

ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

Определение источников вибрации элементов конструкции «НВХ-Вентилятор»
при действии эксплуатационных нагрузок и наличии радиальных зазоров в под-
шипниках

Исполнитель

к.т.н. доцент

В.С. Чигрин

« ____ » _____ 2013

Харьков ХАИ 2013

Содержание

	Стр.
Введение	3
1 Цель исследования	3
2 Описание объекта исследования «Ротор»	3
3 Оценка влияния торцевого биения крылатки на динамическую нагрузку	4
4 Определение опорных реакций в подшипниках	5
5 Определение частот возбуждения колебаний ротора	6
6 Модальный анализ ротора на жестких подшипниковых опорах	7
7 Определение возможных резонансных режимов элементов ротора	10
8 Определение влияния радиального зазора подшипника на критические частоты вращения ротора	10
9 Определение частот собственных колебаний кожуха	12
10 Выводы	15
Список использованной литературы	16

Введение

Объектом исследования являются сборные узлы – ротор вентилятора, состоящий из вала, шкива и крылатки с десятью лопастями, и сварной кожух, выполненный из листового материала. Ротор опирается на два подшипника серии 11210. Подшипник – шариковый сферический радиальный двухрядный, с плавающим сепаратором. Динамическая грузоподъемность – 26,5 кН, статическая грузоподъемность – 10,3 кН. Шариком диаметром 10,319 мм, количество – 38 (два ряда по 19 шариков). Минимальный радиальный зазор – от 7 до 21 мкм, нормальный зазор – от 16 до 36 мкм, увеличенный зазор – от 45 до 69 мкм.

Ротор приводится во вращение электродвигателем мощностью 3 кВт с частотой вращения 950 об/мин клиноременной передачей через трехручьевого шкива. Частота вращения ротора составляет 831 об/мин, что соответствует 13,85 об/с или 87 рад/с.

1 Цель исследования

Целью исследований является:

- определение собственных частот и форм колебаний узлов ротора и кожуха и выявление возможных резонансов;
- определение нагрузок на опоры ротора;
- определение влияния величины радиального зазора в подшипниках на частоты и формы колебаний ротора.

2 Описание объекта исследования «Ротор»

Для выполнения исследований в пакете SolidWorks была создана твердотельная модель ротора. При создании модели тщательно выдерживались геометрические размеры и жесткостно-массовые характеристики силовых элементов, сохранены способы сопряжения деталей – сварка и посадки, учтено натяжение ремней передачи. Шпонки и крепежные элементы не моделировались. Информация о деталях модели ротора приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Информация о модели

Имя документа	Путь документа	Дата изменения
Сборка Вал	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\HBX-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Сборка Вал.SLDASM	Thu Feb 07 20:34:12 2013
Вал-1	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\HBX-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Вал.SLDPRT	Tue Feb 05 21:14:09 2013
Крылатка-1	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\HBX-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Крылатка.SLDPRT	Wed Feb 06 20:36:28 2013
Розетка-1	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\HBX-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Розетка.SLDPRT	Wed Feb 06 21:51:39 2013
Шкив-1	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\HBX-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Шкив.SLDPRT	Mon Feb 04 21:45:10 2013

Конструкционные материалы использованы из библиотеки SolidWorks. Свойства конструкционных материалов ротора приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства материала

№.	Имя тела	Материал	Масса	Объем
1	Вал-1	[SW]Простая углеродистая сталь	34.6856 kg	0.00444687 m ³
2	Крылатка-1	[SW]Простая углеродистая сталь	30.8724 kg	0.003958 m ³
3	Розетка-1	[SW]Серый чугун	11.837 kg	0.00164402 m ³
4	Шкив-1	[SW]Серый чугун	3.29878 kg	0.000458164 m ³
Имя материала:		[SW]Простая углеродистая сталь		
Имя свойства	Значение	Единицы измерения	Тип значения	
Модуль упругости	2.1e+011	N/m ²	Постоянный	
Коэффициент Пуассона	0.28	NA	Постоянный	
Модуль сдвига	7.9e+010	N/m ²	Постоянный	
Массовая плотность	7800	kg/m ³	Постоянный	

Имя материала:	[SW]Серый чугун		
Модуль упругости	6.6178e+010	N/m^2	Постоянный
Коэффициент Пуассона	0.27	NA	Постоянный
Модуль сдвига	5e+010	N/m^2	Постоянный
Массовая плотность	7200	kg/m^3	Постоянный

Твердотельная модель ротора в сборе и расчетная сетка конечных элементов показаны на рисунке 1, информация о сетке конечных элементов – в таблице 3.

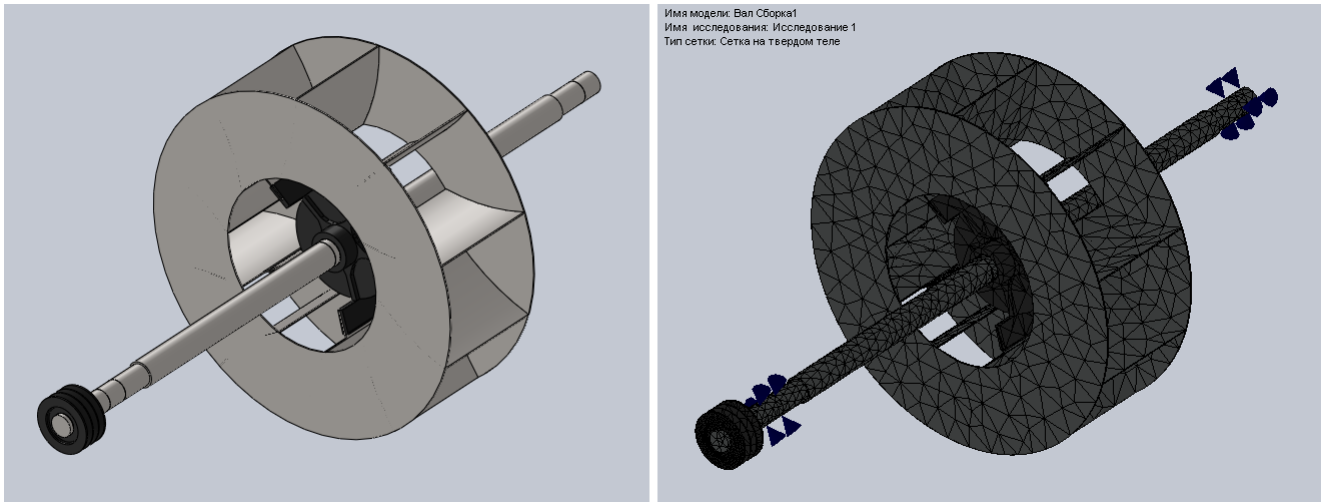


Рисунок 1 – Твердотельная модель ротора и сетка конечных элементов

Таблица 3 – Информация о сетке конечных элементов

Тип сетки:	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение:	Сетка на основе кривизны
Сглаживание поверхности:	Вкл
Проверка Якобиана:	4 Points
Качество:	Высокая
Количество элементов:	15173
Количество узлов:	29622

3 Оценка влияния торцевого биения крылатки на динамическую нагрузку

Допуск на торцевое биение диска крылатки $\delta = 6$ мм. При максимальном биении диск оказывается посаженным на вал кососимметрично (рисунок 2).

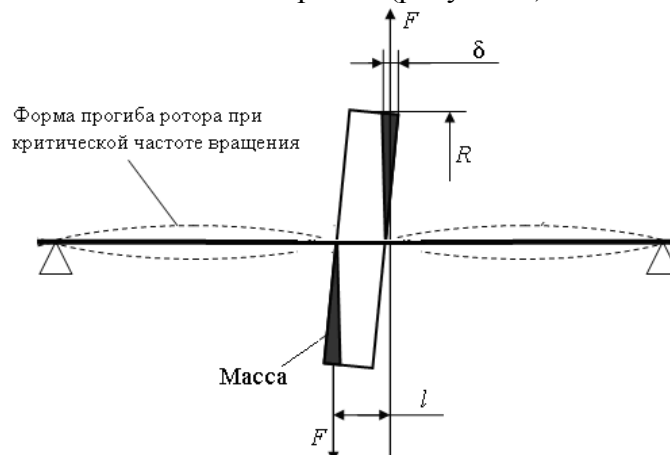


Рисунок 2 – Идеализированная схема ротора

Рассмотрим влияние торцевого биения крылатки на вибрационное состояние ротора. Ротор работает на частоте вращения 831 об/мин. Для простоты расчета ротор идеализован: крылатка представлена цилиндром с радиусом $R = 390$ мм и эквивалентной толщиной $l = 10,7$

мм (с учетом массы прикрепленных к нему рабочих лопаток и розетки). Плотность материала диска $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$. Торцевое биение $\delta/2$ примем равным 3 мм.

Несбалансированные массы диска m содержатся в объемах V , которые необходимо было бы убрать для балансировки диска. Они могут быть определены по формуле

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \delta \cdot R^2 / 3 = 4,23 \text{ кг.}$$

Центры масс этих объемов находятся на радиусах $r = 3R/4$.

При вращении ротора возникают две кососимметричные силы. Определим их для рабочей частоты вращения $n = 831 \text{ об/мин}$:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot (\pi \cdot n / 30)^2 \cdot 3R/4 = 9360 \text{ Н.}$$

В принципе, принятый допуск на торцевое биение крылатки 6 мм является приемлемым, так как нагрузка 9,36 кН в 2,8 раза меньше, чем динамическая грузоподъемность подшипника, и является скомпенсированной (силы приложены к дискам и противоположно направлены). Тем не менее, целесообразно при изготовлении ротора обеспечивать минимально возможное торцевое биение крылатки.

Так как силы дисбалансов разнесены на ширину крылатки $b = 275 \text{ мм}$, то под действием пары сил возникает изгибающий момент $M = F \cdot b = 2674 \text{ Нм}$, вращающийся с оборотной частотой. Действие этого момента увеличивает вибрацию и приводит к повышению нагрузки на подшипник и ослаблению посадки розетки крылатки на валу. При изнашивании подшипников и ослаблении посадки крылатки снижается жесткость системы, что ведет к снижению критической частоты вращения и дальнейшему увеличению вибрации ротора, что еще более усугубит ситуацию.

При сборке ротора предусмотрена его статическая балансировка. В этом случае при повышенных торцевых биениях дисков балансировочные грузики в процессе балансировки ротора могут попасть в зону с максимальными биениями. Ротор при этом будет статически сбалансирован в пределах допусков, но действие изгибающего момента будет не скомпенсировано, а дополнительно увеличится.

4 Определение опорных реакций в подшипниках

Необходимые для определения опорных реакций геометрические характеристики конструкции взяты из рабочих чертежей, массовые характеристики получены из твердотельного моделирования и приведены в таблице 2. При расчетах учтены дисбаланс ротора и натяжение приводных ремней.

Максимальный допустимый дисбаланс ротора составляет 150 г·см. При таком дисбалансе амплитуда переменной центробежной силы незначительна и составляет 11,3 Н.

Результаты расчета приведены на рисунке 3.

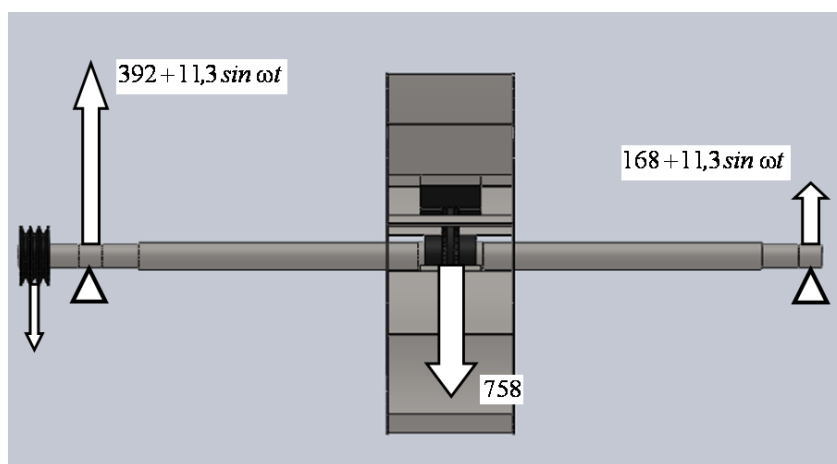


Рисунок 3 – Опорные реакции ротора

Максимальная реакция на левом подшипнике без учета допуска на торцевое биение диска – 403,3 Н, на правом – 179,3 Н, минимальная нагрузка – 380,7 Н и 156,7 Н соответственно.

Для шарикоподшипника минимально допустимая нагрузка составляет приблизительно 0,01 от величины динамической грузоподъемности. Для подшипника серии 11210 эта величина равна 265 Н. Таким образом, минимальная нагрузка на левый подшипник (380,7 Н) несколько больше минимально допустимой, а на правый (156,7 Н) – несколько меньше, что может привести при работе к возникновению ударных нагрузок и ускоренному износу подшипника.

На рисунке 4 приведен характер изменения нагрузок на левый и правый подшипники с учетом дисбаланса ротора.

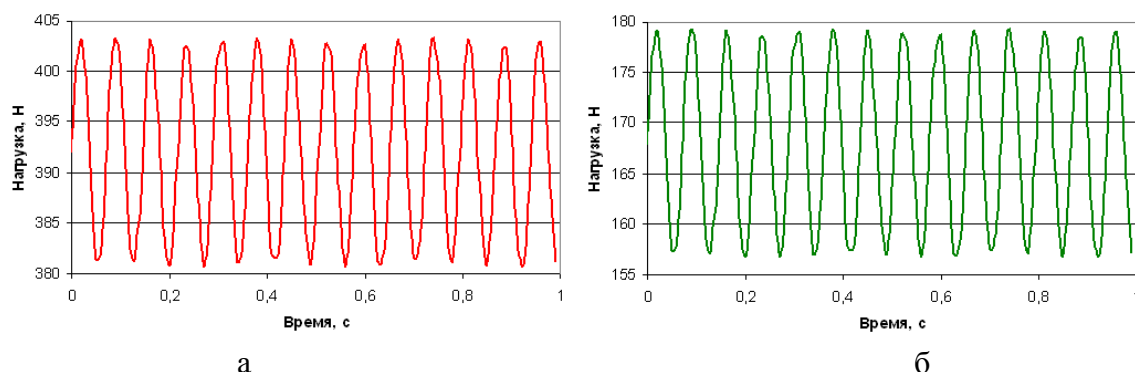


Рисунок 4 – Характер изменения нагрузок на левый (а) и правый (б) подшипники

5 Определение частот возбуждения колебаний ротора

Одним из самых распространенных источников колебаний ротора является *дисбаланс вращающихся масс*. Его появление обычно приводит к резкому увеличению вибраций.

Частоты спектральных составляющих роторной вибрации зависят от режима работы (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, c^{-1} .

Причины возникновения дисбаланса могут иметь различную природу:

- дефекты изготовления ротора или его элементов и наличие допуска на балансировку (в этом случае возрастает амплитуда роторной вибрации на частоте $f_1 = n_c = 13,85$ Гц);
- неправильная сборка ротора или подшипниковых опор при первичном монтаже или после ремонта (несоосность или некоаксиальность опор может вызвать вибрации с оборотной частотой $f_1 = n_c = 13,85$ Гц или удвоенной оборотной частотой $f = 2 n_c = 27,7$ Гц);
- резонансные колебания ротора из-за нарушения режима работы и изменения жесткости системы ротор-корпус (их внешнее проявление в спектре вибрации аналогично неуравновешенности ротора). 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.

Обычно первая гармоника в вертикальном направлении равна, а чаще чуть меньше первой гармоники вибрации в поперечном направлении. Отклонения от этого правила возникают иногда при увеличенных боковых зазорах в подшипнике, при очень больших различиях в величине податливости подшипников в вертикальном и поперечном направлениях.

Вибрация от дисбаланса во многих случаях является возбуждающим фактором, который приводит к «проявлению» в состоянии агрегата и в спектре зарегистрированной вибрации признаков различных дефектов, например, подшипниковых. После проведения дополнительной балансировки и устранения небольшого дисбаланса вибрация обычно снижается до нормального значения. При этом дефекты подшипников остаются, но они в вибрации не проявляются, так как нет возбуждающей силы.

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, частоты сепаратора и частоты тел качения.

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (часто в литературе обозначаемая BPFO): $f = n_c \cdot \frac{z_T}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma\right) = 115 \text{ Гц}$ и 230 Гц ,

где n_c – частота вращения вала; D_0 – средний диаметр подшипника; d_w – диаметр шарика; γ – угол контакта; z_T – число тел качения (для 19 или 38 шариков);

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPFI):

$$f = n_c \cdot \frac{z_T}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma\right) = 148 \text{ Гц}$$
 и 296 Гц ;

частота сепаратора (FTF): $f = \frac{n_c}{2} \cdot \left(1 \pm \frac{d_w}{D_0} \cos \gamma\right) = 6,1 \dots 7,8 \text{ Гц}$;

частота перекатывания тел качения (BSF):

$$f = n_c \cdot \frac{D_0}{2d_w} \cdot \left(1 \pm \left(\frac{d_w}{D_0} \cos \gamma\right)^2\right) = 49,6 \dots 51 \text{ Гц}$$
;

изнашивание сепаратора и увеличение зазоров в гнездах установки тел качения. Для шарикового подшипника $f = \frac{n_c \cdot i}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D_0}\right) = 6,79 \cdot i \text{ Гц}$; $i = 1; 2; 3; \dots$

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: $f = \frac{n_c \cdot z \cdot (D_0 - d \cdot \cos \gamma)}{2D_0} = 115 \text{ Гц}$ и 230 Гц .

В лопаточных машинах колебания ротора могут возникнуть из-за конечного числа и неидентичности аэродинамических характеристик лопастей и вызванной ею неравномерности воздушного потока, обтекающего лопасти. Исследуемая конструкция имеет крылатку с десятью лопастями, т.е.

$$f = 10 \cdot n_c = 138,5 \text{ Гц}.$$

Таким образом, частоты возбуждения в исследуемой конструкции имеют значения $6,1 \dots 7,8 \text{ Гц}$; $13,85 \text{ Гц}$; $27,7 \text{ Гц}$; $49,6 \dots 51 \text{ Гц}$; 115 Гц ; $138,5 \text{ Гц}$; 148 Гц ; 230 Гц ; 544 Гц ; 296 Гц .

6 Модальный анализ ротора на жестких подшипниковых опорах

Для созданной в пакете SolidWorks твердотельной модели ротора выполнен модальный анализ для определения частот и форм колебаний ротора и его элементов на жестких опорах (таблица 4).

Таблица 4 – Определения соединителей

Имя соединителя	Выбранный набор	Тип нагрузки
Основание подшипника-1 <Вал-1>	Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Неподвижная жесткость	Последовательное нагружение
Основание подшипника-2 <Вал-1>	Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Неподвижная жесткость	Последовательное нагружение

Результаты расчета представлены на рисунках 5 – 9.

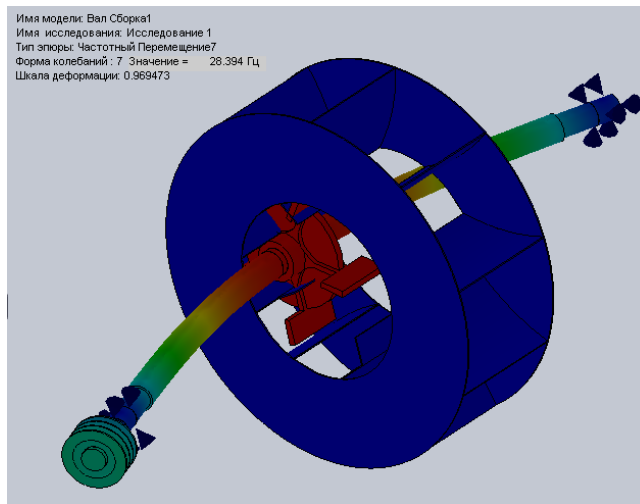


Рисунок 5 – Колебания ротора по первой изгибной форме с частотой 28,4 Гц

Критическая частота вращения гладкого несомого вала, свободно опирающегося на два подшипника, при колебаниях его по первой изгибной форме определяется по формуле

$$n_{\text{ед} \dot{a}} = \frac{30 \cdot \pi}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho F}} = 3001 \text{ об/мин},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ – модуль упругости материала вала; $I = \pi d^4 / 64 = 0,00000059451 \text{ м}^4$ – момент инерции сечения вала; $F = \pi d^2 / 4 = 0,0027326 \text{ м}^2$ – площадь сечения вала; $d = 0,059 \text{ м}$ – диаметр вала; $l = 1,55 \text{ м}$ – расстояние между опорами; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала вала.

Критическая частота вращения несомого вала с закрепленным на нем диском без учета разности масс дисков крылатки при изгибных колебаниях по первой форме определяется по формуле

$$n_{\text{ед} \ddot{a}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 1855 \text{ об/мин},$$

где $m = 42,661 \text{ кг}$ – масса диска; $k = 48EI / l^3 = 1609254 \text{ Н/м}$ – жесткость вала.

Критическая частота вращения ротора на двух опорах, состоящего из упругого вала с диском, может быть определена с учетом массы вала и диска при первой форме упругой линии вала методом разложения на элементарные системы по формуле

$$1/n_{\text{ед}}^2 = 1/n_{\text{ед} \dot{a}}^2 + 1/n_{\text{ед} \ddot{a}}^2, \text{ или } n_{\text{ед}} = \frac{n_{\text{ед} \dot{a}} \cdot n_{\text{ед} \ddot{a}}}{\sqrt{n_{\text{ед} \dot{a}}^2 + n_{\text{ед} \ddot{a}}^2}} = 1578 \text{ об/мин или } 26,3 \text{ об/с},$$

что удовлетворительно согласуется с результатами численного расчета (28,4 Гц).

Численное моделирование было выполнено двумя способами, в подрисовочных подписях приведены полученные диапазоны частот.

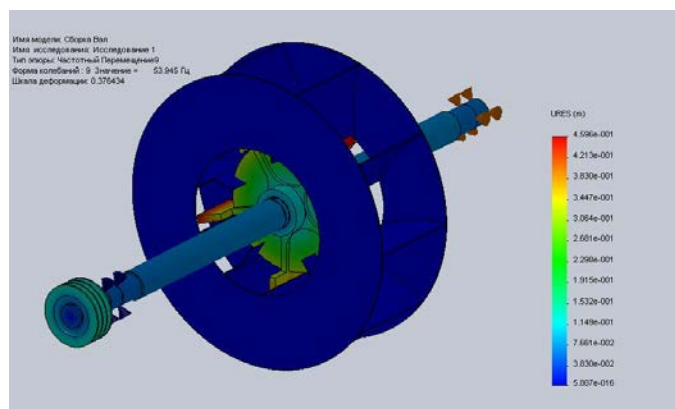


Рисунок 6 – Крутильные колебания вала с частотой 54...60,231 Гц

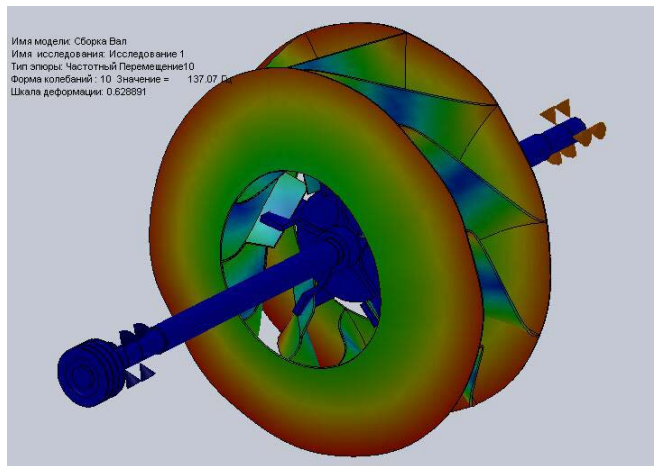


Рисунок 7 – Крутильные колебания дисков крылатки с частотой 137...143,22 Гц

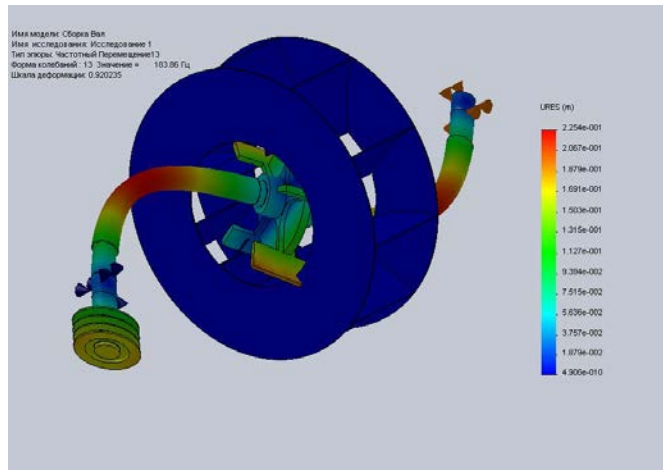


Рисунок 8 – Колебания ротора по второй изгибной форме с частотой 184...184,25 Гц

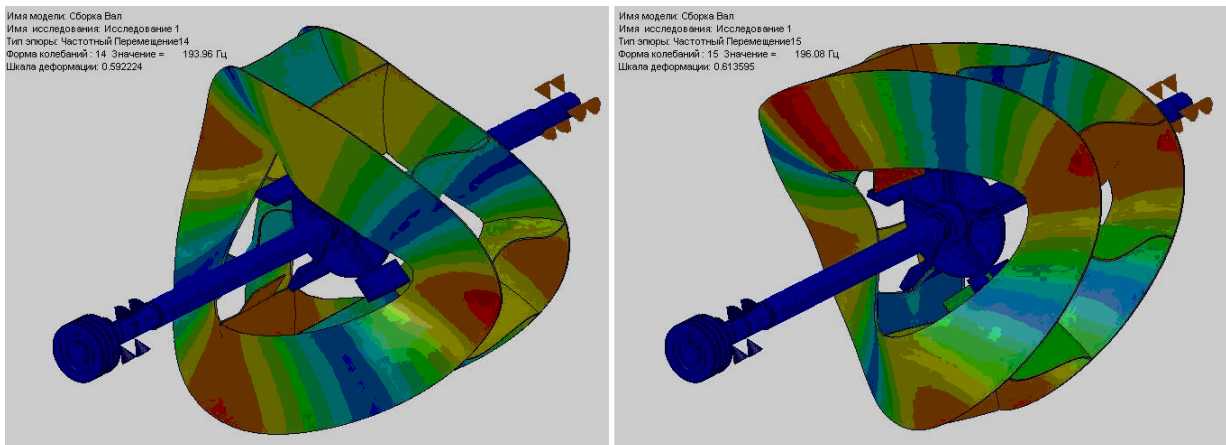


Рисунок 9 – Изгибные колебания дисков крылатки с двумя узловыми диаметрами с частотой 194...196 Гц

Колебания более сложных форм имеют частоты выше 347 Гц. Основные наиболее характерные частоты колебаний ротора при расчете по первому способу приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Список частот колебаний ротора

Количество частот	Герц	Количество частот	Герц
7	28.394	14	193.96
8	40.008	15	196.09
9	53.945	16	347.42
10	137.07	17	353.56
11	161.04	18	415.12
12	169.29	19	469.06
13	183.86	20	480.61

7 Определение возможных резонансных режимов элементов ротора

Колебания ротора по первой изгибной форме (28,4 Гц) практически попадают в резонанс со второй оборотной частотой (27,7 Гц), источником которой обычно являются большие допуски на несоосность или некоаксиальность подшипниковых опор при монтаже или после ремонта.

Резонансные крутильные колебания дисков крылатки с частотой 137...143,22 Гц могут иметь аэродинамические источники возбуждения из-за неравномерности потоков с 10 лопастей крылатки (138,5 Гц).

Остальные выявленные формы колебаний, в том числе и колебания дисков крылатки с назадбегающими волнами с двумя узловыми диаметрами ($f_{\text{НБ}} = 195 - 2 \cdot 13,85 = 167,3$ Гц), не попадают в возможные резонансные режимы и являются безопасными.

8 Определение влияния радиального зазора подшипника на критические частоты вращения ротора

Для исследуемого ротора на жестких опорах критическая скорость вращения $\omega_{\text{кр}} = 178,4$ рад/с (28,4 об/с) при значительно меньшей рабочей угловой скорости $\omega = 87$ рад/с (13,85 об/с), поэтому при увеличении радиального зазора в подшипнике пропадания первой изгибной формы при работе агрегата наблюдаться не будет, амплитуда раскочки ротора в зазоре подшипника и ударная нагрузка будут увеличиваться, а частота колебаний – уменьшаться.

Моделирование выполнено в предположении, что на подшипники действуют средние нагрузки, определенные в п. 4. Жесткость левой опоры при износе подшипника до радиального зазора 0,1 мм составляет $3,92 \cdot 10^6$ Н/м, правой опоры – $1,68 \cdot 10^6$ Н/м. В таблице 6 приведены характеристики жесткостей подшипников.

Таблица 6 – Определения соединителей

Имя соединителя	Выбранный набор	Тип нагрузки
Основание подшипника-1 <Вал-1>	Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Гибкая жесткость; с жесткостью вращения 3920000.0 N/m	Последовательное нагружение
Основание подшипника-2 <Вал-1>	Подшипник Жесткая связь на вкл 1 Грани Гибкая жесткость; с жесткостью вращения 1680000.0 N/m	Последовательное нагружение

На рисунках 10 – 14 представлены результаты моделирования.

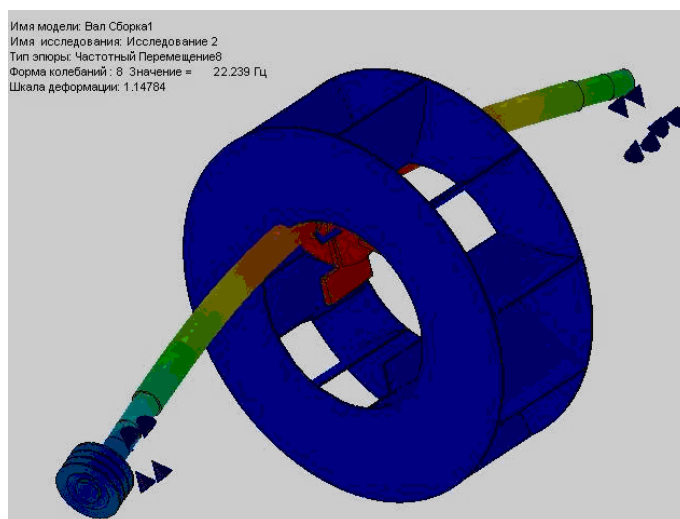


Рисунок 10 – Изгибные колебания ротора по первой форме с частотой 22,2 Гц

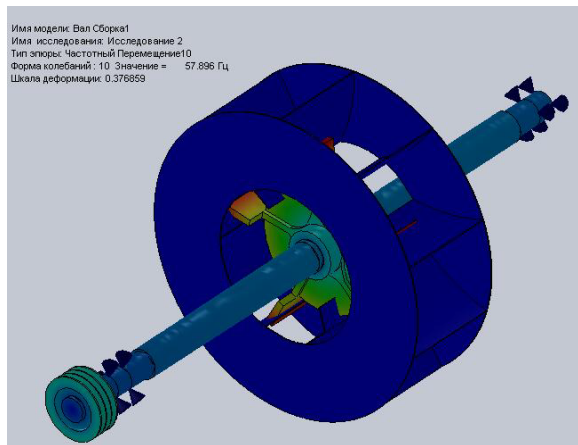


Рисунок 11 – Крутильные колебания вала с частотой 57,9 Гц

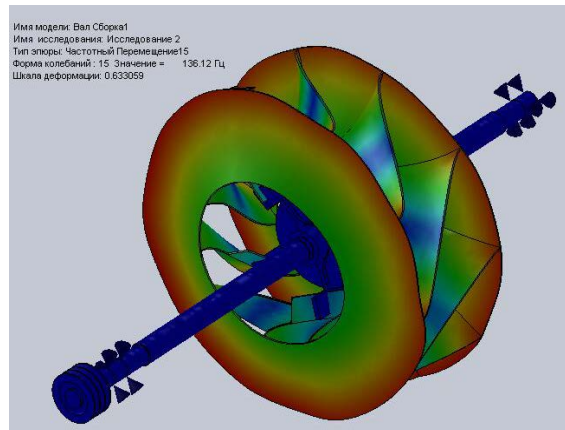


Рисунок 12 – Крутильные колебания дисков крылатки с частотой 136,1 Гц

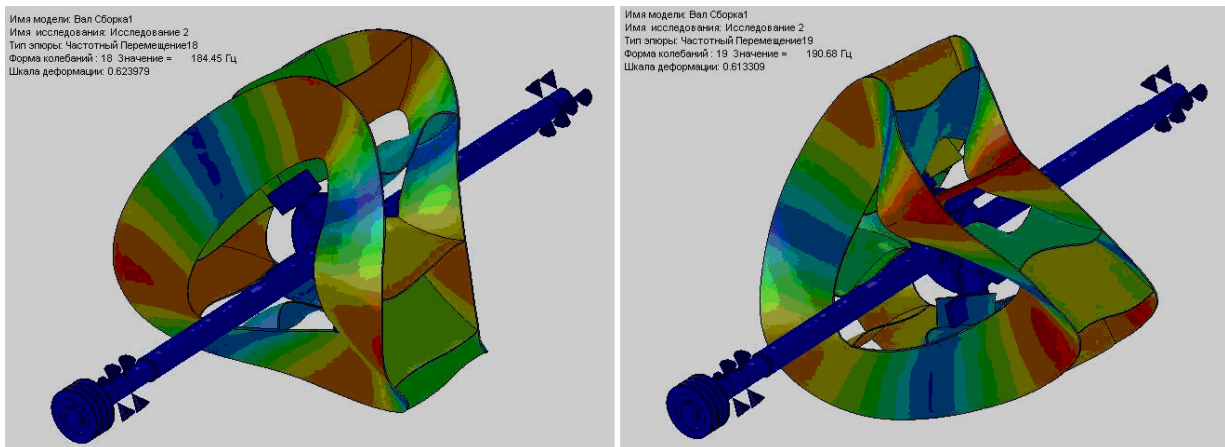


Рисунок 13 – Изгибные колебания дисков крылатки с двумя узловыми диаметрами с частотой 194...196 Гц

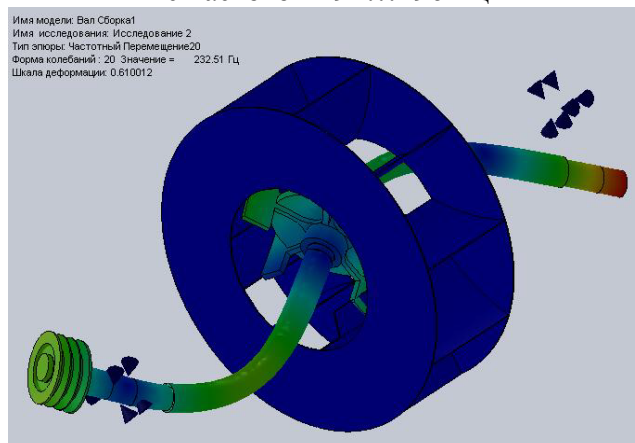


Рисунок 14 – Колебания ротора по второй изгибной форме с частотой 232 Гц

Колебания более сложных форм имеют частоты выше 300 Гц. Основные наиболее характерные частоты колебаний ротора приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Список частот колебаний ротора

Количество частот	Герц	Количество частот	Герц
8	22.239	15	136.12
9	22.281	16	158.28
10	57.896	17	163.17
11	87.019	18	184.45
12	87.05	19	190.68
13	117.8	20	232.51
14	117.93		

Частота колебаний по первой изгибной форме при износе подшипников несколько снизилась, а по второй изгибной форме – повысилась (232,5 Гц) и попадает в резонансный режим (230 Гц). Резонанс, скорее всего, будет безопасным, так как его источник слабый (подшипниковые частоты). Частота крутильных колебаний дисков крылатки практически не изменилась и осталась в резонансном режиме, частота колебаний дисков крылатки с двумя узловыми диаметрами также практически не изменилась и не находится в резонансном режиме.

9 Определение частот собственных колебаний кожуха

Для исследования была разработана твердотельная модель кожуха. Информация о модели и конструкционном материале представлена в таблице 8, информация о сетке конечных элементов – в таблице 9, твердотельная модель – на рисунке 15, сетка конечных элементов – на рисунке 16.

Таблица 8 – Информация о модели и свойства материала

Имя документа	Конфигурация	Путь документа	Дата изменения	
Кожух	По умолчанию	G:\Wneshnii\Данилейко\Привод вейки\НВХ-Вентилятор привода вейки\Детали привода вейки\Кожух.SLDPRT	Thu Feb 07 17:43:29 2013	
No.	Имя тела	Материал	Масса	Объем
1	Кожух	[SW]Простая углеродистая сталь	69.3674 kg	0.00889326 m ³
Имя материала:		[SW]Простая углеродистая сталь		
Тип модели материала:		Линейный Упругий Изотропный		
Имя свойства	Значение	Единицы измерения	Тип значения	
Модуль упругости	2.1e+011	N/m ²	Постоянный	
Коэффициент Пуассона	0.28	NA	Постоянный	
Модуль сдвига	7.9e+010	N/m ²	Постоянный	
Массовая плотность	7800	kg/m ³	Постоянный	

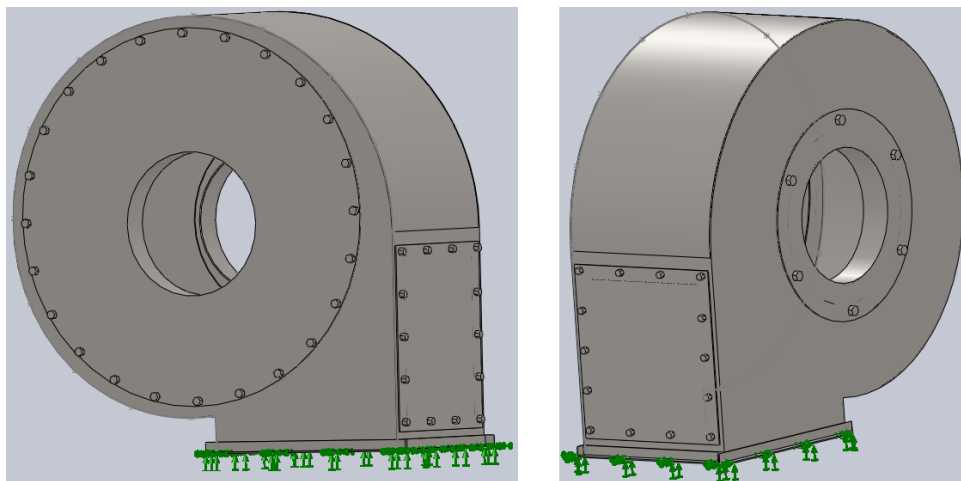


Рисунок 15 – Твердотельная модель кожуха

Таблица 9 – Информация о сетке

Тип сетки:	Сетка на твердом теле
Сглаживание поверхности:	Вкл
Проверка Якобиана:	4 Points
Размер элемента:	39.58 mm
Допуск:	1.979 mm
Качество:	Высокая
Количество элементов:	15966
Количество узлов:	32132
Управление-1 <Кожух>	Управление сеткой с исходным элементом 13.3873 mm, 1000 слоями и нормой 1.5.

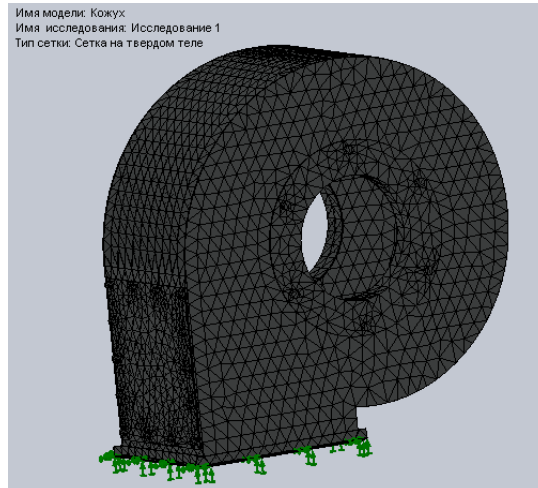
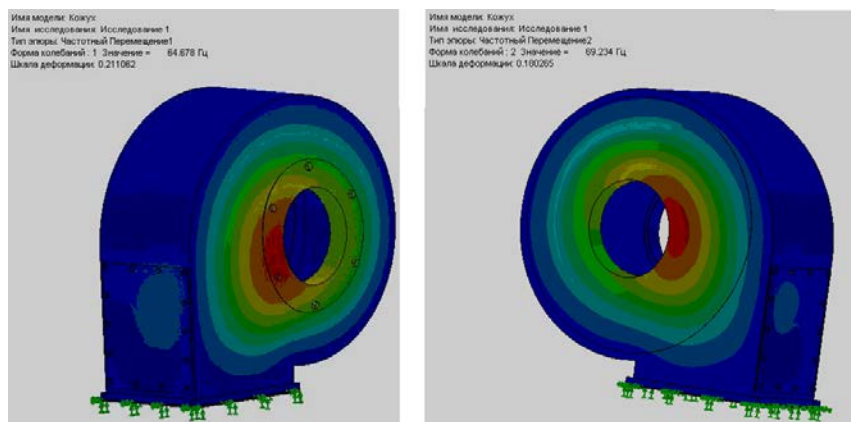


Рисунок 16 – Сетка конечных элементов модели «Кожух»

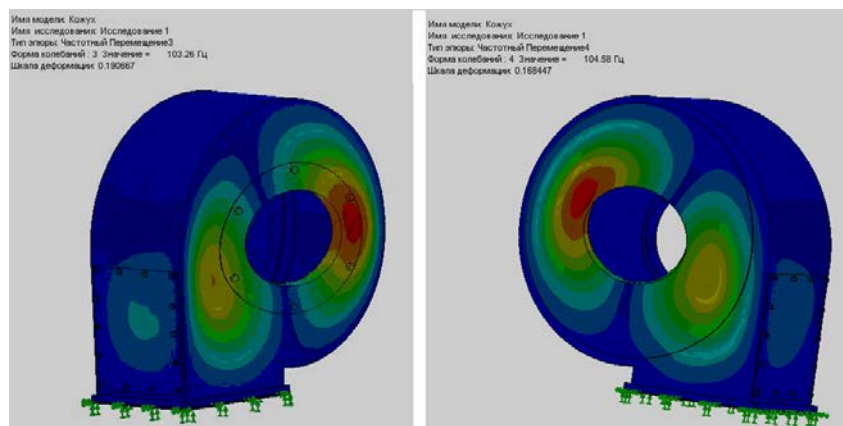
Результаты исследования кожуха представлены на рисунках 17 – 24



Перемещение 1

Перемещение 2

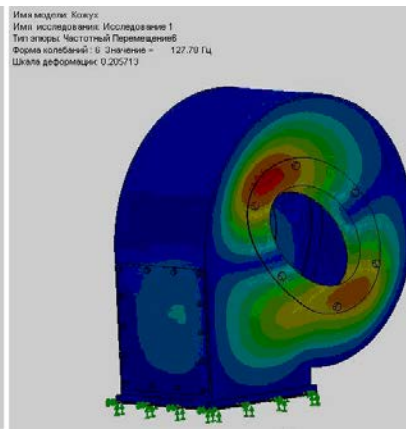
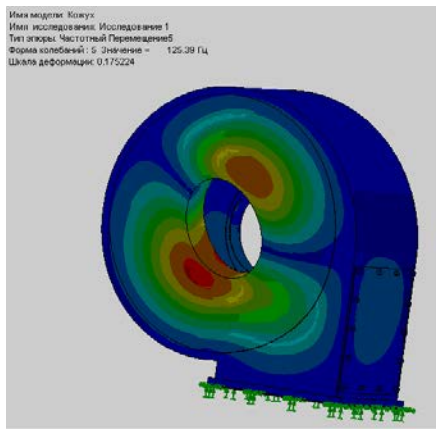
Рисунок 17



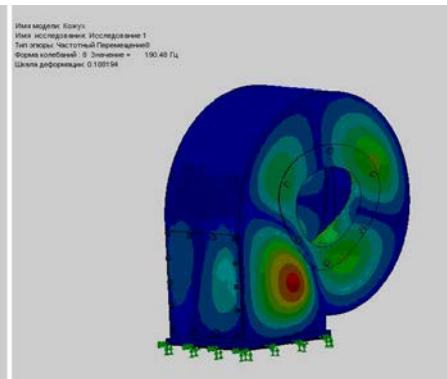
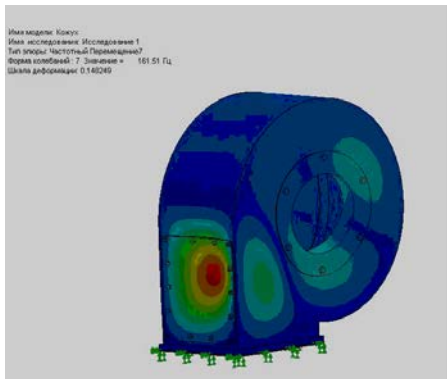
Перемещение 3

Перемещение 4

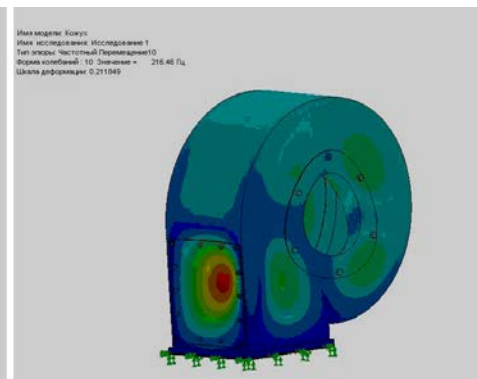
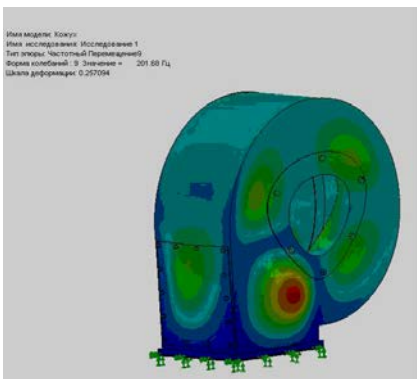
Рисунок 18



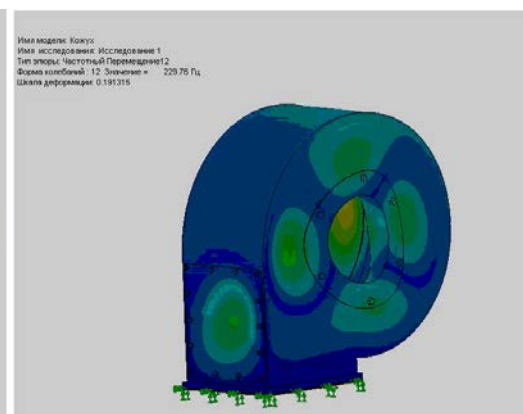
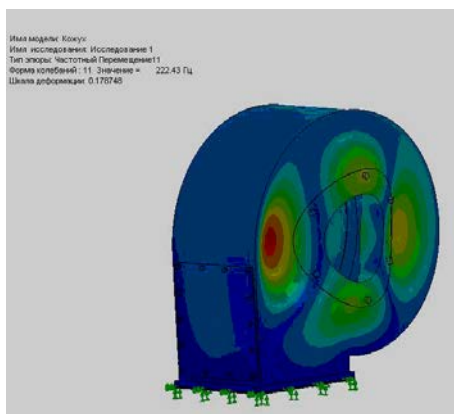
Перемещение 5 Перемещение 6
Рисунок 19



Перемещение 7 Перемещение 8
Рисунок 20



Перемещение 9 Перемещение 10
Рисунок 21



Перемещение 11 Перемещение 12
Рисунок 22

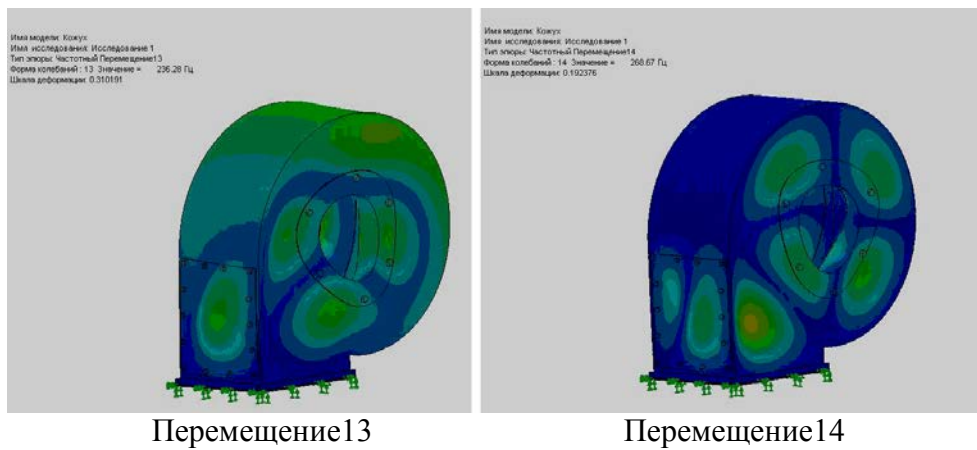


Рисунок 23

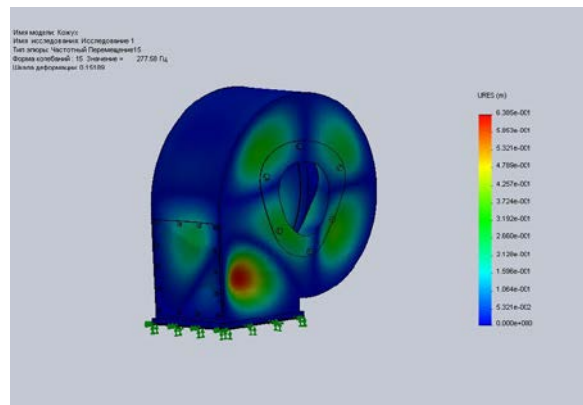


Рисунок 24 – Перемещение15

В таблице 10 приведены частоты колебаний кожуха для исследованных форм.

Таблица 10 – Частоты колебаний кожуха

Количество частот	Герц	Количество частот	Герц
1	64.678	11	222.43
2	69.234	12	229.76
3	103.26	13	236.28
4	104.58	14	268.67
5	125.39	15	277.58
6	127.78	16	319.89
7	161.51	17	327.89
8	190.48	18	349.73
9	201.68	19	357.74
10	216.46	20	365.2

Результаты расчета показали, что резонансных режимов для кожуха нет, раскрытия сварных швов не выявлено. Резонанс на 12 форме с частотой 229,76 Гц при частоте возбуждения 230 Гц от подшипников не возникнет, так как к боковым щекам кожуха прикреплены фланцами корыта (не моделировались), что повысит жесткость боковых щек кожуха и исключит их изгибные колебания с узловыми диаметрами.

10 Выводы

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Колебания ротора по первой изгибной форме (28,4 Гц) практически попадают в резонанс со второй оборотной частотой (27,7 Гц). Провоцировать повышенную вибрацию на удвоенной оборотной частоте могут дисбаланс ротора, несоосность в вертикальном и поперечном направлениях, некоаксиальность стаканов корпусов подшипников, увеличение радиальных зазоров подшипников.

2. Вторая и более высокие формы изгибных колебаний вала безопасны, так как при работе установки отсутствуют мощные возбуждающие воздействия на этих частотах.

3. Повышение радиального зазора в подшипниках до 0,1 мм не ухудшает работу агрегата, так как не появляются новые резонансные режимы.

4. Крутильные резонансные колебания с противоположным вращением дисков крылатки на частоте 138 Гц могут возникнуть из-за неравномерного потока от 10 лопастей крылатки. Деформации при колебаниях могут привести к разрушению сварных швов крепления лопастей к дискам и появлению усталостных трещин в консолях пяти лопастей с болтовым креплением их к розетке.

5. Изгибные колебания дисков крылатки возникают при любом состоянии подшипников на практически стабильных частотах и не являются причиной повышенных вибраций установки.

6. Частоты колебаний кожуха не попадают в резонансные режимы, колебания не вызывают раскрытия сварных стыков и не являются опасными.

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 2009 [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.