование 3
Тип эпюры: Частотный Перемещение4
Форма колебаний : 4 Значение = 63.746 Гц
Шкала деформации: 0.582307

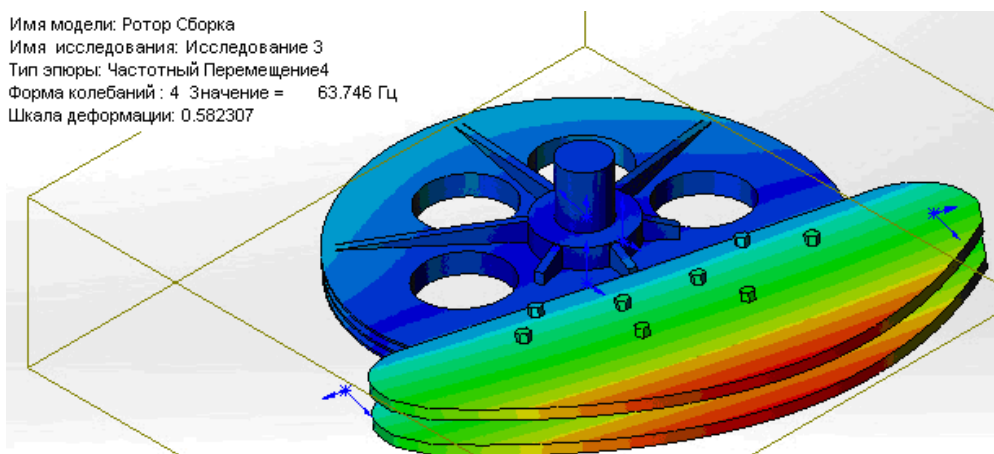


Рисунок 4.6 – Изгиб шкива с одним узловым диаметром с частотой 63,7 Гц

Колебания такого вида могут спровоцировать высшие гармоники дисбаланса ротора (ближайшая частота возбуждения – 65 Гц). Несмотря на несимметричность таких колебаний, они могут возникнуть, так как при малой частоте вращения ротора (5 об/с) восстанавливающее

действие центробежной силы при деформации грузов будет невелико. Колебания могут привести к ослаблению затяжки гаек крепления грузов.

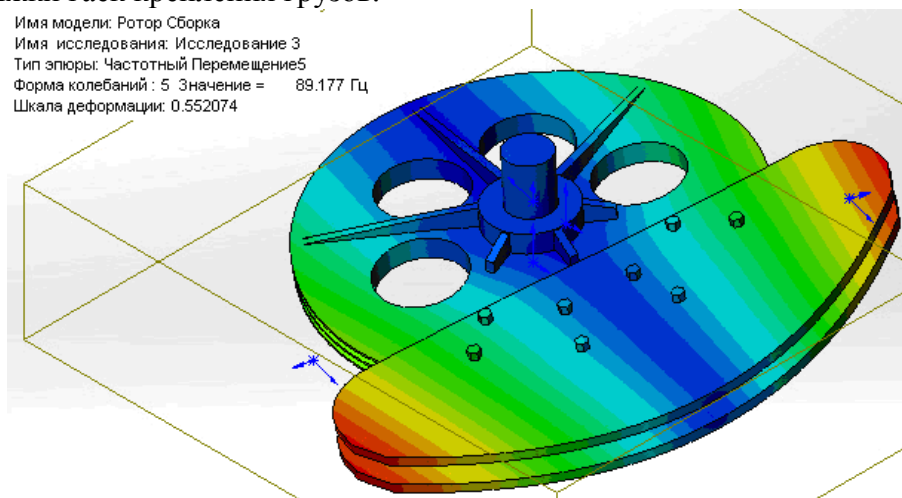


Рисунок 4.7 – Крутильные колебания грузов относительно оси их симметрии с частотой 89,2 Гц

Колебания такого вида могут спровоцировать высшие гармоники дисбаланса ротора.

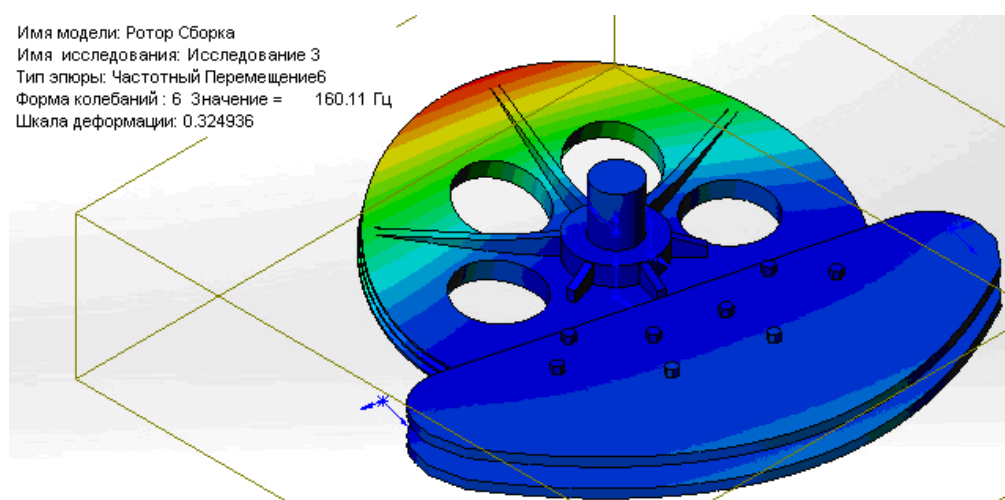


Рисунок 4.8 – Изгиб шкива с частотой 160,1 Гц

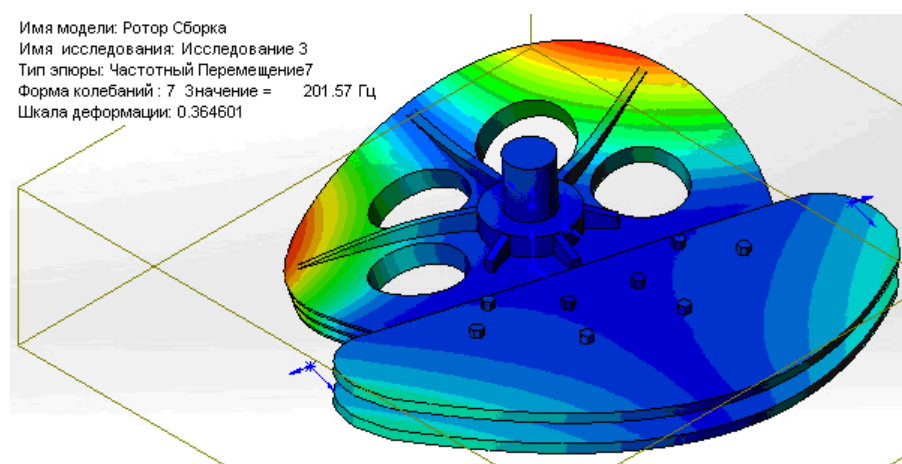


Рисунок 4.9 – Изгиб шкива относительно оси грузов с частотой 201,6 Гц

Колебания, изображенные на рисунках 4.8 и 4.9, а также имеющие более высокочастотные формы, приведенные в таблице 4.8, маловероятны, так как при работе установки отсутствуют источники возбуждения таких колебаний.

5 Моделирование и исследование статической прочности сборки «Корпус траверсы»

Для анализа были разработаны твердотельные модели отдельных деталей и выполнена сборка конструкции. Твердотельная модель корпуса траверсы приведена на рисунке 5.1.

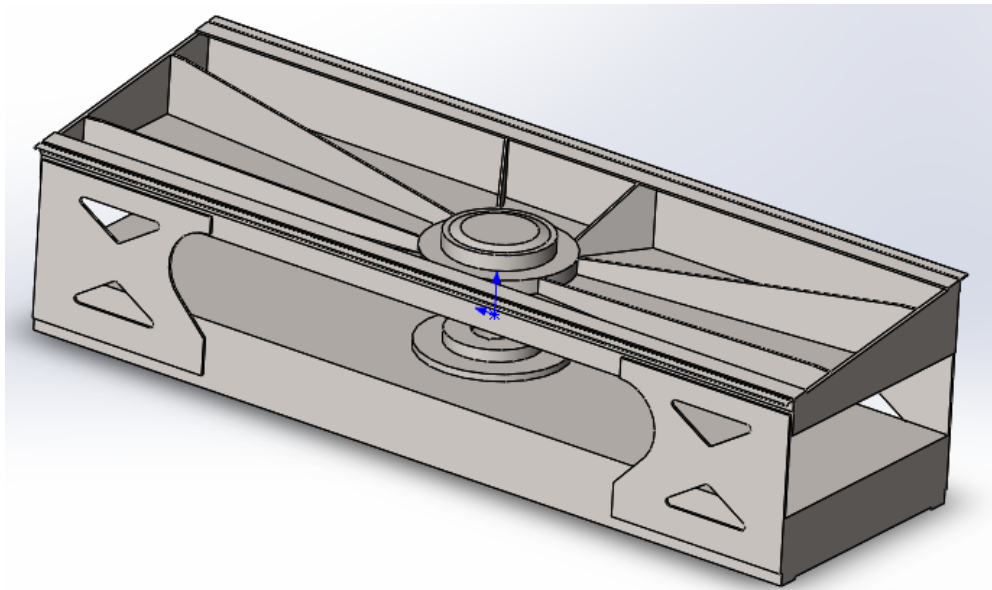
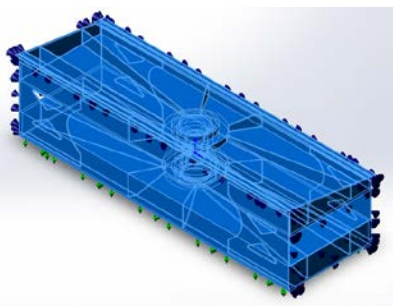
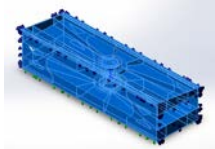


Рисунок 5.1 – Твердотельная модель корпуса траверсы

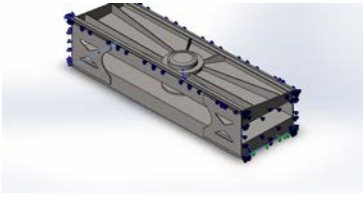
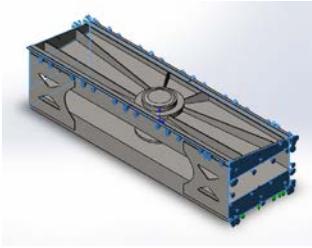
Характеристики модели корпуса приведены в таблицах 5.1 – 5.

Таблица 5.1 – Свойства материала

Ссылка на модель	Свойства		Компоненты
	Имя:	Простая углеродистая сталь	Твердое тело (Траверса)
	Тип модели:	Линейный Упругий Изотропный	
	Предел текучести:	2.20594e+008 N/m ²	
	Предел прочности при растяжении:	3.99826e+008 N/m ²	
	Массовая плотность:	7800 kg/m ³	
	Модуль упругости:	2.1e+011 N/m ²	
	Коэффициент Пуассона:	0.28	
Имя и ссылки документа	Рассматривается как	Объемные свойства	Путь документа
	Твердое тело	Масса: 345.215 kg Объем: 0.0442584 m ³ Плотность: 7800 kg/m ³	G:\Wneshnii\Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Траверса.SLDPRT

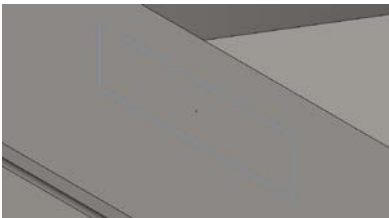
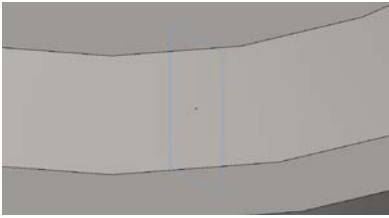
Закрепление корпуса траверсы смоделировано с имитацией возможного колебательного движения всей конструкции сепаратора с амплитудой 30 мм при его работе за счет подвески конструкции. Исходные данные закрепления корпуса траверсы приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Крепление и определение соединителей

Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления
Ролик/ползун		Объекты: 2 грани Тип: Ролик/ползун
Имя соединителя	Данные соединителя	Изображение соединителя
Упругое основание	Объекты: 6 грани Тип: Упругое основание Обычное значение жесткости: 43654 Единицы измерения: (N/m)/m ²	 Упругое основание

В качестве нагрузки рассмотрена сила, приложенная к корпусам подшипников последовательно в поперечном или продольном направлениях (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Приложенные нагрузки

Имя нагрузки	Изображение	Загрузить данные
Сила-1		Объекты: 1 грани Тип: Приложить нормальную силу Значение: 16346 N
Сила-2		Объекты: 1 грани Тип: Приложить нормальную силу Значение: 16346 N

В таблице 5.4 приведена информация о сетке конечных элементов, на рисунке 5.2 – твердотельная модель с нанесенной сеткой.

Таблица 5.4 – Информация о сетке конечных элементов корпуса траверсы

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Включить автоциклы сетки:	Вкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	22.0569 mm
Допуск	1.10285 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	245925
Всего элементов	128588
Максимальное соотношение сторон	33.822
% элементов с соотношением сторон < 3	53.2
% элементов с соотношением сторон > 10	0.0785
% искаженных элементов (Якобиан)	0
Имя компьютера:	ВАЛЕНТИН-ПК

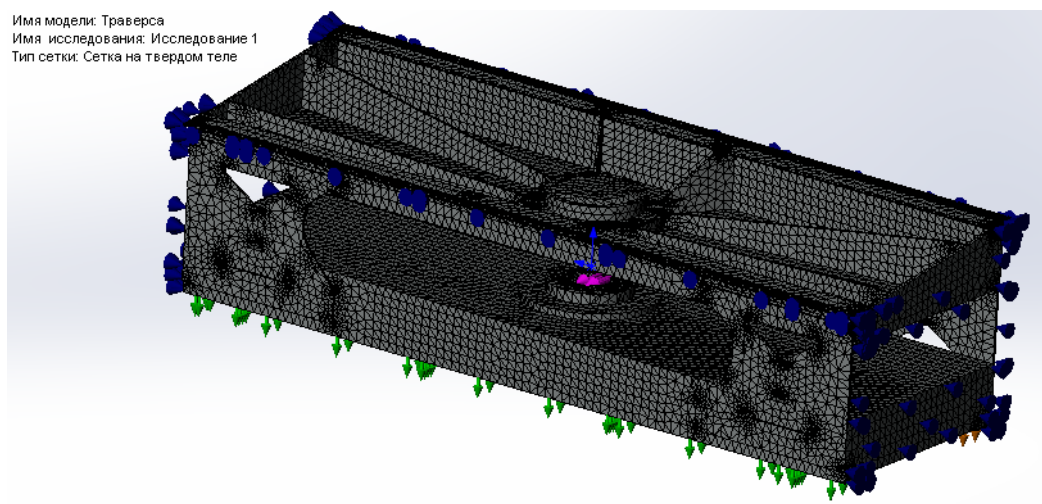


Рисунок 5.2 – Сетка конечных элементов корпуса траверсы

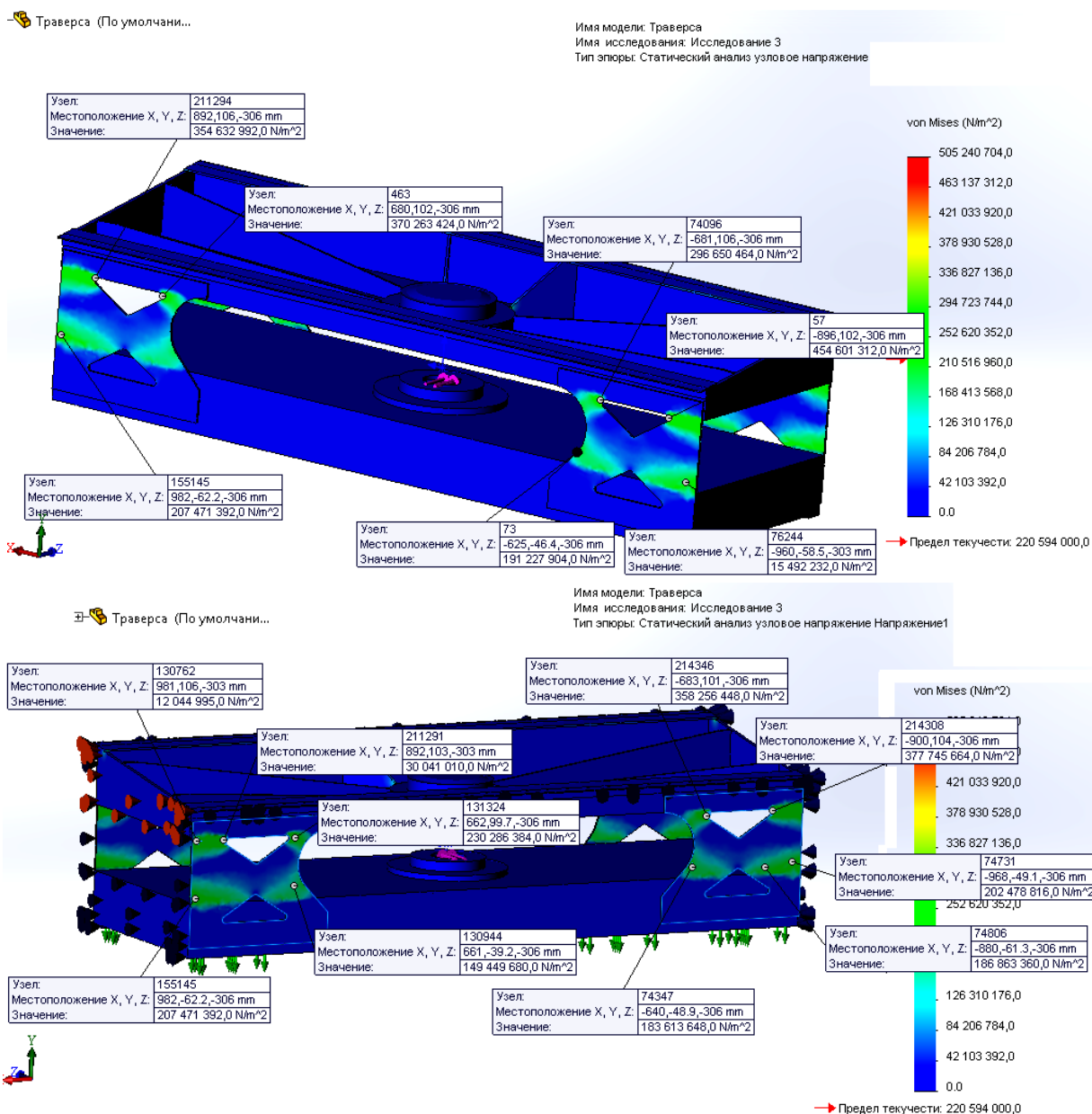
Исследования выполнялись сначала при поперечном, а затем – при продольном приложении сил к корпусам подшипников. Свойства исследования приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Свойства исследования

Тип анализа	Статический анализ
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Тип решающей программы	Решающая программа Direct sparse
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Вычислить силы свободных тел	Вкл

Трение	Вкл
Коэффициент трения	5.000000e-002
Папка результатов	Документ SolidWorks (G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали)
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m^2

Результаты расчетов при действии нагрузок поперек корпуса траверсы с указанием узловых напряжений в наиболее нагруженных областях конструкции приведены на рисунках 5.3 – 5.4.



The figure displays two finite element analysis (FEA) results for a mechanical component, likely a shaft or armature, under static loading. The analyses are performed using ANSYS Workbench.

Top Screenshot: Cross-Section View

- Model Name:** Траверса (По умолчанию...)
- Study Name:** Исследование 3
- Analysis Type:** Статический анализ узловое напряжение
- Color Scale:** von Mises (N/mm²) ranging from 0.0 (blue) to 505,240 (red).
- Key Node Data:**

Узел	Местоположение X, Y, Z	Значение
39	-900,103,306 mm	375 219 840,0 N/m ²
45	-691,108,306 mm	318 184 544,0 N/m ²
72642	-643,93,6,303 mm	14 286 028,0 N/m ²
27070	694,96,3,306 mm	220 914 496,0 N/m ²
153506	-708,-77,2,303 mm	29 767 664,0 N/m ²
26379	-978,-69,306 mm	253 521 024,0 N/m ²
71692	-888,-69,2,306 mm	194 227 776,0 N/m ²
9	900,103,306 mm	397 222 432,0 N/m ²
68060	972,-51,3,306 mm	215 242 688,0 N/m ²
193230	883,-76,3,303 mm	28 366 280,0 N/m ²
67730	695,-76,306 mm	256 601 424,0 N/m ²
68846	634,-56,7,303 mm	16 181 643,0 N/m ²
- Limit:** Предел текучести: 220 594 000,0

Bottom Screenshot: Longitudinal Section View

- Model Name:** Траверса (По умолчанию...)
- Study Name:** Исследование 3
- Analysis Type:** Статический анализ узловое напряжение
- Color Scale:** von Mises (N/mm²) ranging from 0.0 (blue) to 505,240 (red).
- Key Node Data:**

Узел	Местоположение X, Y, Z	Значение
39	-900,103,306 mm	375 219 840,0 N/m ²
214381	-887,106,306 mm	313 511 040,0 N/m ²
70788	-899,-73,4,306 mm	199 941 744,0 N/m ²
72339	-974,-62,5,303 mm	8 859 900,0 N/m ²
3	690,108,306 mm	343 926 752,0 N/m ²
66950	951,106,306 mm	268 724 480,0 N/m ²
68101	909,-60,6,306 mm	220 423 664,0 N/m ²
- Limit:** Предел текучести: 220 594 000,0

Моделирование показало, что в отдельных узлах конструкции напряжения могут превышать не только предел текучести применяемого материала (220 МПа), но и предел прочности (400 МПа). Максимальные напряжения (до 370...454 МПа) отмечаются на радиусах скругления $R = 10$ мм в углах выемок деталей «плита» (черт. БСХ-200.2.01.101 и БСХ-200.2.01.102). Повышенные напряжения могут вызвать образование трещин в указанных местах с дальнейшим их усталостным развитием по направлениям, показанным на рисунках 5.3 и 5.4 зеленым цветом.



На рисунке 5.5 показаны напряжения при радиусах скругления в выборках 20 мм на одной из плит с узкой и широкой сторон. Для сравнения приведены напряжения на кромках с радиусом 10 мм.

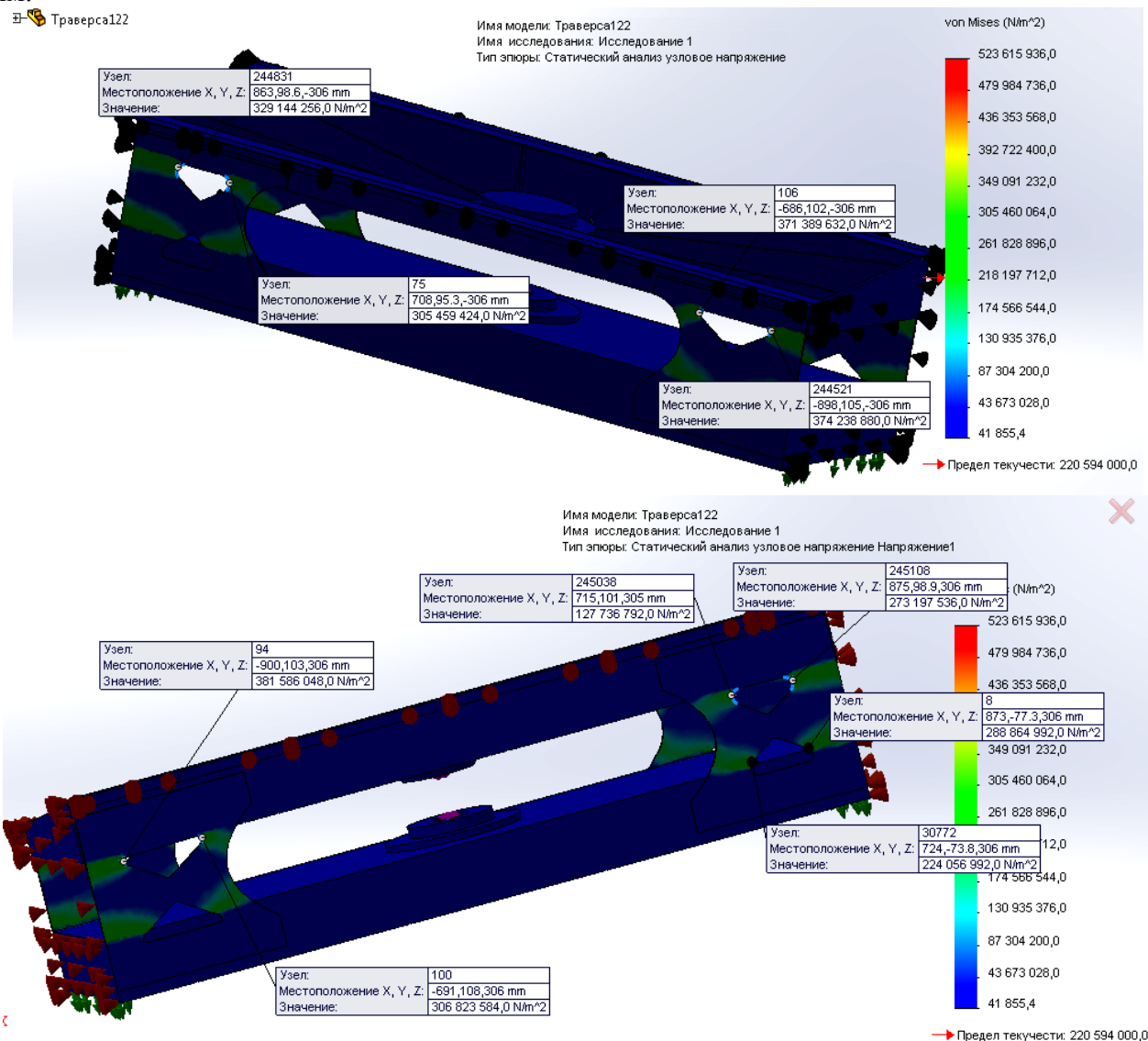


Рисунок 5.5 – Сравнение узловых напряжений на кромках радиусов выборок

При увеличении радиусов скруглений с 10 мм до 20 мм напряжения на кромках уменьшились на 50...80 МПа, но все равно остаются выше предела текучести используемого конструкционного материала.

Результаты расчетов при действии нагрузок вдоль корпуса траверсы с указанием узловых напряжений в наиболее нагруженных областях конструкции приведены на рисунке 5.6.

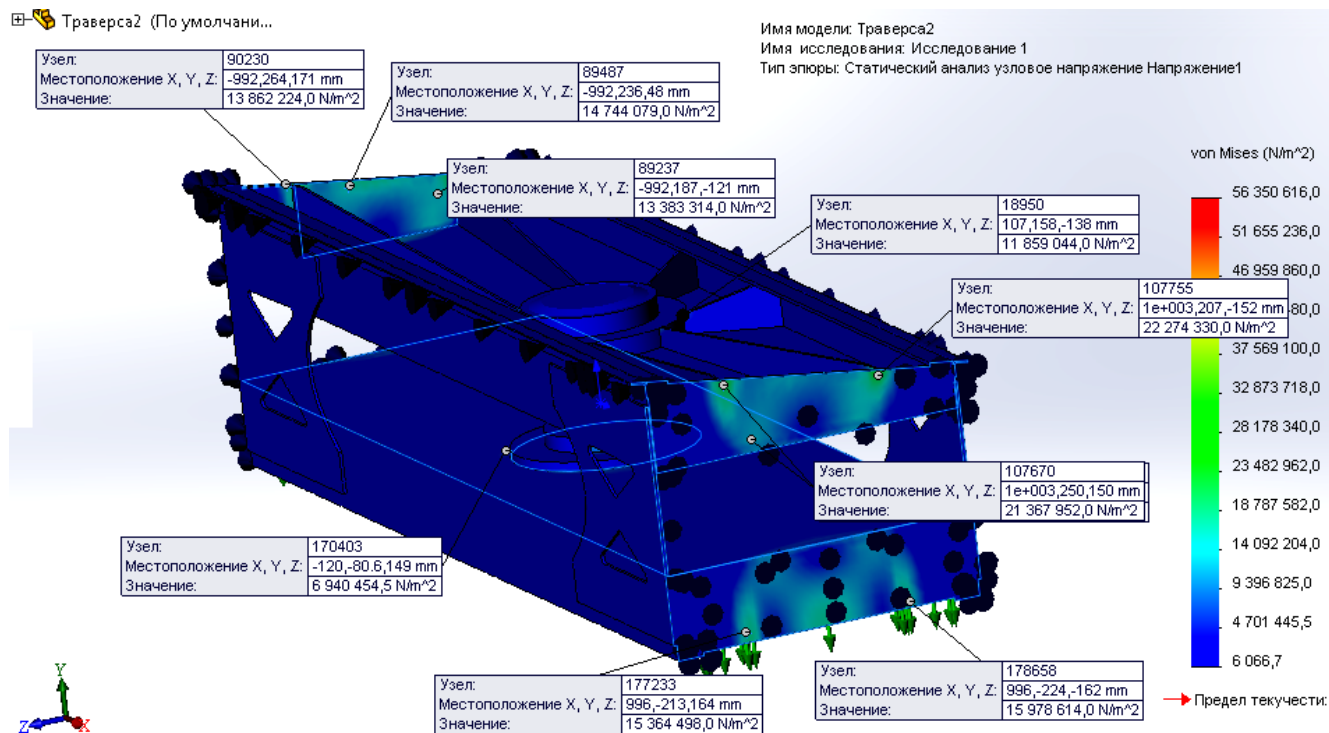
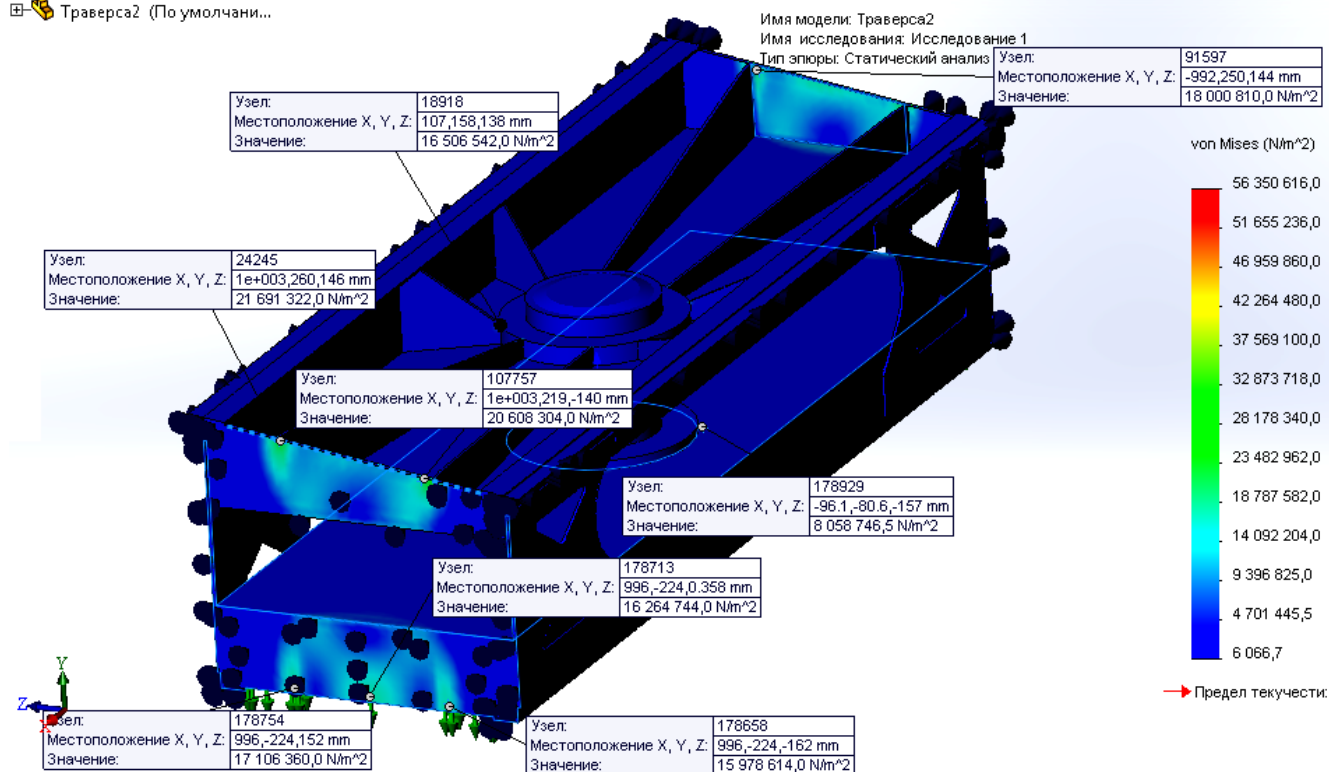


Рисунок 5.6 – Узловые напряжения при действии нагрузок вдоль корпуса траверсы

При действии нагрузок вдоль корпуса траверсы максимальные напряжения возникают на торцевых стенках (черт. БСХ-200.2.01.112 и БСХ-200.2.01.122) и не превышают 20,6...21,7 МПа.

6 Моделирование и исследование динамики сборки «Корпус траверсы с ротором»

Для анализа из разработанных твердотельных моделей отдельных деталей выполнена сборка конструкции (рисунок 6.1).

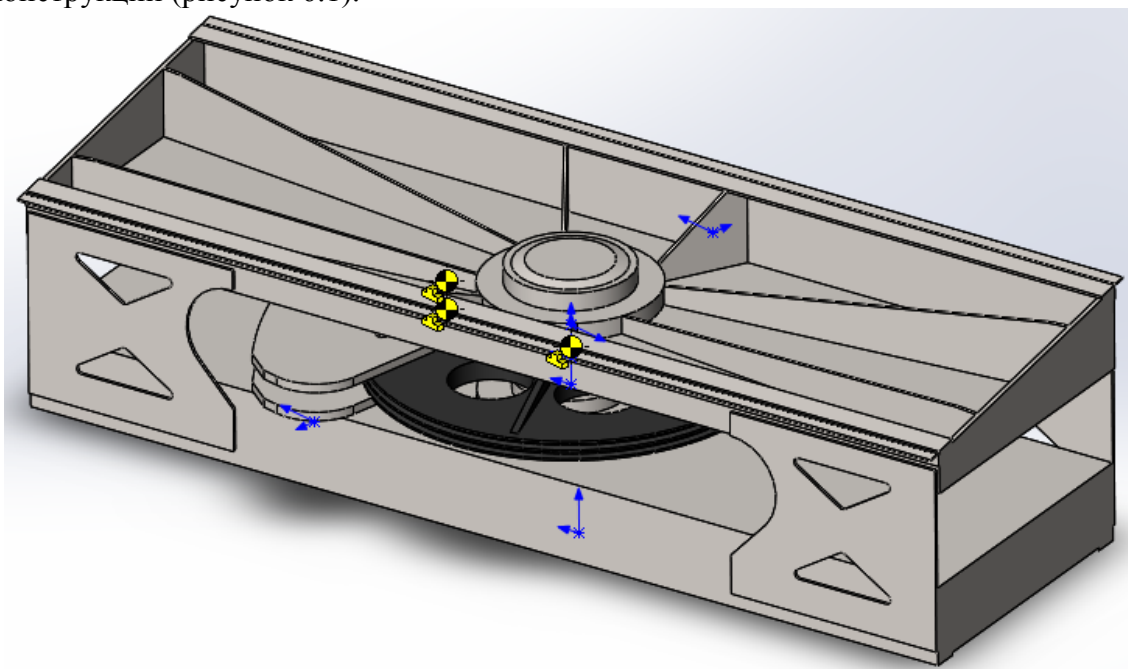
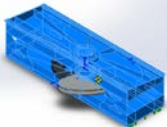


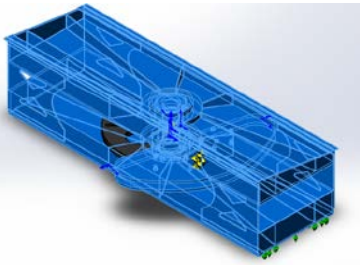
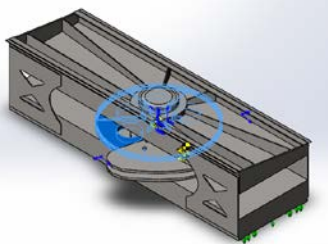
Рисунок 6.1 – Твердотельная модель сборки корпуса и ротора траверсы

Основная информация о модели и свойствах конструкционных материалов приведена в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Информация о модели сборки

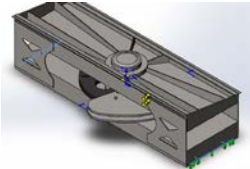
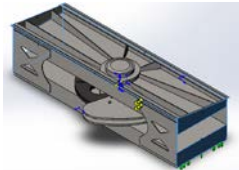
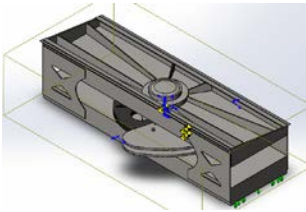
Имя модели: Траверса с ротором			
Твердые тела			
Имя и ссылки документа	Рассматривается как	Объемные свойства	Путь документа
Вал	Твердое тело	Масса:15.1358 kg Объем:0.00194048 м ³ Плотность:7800 kg/м ³ Масса:148.331 N	G:\Wneshnii\ Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Вал.SLDPRT
Груз	Твердое тело	Масса:47.6367 kg Объем:0.00610727 м ³ Плотность:7800 kg/м ³ Масса:466.839 N	G:\Wneshnii\ Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Груз.SLDPRT

Груз	Твердое тело	Масса:47.6367 kg Объем:0.00610727 m ³ Плотность:7800 kg/m ³ Масса:466.839 N	G:\Wneshnii\ Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Груз.SLDPRТ
Шкив	Твердое тело	Масса:116.083 kg Объем:0.0161226 m ³ Плотность:7200 kg/m ³ Масса:1137.61 N	G:\Wneshnii\ Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Шкив.SLDPRТ
Корпус траверсы 	Твердое тело	Масса:345.268 kg Объем:0.0442651 m ³ Плотность:7800 kg/m ³ Масса:3383.63 N	G:\Wneshnii\ Данилейко\ БСХ-200 Траверса\Детали\ Траверса.SLDPRТ

Ссылка на модель	Свойства	Компоненты
	Имя: Простая Тип модели: углеродистая сталь Линейный Упругий Изотропный Предел текучести: 2.20594e+008 N/m ² Предел прочности при растяжении: 3.99826e+008 N/m ² Массовая плотность: 7800 kg/m ³ Модуль упругости: 2.1e+011 N/m ² Коэффициент Пуассона: 0.28	Твердое тело (Ротор сборка с подшипниками-1/Ротор Сборка-1/Вал-1), (Ротор сборка с подшипниками-1/Ротор Сборка-1/Груз-1), (Ротор сборка с подшипниками-1/Ротор Сборка-1/Груз-3), (Траверса-1)
	Имя: Серый чугун Тип модели: Линейный Упругий Изотропный Предел прочности при растяжении: 1.51658e+008 N/m ² Массовая плотность: 7200 kg/m ³ Модуль упругости: 6.61781e+010 N/m ² Коэффициент Пуассона: 0.27	Твердое тело (Ротор сборка с подшипниками-1/Ротор Сборка-1/Шкив-1)

Закрепление корпуса траверсы смоделировано аналогично приведенному в разд. 5. Исходные данные закрепления корпуса траверсы приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Крепление сборки и определение соединителей

Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления
Ролик/ползун		Объекты: 2 грани Тип: Ролик/ползун
Имя соединителя	Данные соединителя	Изображение соединителя
Упругое основание	Объекты: 6 грани Тип: Упругое основание Обычное значение жесткости: 43654 Единицы измерения: (N/m)/m^2	 Упругое основание-1
Контакт	Изображение контакта	Свойства контакта
Глобальный контакт		Тип: Связанные компоненты Компоненты: Совместимая сетка Параметры: Совместимая сетка

Для выполнения расчетов создана сетка конечных элементов сборки. Информация о сетке конечных элементов приведена в таблице 6.3, сетка конечных элементов, нанесенная на твердотельную модель сборки – на рисунке 6.2.

Таблица 6.3 – Информация о сетке

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Стандартная сетка
Включить автоциклы сетки:	Вкл
Точки Якобиана	4 Точки
Размер элемента	24.2339 mm
Допуск	1.2117 mm
Качество сетки	Высокая
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Вкл
Всего узлов	281034
Всего элементов	152391
Максимальное соотношение сторон	203.96
% элементов с соотношением сторон < 3	61.8
% элементов с соотношением сторон > 10	0.0965

% искаженных элементов (Якобиан)	0
Имя компьютера:	ВАЛЕНТИН-ПК

Имя модели: Траверса с ротором 22
Имя исследования: Исследование 2
Тип сетки: Сетка на твердом теле

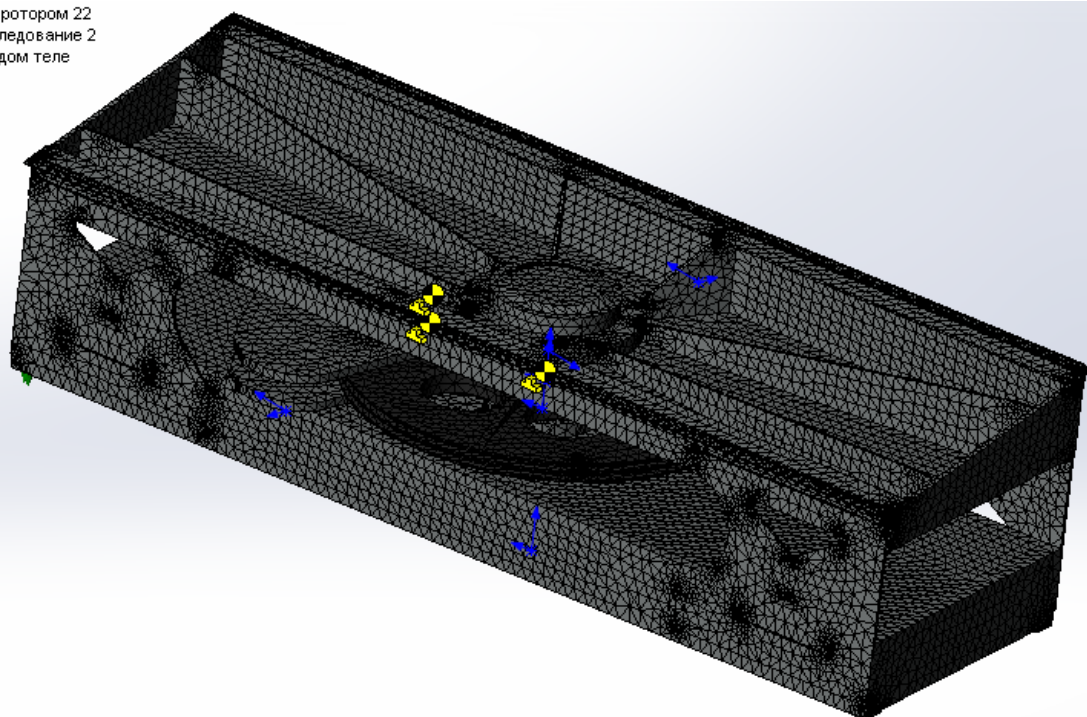


Рисунок 6.2 – Сетка конечных элементов сборки

В процессе исследования рассчитаны частоты первых 20 форм колебаний сборного узла. Свойства исследования приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Свойства исследования

Тип анализа	Частота
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Количество частот	20
Тип решающей программы	Решающая программа Direct sparse
Несовместимые параметры связи	Автоматические
Папка результатов	Документ SolidWorks (G:\Wneshnii\Данилейко\БСХ-200 Траверса\Детали)
Система единиц измерения:	СИ (MKS)
Длина/Перемещение	mm
Угловая скорость	Рад/сек
Давление/Напряжение	N/m ²

Результаты исследования приведены в таблице 6.5 и на рисунках 6.3 – 6.

Таблица 6.5 – Список режимов

Номера частот	Герц	Номера частот	Герц
1	0.40826	11	170.85
2	0.53921	12	184.47
3	0.81782	13	189.65
4	32.526	14	214.6
5	38.203	15	222.04
6	52.402	16	254.91
7	71.139	17	262.14
8	96.262	18	264.64
9	106.63	19	265.4
10	167.86	20	270.99

Колебания траверсы в поперечном направлении с частотой 0,41 Гц (форма 1) и в продольном направлении с частотой 0,82 Гц (форма №) обусловлены возможностью колебаний всего корпуса сепаратора в горизонтальной плоскости.

Имя модели: Траверса с ротором 22
Имя исследования: Исследование 2
Тип эйтуры: Частотный Перемещение2
Форма колебаний : 2. Значение = 0.53921 Гц
Шкала деформации: 2.22416

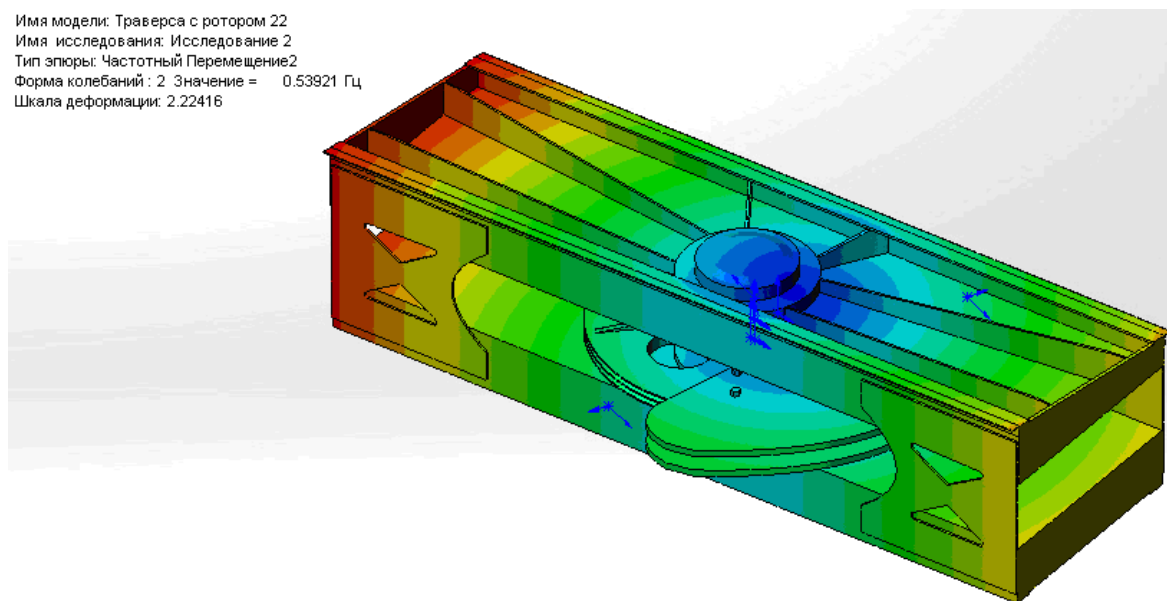


Рисунок 6.3 – Кручение траверсы вокруг оси вала с частотой 0,54 Гц

Колебания этой формы маловероятны, так как отсутствуют возбуждающие факторы с близкой частотой.

Имя модели: Траверса с ротором 22
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип эпоры: Частотный Перемещение4
 Форма колебаний : 4 Значение = 32.526 Гц
 Шкала деформации: 2.65124

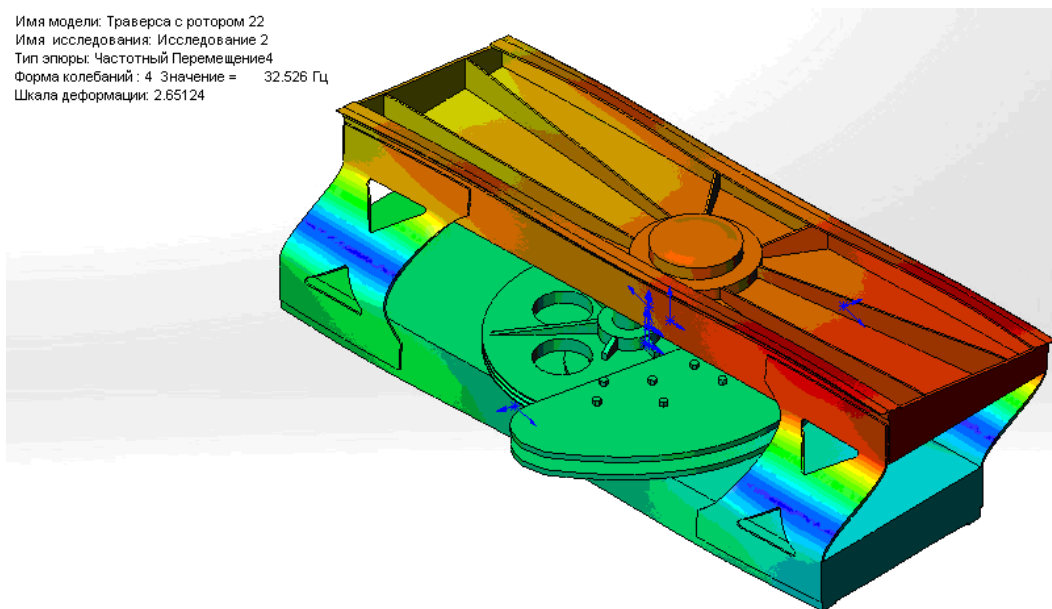


Рисунок 6.4 – Колебания верхней стяжки относительно нижней стяжки в поперечном направлении с частотой 32,5 Гц

Колебания по этой форме могут возбуждаться высшими гармониками дисбаланса ротора (ближайшие возбуждающие частоты – 30 Гц и 35 Гц). Узлы изгибных колебаний на деталях «плита» (черт. БСХ-200.2.01.101 и БСХ-200.2.01.102) лежат там же, где и наиболее статически нагруженные зоны (см. рисунки 5.3 и 5.4). Взаимное действие статических и динамических нагрузок может способствовать развитию усталостных трещин в деталях «плита».

Формы № 5, 6 и 7 – колебания шкива ротора и грузов на шкиве. Формы этих колебаний получены при исследовании динамики ротора и показаны на рисунках 4.6 – 4.8, частоты, как и ожидалось, несколько ниже, чем при моделировании ротора на жестких опорах без корпуса траверсы. На рисунке 6.5 показаны колебания шкива с частотой 71,1 Гц при одновременных изгибных колебаниях нижней связи в вертикальной плоскости, за счет чего и уменьшилась рассчитанная ранее частота колебаний ротора. Ближайшая частота возбуждения 70 Гц обусловлена высшими формами от дисбаланса ротора.

Имя модели: Траверса с ротором 22
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип эпоры: Частотный Перемещение7
 Форма колебаний : 7 Значение = 71.139 Гц
 Шкала деформации: 1.3167

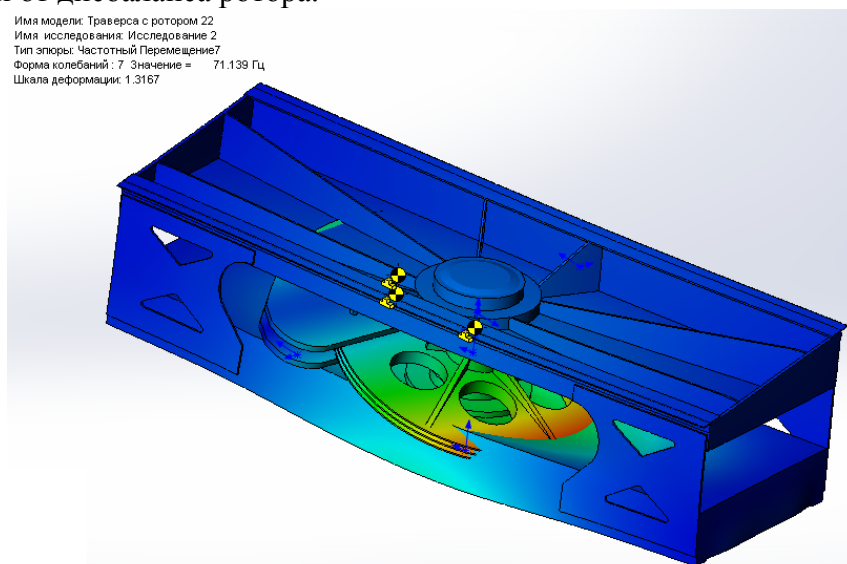


Рисунок 6.5 – Колебания шкива и изгиб нижней связи с частотой 71,1 Гц

Имя модели: Траверса с ротором 22
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип элоры: Частотный Перемещение8
 Форма колебаний : 8 Значение = 96.262 Гц
 Шкала деформации: 1.99737

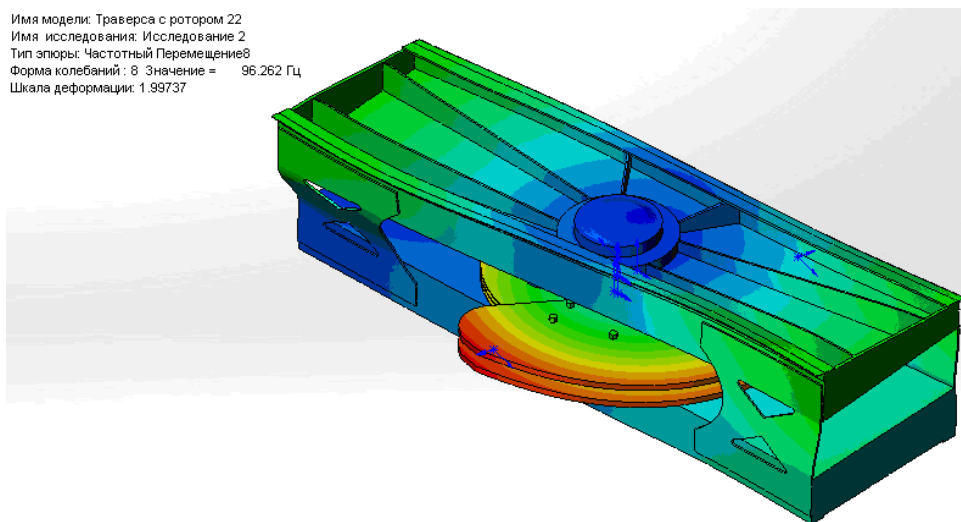


Рисунок 6.6 – Повороты верхней связи относительно нижней связи с частотой 96,3 Гц

Имя модели: Траверса с ротором 22
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип элоры: Частотный Перемещение9
 Форма колебаний : 9 Значение = 106.63 Гц
 Шкала деформации: 1.53134

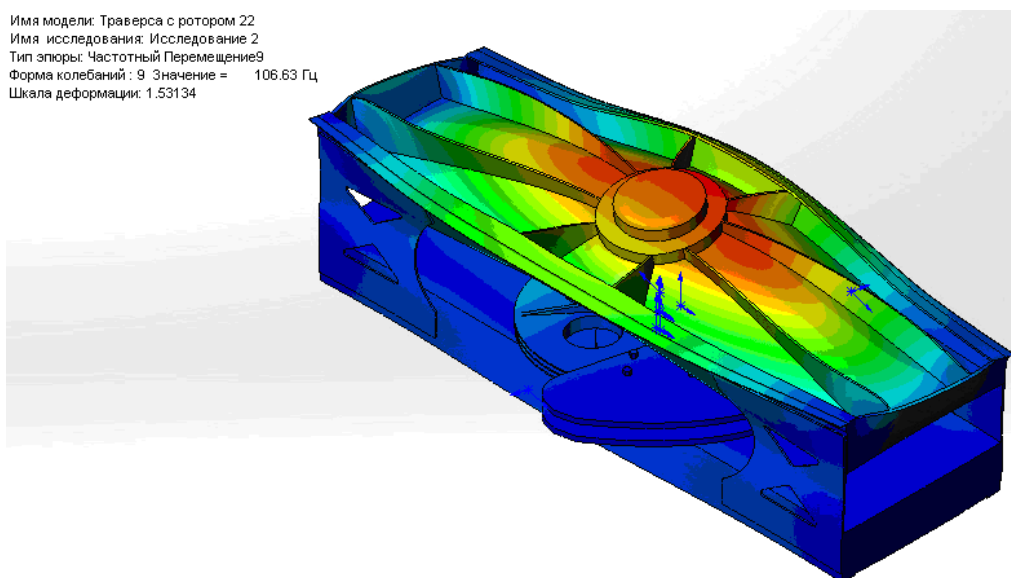


Рисунок 6.7 – Изгиб верхней связи с частотой 106,6 Гц

Формы колебаний, приведенные на рисунках 6.6 и 6.7, а также остальные более высокочастотные формы маловероятны, так как в конструкции отсутствуют источники возбуждения колебаний с близкими частотами.

Моделирование колебаний траверсы с панелями (рисунок 6.8) показало, что на панелях не возникает опасных колебаний, так как отсутствуют источники возбуждения с соответствующими частотами. Полученные частоты приведены в таблице 6.6.

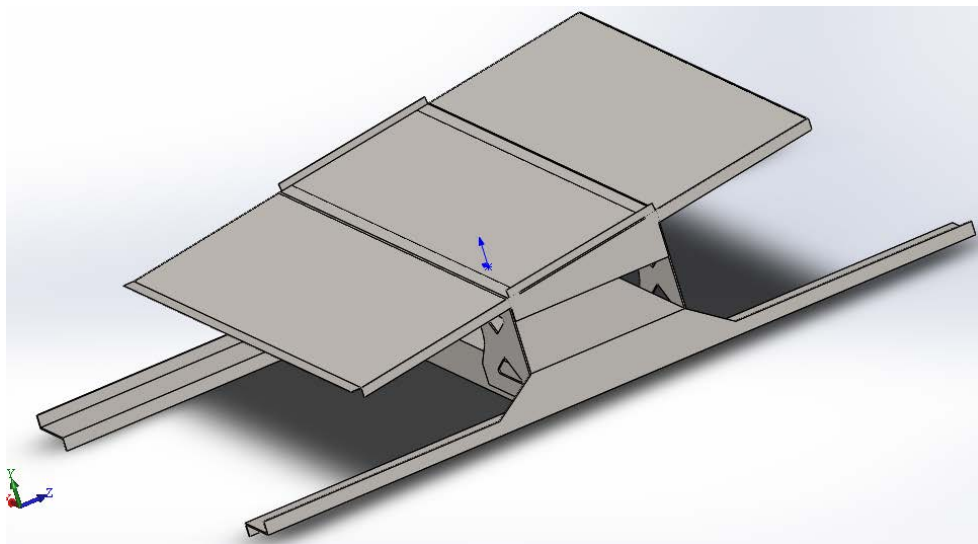


Рисунок 6.8 – Модель траверсы с панелями

Таблица 6.6 – Список режимов

Количество частот	Герц	Количество частот	Герц
1	0.44879	11	137.55
2	1.0112	12	147.31
3	1.2958	13	147.55
4	23.311	14	153.6
5	26.263	15	174.52
6	48.444	16	176.39
7	67.332	17	188.71
8	76.229	18	192.99
9	88.444	19	212.42
10	131	20	282.7

7 Выводы и рекомендации

На основе выполненных расчетов и анализа результатов численных исследований можно предложить следующие выводы и рекомендации:

1. Основными источниками возможных резонансных колебаний узла «траверса» являются дисбаланс ротора (в том числе по субгармоникам и высшим формам) и колебания, возникающие на подшипниковых частотах.

2. Подшипники в радиальном направлении загружены удовлетворительно, должны работать без перегруза и проскальзывания тел качения. Допустимая осевая нагрузка подшипников значительно превышает действующую осевую нагрузку. Дополнительной фиксации ротора в осевом направлении не требуется.

3. По результатам статического моделирования напряжения на поверхности конструкции ротора невелики. Максимальные напряжения до 22,2 МПа наблюдаются на посадочном бурте вала со стороны крепления грузов.

4. Напряжения среза болтов при самых неблагоприятных условиях не превысят 40,68 МПа, а напряжения смятия – 28,36 МПа, что существенно меньше предельных напряжений для примененного конструкционного материала.

Максимальные напряжения изгиба вала не превышают 52,56 МПа, что значительно меньше предельного напряжения текучести для примененного конструкционного материала.

5. Фактором, возбуждающим крутильные колебания ротора с частотой 8,5 Гц, может быть износ сепараторов подшипников и увеличение зазора в гнездах установки роликов (частота возбуждения – 8,2 Гц).

6. Колебания с изгибом шкива со стороны крепления грузов могут возбуждаться высшими гармониками дисбаланса ротора и могут привести к ослаблению затяжки гаек крепления грузов.

7. В отдельных зонах конструкции корпуса траверсы напряжения от статической нагрузки корпусов подшипников могут превышать не только предел текучести применяемого материала, но и предел прочности. Максимальные напряжения (до 370...454 МПа) отмечаются на радиусах скругления $R = 10$ мм в углах выемок деталей «плита» (черт. БСХ-200.2.01.101 и БСХ-200.2.01.102). Повышенные напряжения могут вызвать образование трещин в указанных местах с дальнейшим их усталостным развитием при колебаниях траверсы с частотой 30...35 Гц. Моделирование с увеличением радиусов скруглений с 10 мм до 20 мм показало, что напряжения в опасных зонах уменьшились на 50...80 МПа, но остаются выше предела текучести используемого конструкционного материала. Целесообразно исследовать конструкцию плит без выемок.

8. Моделирование колебаний траверсы с панелями показало, что на панелях не должно возникать опасных колебаний, так как отсутствуют источники возбуждения с соответствующими частотами.

Список использованной литературы

1. Гаркуша, А.И. Динамика и прочность деталей газотурбинных двигателей [Текст]: курс лекций / А.И. Гаркуша, В.С. Чигрин. – Х.: Нац.аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2011. – 136 с.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. [Текст]: т. 3 / под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Общий каталог SKF [электронный ресурс].
4. Руководство пользователя SolidWorks Premium 2013 [электронный ресурс].
5. Чигрин, В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В.С. Чигрин, С.І. Суховій. Х.: Нац. аерокосміч. ун-т «ХАІ», 2010. – 286 с.