

–наличие не очень сильного срывного обтекания с невысоким уровнем напряжений в лопатках;

–резкая зависимость амплитуды колебаний лопаток при достижении некоторого порогового значения положения рабочей точки на напорной характеристике вентилятора и исчезновение в этот момент слабого вращающегося срыва;

–строгая синхронность колебаний лопаток на частоте, близкой к частотам первой формы изолированных лопаток;

– наличие сдвига фаз колебаний между лопатками, соответствующего определенной диаметральной форме колебаний колеса;

–появление в потоке в момент возникновения колебаний лопаток диагностических спектральных составляющих, соотношения между которыми указывают на существование в потоке волны деформаций, бегущей против вращения колеса.

Выявленные особенности колебаний лопаток позволяют их трактовать как решётчатый флаттер на режиме дозвукового срывного обтекания.

В результате проведённого экспериментального исследования сделан вывод о том, что имеются два вида дозвукового решётчатого флаттера: бессрывной флаттер, которому соответствует волна деформации, бегущая по вращению и срывной флаттер, при котором волна деформации бежит против вращения.

Библиографический список

1. Хориков, А.А. К вопросу влияния механической связанности лопаток на устойчивость однородного компрессорного колеса к флаттеру / А.А. Хориков // Аэроупругость лопаток турбомашин. Вып. 2. – ЦИАМ, 1983. – с.234-254. –(Труды ЦИАМ; №1064).
2. Снайдер, Коммерфорд. Сверхзвуковой безотрывный флаттер в роторах вентиляторов: теория и эксперимент. Энергетические машины и установки (пер. Trans ASME. Ser.A), 1974, №4. – С.57-67.
3. Kurkov, A. Synthesis of blade flutter vibratory patterns using stationary transducers / A. Kurkov, J. Dicus // ASME Publ. NGT-160, 1978.
4. Сачин, В.М. Исследование фазовых характеристик связанных колебаний лопаток компрессоров в потоке / В.М. Сачин, А.А. Хориков, А.Г. Шатохин // Аэроупругость лопаток турбомашин. – ЦИАМ 1981. – с.287-296. – (Труды ЦИАМ; №953).
5. Хориков, А.А. Способ диагностики колебаний рабочего колеса турбомшины / А.А. Хориков. Патент РФ № 2111469.
6. Хориков, А.А. Метод и система диагностики аэроупругих колебаний рабочих лопаток компрессоров датчиками пульсаций / А.А. Хориков // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. – Харьков, ИПМ, 1997. – с.323-332.

УДК 621.813,534.933

ДЕМПФИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ИЗДЕЛИЙ СИЛАМИ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Курушин М.И., Курушин А.М., Барманов И.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет

VIBRATION DAMPING IN STRUKTURES BY FRICTION FORCE IN THREAD JOINTS
Kurushin M.I., Kurushin A.M., Barmanov I.S. Possibility of a damping of vibrations by means of forces of a friction in carving connections is investigated.

Для исследования демпфирования силами трения в витках были приняты несколько вариантов простейших

конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделано

ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Изделия условно возбуждались вибраторами в любом месте упругой системы в осевом направлении. Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. С изменением нагрузки в контактах податливых витков резьбы за счет податливостей самих витков, а также тел стержня и гайки происходит взаимное проскальзывание витков между собой, вследствие чего в них возникают силы трения, направленные против взаимных скоростей скольжения. Зависимости сил трения от давлений и скоростей скольжения принимались по закону Кулона в режиме сухого трения. Силы трения в контактах витков принимают участие в определении движения и демпфировании колебаний упругих систем с резьбовыми соединениями.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений

сил трения в контактах витков. Решения уравнений производятся численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка на ЭВМ. Было принято стальное резьбовое соединение М10. На рис.1 показана не дискретная одномассовая модель только с контактно податливыми витками и с упругой шайбой.

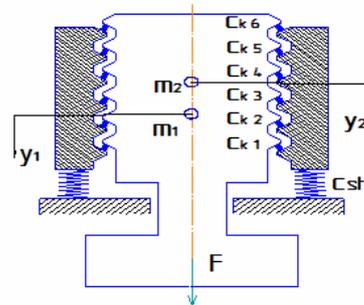


Рис. 1. Одномассовая упругая модель с упругой шайбой

На рис.2 приведены результаты расчетов одного варианта такой модели с упругой шайбой при следующих исходных данных: вес груза $G=50$ кг; статическая нагрузка $F_{cm}=20000$ Н; амплитуда переменного усилия $F_a=5000$ Н, жесткость стальной шайбы $C=40000000000$ Н/м, вес гайки $0,0177702$ кг. Собственная частота такой системы $n=278114$ об/мин (4635 Гц).

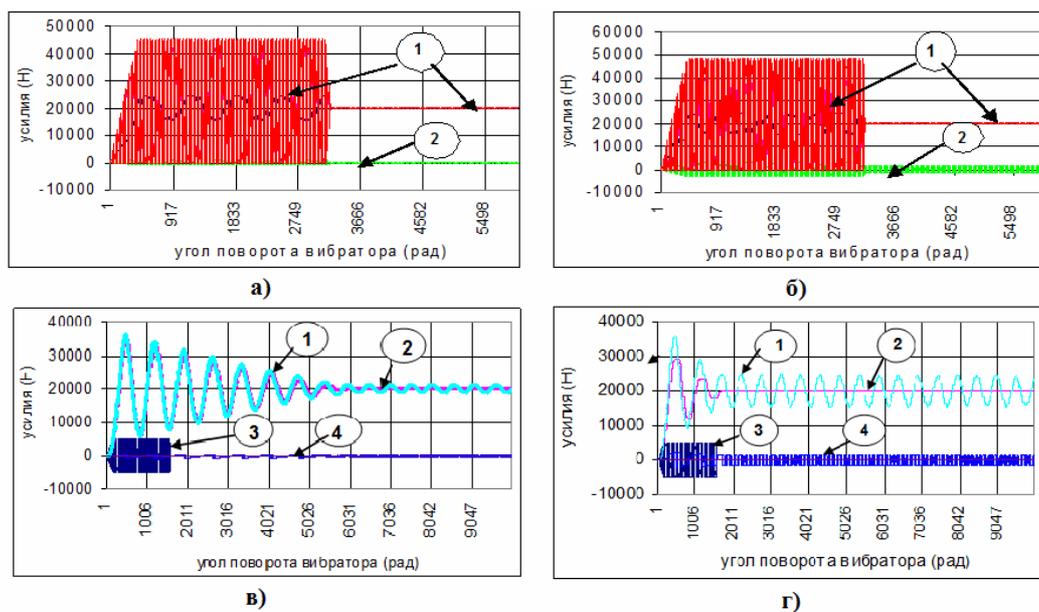


Рис. 2. Усилия в элементах модели при мгновенном сбросе переменной нагрузки: при частоте вращения вибратора $n=207\ 500$ об/мин
а) – при коэффициенте трения $f = 0,1$; б) – при коэффициенте трения $f = 0,4$
при частоте вращения вибратора $n=22\ 172\ 500$ об/мин
в) – при коэффициенте трения $f = 0,1$; г) – при коэффициенте трения $f = 0,4$

На рис.2 приведены значения суммарных осевых составляющих контактных усилий (1) и сил трения (2) в контактах витков резьбы при мгновенном сбросе переменной нагрузки: при частоте вращения вибратора 207500 об/мин: а) при коэффициенте трения $f=0,1$; б) при коэффициенте трения $f=0,4$. Видно, что при большем коэффициенте трения больше вынужденные вибрации, после сброса нагрузки больше и остаточные вибрации и силы трения в контактах витков. То же самое происходит и при частоте вибратора 22172500 об/мин при возбуждении со стороны корпуса: в) при коэффициенте трения $f=0,1$ и г) при коэффициенте трения $f=0,4$. Можно грубо полагать так. Если нет сил трения, то никакого демпфирования нет, и при большом значении коэффициентов трения в резьбе действующих усилий, а также сил упругостей и инерционных усилий недостаточно для преодоления сил

трения в резьбе, то тоже никакого демпфирования вибраций изделий не будет. Чем больше коэффициент трения, тем больше амплитуда остаточных вибраций после сброса нагрузки. И еще, чем больше упругих элементов в изделии, тем меньше возможность демпфирования вибраций в них силами трения в резьбе.

Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями и их демпфирование зависит от места приложения возбуждения. Если это место является пучностью собственной формы или близко к ней, то интенсивность вынужденных колебаний будет высокая. Если же это место является узлом собственной формы или близко к нему, то вибраций изделия может совсем не быть. К каждому изделию, на стадиях проектирования, и доводки необходимо подходить индивидуально с построением математических моделей динамики их.

УДК 534.282

МЕТОДИКА ВЫБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИХ ЗАДАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Балякин В.Б., Барманов И.С.

Самарский государственный аэрокосмический университет

METHOD OF SELECTION OF ELASTIC-DAMPING SUPPORT GEOMETRIC PARAMETERS TO PROVIDE THEIR DESIGNATED DYNAMIC CHARACTERISTICS

Balyakin V.B., Barmanov I.S. This article presents a methodology for choosing the geometric parameters of the elastic-damping support elements to provide necessary dynamic characteristics.

Для определения оптимальных или рациональных динамических характеристик опор роторов используются различные методы решения задач динамики роторной системы [1-2]. В результате, как правило, получают оптимальные или, в крайнем случае, рациональные значения коэффициентов C_0 - жёсткости и d_0 - демпфирования опоры ротора.

Для обеспечения этих значений коэффициентов жёсткости и демпфирования должны быть выбраны соответствующие

геометрические параметры упругодемпферных опор (УДО). В авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) УДО состоит из гидродинамического демпфера (ГДД), подшипника качения и упругого элемента.

Коэффициент демпфирования системы определяется как сумма коэффициентов демпфирования отдельных элементов. В нашем случае для УДО имеем

$$d_0 = d_0 + d_n + d_y,$$