РАЗДЕЛ I

ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.01

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЕДИНИЧНОГО РАЗНОРАЗМЕРНОГО РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА

П.Д. Балакин¹, Л.В. Красотина², А.В. Кривцов³

¹ФГБОУ ВПО ОмГТУ, Россия, г. Омск;

²ФГБОУ ВО «СиБАДИ», Россия, г. Омск;

³Научно-производственное предприятие «ПРОГРЕСС», Россия, г. Омск

Аннотация. Продление ресурса резинометаллических виброизоляторов с простейшей призматической формой резинового массива, используемых для установки на них крупных агрегатов машин является актуальной задачей. В настоящей работе представлен вариант анализа статической работы резинометаллического виброизолятора посредством математического моделирования на основе контактной краевой задачи конструкционного типа. В данной работе выявлено влияние положения центра масс на частоту собственных колебаний единичного разноразмерного виброизолятора. Приведен пример аппроксимирующих зависимостей для определения низких частот резинометаллических виброизоляторов призматической формы.

Ключевые слова: резинометаллический виброизолятор; саморазогрев, работа, теплоотдача, частота возбуждения, метод конечных элементов; конечно-элементные модели; срединные поверхности; статические нагрузки; граничные условия; частоты и формы колебаний.

ВВЕДЕНИЕ

Высокие требования, предъявляемые к виброизоляции на транспорте, обусловлены целым рядом причин, как экологических, так и технических. Уровень вибрации машин и механизмов зачастую превышает нормативы качества окружающей среды, ведет к развитию профессиональных заболеваний, вызывает выход из строя чувствительного к вибрации электронного оборудования, которым все чаще оснащаются транспортные средства. Назрела необходимость в системном, масштабном решении проблемы [8].

Существует множество способов уменьшения вибрации – это динамическое уравновешивание двигателей, применение динамических гасителей колебаний, активные виброзащитные системы с дополнительным источником вибрации и т.д. Наибольшее распространение получила виброизоляция, выполняемая в виде резинометаллических амортизаторов. Такие виброизоляторы достаточно просты, на-

дежны, имеют невысокую стоимость [7].

При больших сроках службы резинометаллических виброизоляторов под действием агрессивных сред и особенно высоких температур резина стареет и константы материала E , G , жесткость и другие со временем изменяются. За срок эксплуатации в пределах трех лет даже в нормальных условиях их значения увеличиваются до 30% от номинала.

Особенную роль в изменении констант, зарождению дефектов (трещин, расслоений) играет динамическое знакопеременное нагружение и порождаемое им явление саморазогрева. Установлено, что знакопеременная составляющая Δq деформации, соответствующая динамической нагрузке, должна быть [1] не более 0,1 от статической Δ соответствующей $P_{ст}$ (рис. 1). При невыполнении этого условия, как правило, происходит саморазогрев резинового массива и, если теплоотвод не позволяет удерживать температуру массива в пределах 90°C, его долговечность уменьшается кратно [5].

Рис. 1. Характеристики динамического нагружения

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Поставим и решим задачу определения температуры саморазогрева резинового массива прямоугольного резинометаллических виброизолятора с линейными размерами: длина $a=0,2\text{м}$; ширина $b=0,1\text{м}$; высота $h=0,006\text{м}$, статическая деформация которого $\Delta_{\text{ст}}$ рассчитана с учетом краевого эффекта [4] и составляет $\Delta_{\text{ст}}=0,005\text{м}$ при статической нагрузке $P_{\text{ст}}=25000\text{Н}$. Динамическая составляющая $\Delta\delta$ деформации принята $0,1\Delta_{\text{ст}}$ и равна $0,0005\text{м}$. Определение температуры проведем при вариациях частоты «р» внешнего силового возбуждения в диапазоне $\rho=(10\div 200)\text{Гц}$.

Кроме сформулированной задачи, по известной предельной температуре конкретной марки резины, используемой для изготовления виброизолятора, определим предельную частоту динамического силового возбуждения при которой температура саморазогрева не превысит допустимого значения.

Обозначив P_1 и P_2 – максимальное и минимальное динамическое нагружение и соответствующую им полную деформацию Δ_1 и Δ_2 при Δ – статической деформации, выразим коэффициент динамической жесткости

$$C_q = \frac{P_1 - P_2}{\Delta q}, \quad (1)$$

при этом

$$\Delta_1 = \Delta + \frac{\Delta q}{2} \quad \text{и} \quad \Delta_2 = \Delta - \frac{\Delta q}{2}.$$

В первом приближении для резинометаллических виброизоляторов из-за плохой теплопроводности резины можно считать, что вся накопленная энергия деформации переходит в тепловую, независимо от скорости деформации.

Работа деформации за один цикл динамического нагружения при постоянной жесткости C определится как:

$$A = \frac{C(\Delta q)^2}{2}. \quad (2)$$

Используя механический эквивалент теплоты «Д» равный $4250\text{Дж}=1\text{ккал}$, получим количество выделяемой теплоты Q :

$$Q = \frac{C(\Delta q)^2}{2D}. \quad (3)$$

Теплота, отводимая поверхностью, будет такой

$$Q_{\text{отв}} = K_T \Delta t S, \quad (4)$$

где K_T – средний коэффициент теплоотдачи при необдуваемом объекте:

$K_T=(7,5\div 15)\text{ккал/м}^2\text{час}\cdot\text{град}$ [3], меньшее значение следует отнести на контакт «резины–воздух», большее значение на контакт «резины–металл».

Если определить теплоту $Q_{\text{выд}}$ и приравнять ее значение за 1 час выделения к $Q_{\text{отв}}$, то можно по (4) определить часовую температуру разогрева массива

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{выд}} \text{ в час}}{K_{T1}S_1 + K_{T2}S_2}. \quad (5)$$

АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА

Известно, что виброактивность современных агрегатов с высокой удельной мощностью значительна и характеризуется широким спектром частот. Вынужденные колебания имеют различную природу и, в первом приближении, их можно рассматривать как квазигармонические.

Высокие частоты гасятся применением конструкционного демпфирования, а для подавления низких частот используются виброизоляторы, размещенные между рамой и опорной поверхностью агрегата. В практике широко распространены резинометаллические виброизоляторы, главным образом, из-за простоты конструкции.

Для эффективной виброизоляции необходимо использовать виброизоляторы с высокой несущей способностью и малой жесткостью,

основной расчетной характеристикой которых является частота собственных колебаний виброизолятора с присоединенной массой объекта виброзащиты.

Мягкая система позволяет подавить весь спектр частот, но имеет ряд недостатков, например, нарушение центровки агрегатов, большие относительные смещения агрегатов при ударном нагружении.

Для исследования напряженно-деформированного состояния резинового массива прямоугольного резинометаллического виброизолятора был использован метод конечных элементов (МКЭ).

Для расчетов созданных конечно-элементных моделей (КЭМ) единичного разноразмерного призматического виброизолятора применялся ряд универсальных блоков программного комплекса «NX NASTRAN». В частности, для линейного статического расчета – блок static, для определения собственных частот и форм колебаний – NormalModes / Eigenvalue [2].

Выполнен анализ статической работы резинометаллического виброизолятора и выявлено напряженно-деформированное состояние его конструктивных элементов при центральном и распределенном приложении нагрузки на верхнюю пластину. При моделировании были учтены краевые эффекты, определяемые способом крепления металлических пластин к массиву резины [6].

В результате расчетов определены собственные частоты и формы колебаний с учетом диссипации энергии (комплексный метод Ланцоша), в том числе и для вариантов КЭ-моделей с модулем упругости резины с ужесточением, зависящем от способа крепления пластин.

На рис. 2 приведена деформированная схема виброизолятора с присоединенной массой в крайнем верхнем положении при частоте колебаний 7.45 Гц. На рис. 3 – в крайнем нижнем положении.

Однако в реальных агрегатах, устанавливаемых на виброизоляторах, центр масс агрегата смещен относительно плоскости его установки, а вибровозбуждение носит пространственный характер и может быть представлено парциально, по трем направлениям пространственной системы координат.

Для анализа влияния положения центра масс агрегата на частоту собственных колебаний системы был проведен численный эксперимент. Создан ряд КЭ-моделей единичных разноразмерных резинометаллических вибро-

Рис. 2. Крайнее верхнее положение виброизолятора, колебания с частотой 7,45 Гц

Рис. 3. Крайнее нижнее положение виброизолятора, колебания с частотой 7,45 Гц

Рис. 4. Загружение КЭ-модели виброизолятора сосредоточенной нагрузкой в центре масс агрегата

изоляторов с размерами в плане 100 x 200; 100 x 300; 100 x 400 и 50 x 100 мм. Расстояние от поверхности изолятора до центра масс оборудования варьировалось в широком диапазоне – от 0 до 1,5 м с градацией через 0.1 м.

Все элементы резинометаллических виброизоляторов моделировались явно, стальные пластины – универсальными пластинчатыми четырехузловыми элементами типа plate, резиновый массив – пространственными КЭ типа solid [6]

Для моделирования абсолютно жестких связей между центром масс агрегата и единичным виброизолятором использован КЭ типа rigid [2].

Все созданные КЭ-модели нагружались одинаковой силой $F = 25000$ Н, изменяющей свое направление по 3 координатным осям и приложенной в точке центра масс агрегата. Пример исследуемой КЭ-модели приведен на рис. 4.

На рис. 2, 3, 4 приведены срединные поверхности стальных пластин, моделирование которых произведено с учетом их толщины (принято $t = 12$ мм).

На рис. 5 приведены результаты определения собственных частот и форм колебаний одного из вариантов КЭ-моделей системы виброизолятор – присоединенная сосредоточенная масса.

Кроме определения собственных частот и форм колебаний для всех рассматриваемых вариантов систем виброизолятор – центр масс агрегата, выведены аппроксимирующие зависимости для расчета частот собственных колебаний системы в функции от расстояния поверхности изолятора до центра масс агрегата.

Зависимости можно использовать для предварительной оценки частотного отклика системы, до стадии моделирования системы МКЭ.

Пример аппроксимирующих зависимостей для определения низких частот приведен ниже.

1 форма (угловые колебания в плоскости узкой стороны виброизолятора):

$$f = -4,3094h^3 + 12,252h^2 - 10,535h + 2,8877 \quad (5)$$

2 форма (угловые колебания в плоскости широкой стороны виброизолятора):

$$f = -10,251h^5 + 40,58h^4 - 60,773h^3 + 44,42h^2 - 17,147h + 3,5171 \quad (6)$$

а)

б)

в)

г)

Рис. 5. Формы колебаний одного из вариантов КЭ-моделей системы виброизолятор – присоединенная масса

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Показано, что частота силового динамического возбуждения определяет температуру саморазогрева резинового массива резинометаллического виброизолятора, а температура массива, в свою очередь, является доминирующим фактором расчета ресурса виброизолятора.

2. Определение температуры саморазогрева резинового массива на основании уравнения теплового баланса является необходимым этапом проектирования, но его следует отнести к проектному расчету первого приближения, поскольку распределение температурного поля по массиву является сложным.

3. Выявлено, что параметры собственных линейных колебаний вдоль и угловых крутильных относительно вертикальной оси не зависят от положения центра масс.

Частота собственных угловых колебаний виброизолятора с присоединенной массой относительно горизонтальных осей по мере удаления центра масс агрегата от плоскости центра установки уменьшается по каждой оси.

4. В реальной конструкции виброизоляторы используются в комплекте, их размещение и характер нагружения зависит от конструкции опорных элементов корпусной детали агрегата.

5. Знание собственных частот при упругой установке агрегата необходимо для исключения совпадения этих частот с частотами внешнего силового возбуждения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пономарев, С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2 / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. – М., 1959. – С. 975.

2. Шимкович Д. Г. Femap& Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2008. – С.704.

Вибрации в технике : справочник : в 6 тт. Том 4 / под общей редакцией В. Н. Челомея. – М.: Машиностроение. 1981. – 509 с.

3. Расчеты на прочность в машиностроении: справочник. Том 2 / под ред. С. Д. Пономарева; НТИ маш. литературы. – М., 1958. – 970 с.

4. Балакин, П.Д. Расчет температурного режима работы резинометаллического призматического виброизолятора / П.Д. Балакин, Л.В. Красотина, А.В. Кривцов // Динамика систем, механизмов, машин. – 2016. – №1. – Том 1. – С. 5–8.

5. Балакин, П.Д. Статика резинометаллического виброизолятора / П.Д. Балакин, Л.В. Красотина, А.В. Кривцов // Омский научный вестник. – 2016. – № 3 (147). – С. 10–14.

6. Гурова, Е. Г. Виброизолятор энергетической установки с одноосным нелинейным электромагнитным компенсатором жёсткости / Е.Г. Гурова // Молодой ученый. – 2009. – №11. – С. 26-29.

7. Гурова, Е.Г. Разработка эффективно-виброизолирующего устройства на транспорте / Е.Г. Гурова, В.Ю. Гросс // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 2 (45). – С. 68-70.

CALCULATION OF TEMPERATURE REGIME AND DETERMINATION OF FREQUENCIES OF OWN VIBRATIONS OF THE SINGLE DIFFERENTIAL REZINOMETALLIC VIBROIZOLATOR

Annotation. Extending the resource rubber vibration isolators with simple prismatic array of rubber used for the installation of the large aggregates of machines is an urgent task. In this article presented of the static analysis work rubber isolator through mathematical modeling, based on the contact boundary value problem of structural type. In this work detected effect of the position of the center of mass at the natural frequency of a single isolator with different size. Shows an example of approximating dependences for determining the low-frequency rubber vibration isolators prismatic.

Keywords: steel rubber vibration isolator; self-heating, work, heat, excitation frequency, finite element method; finite element model; the middle of the surface; static load; border conditions; frequency and waveform.

REFERENCES

1. Ponomarev S.D., Biederman V.L., Liharev K.K., et al. Calculations of strength in machine-building. V.2. – M.: the state of scientific and

technical publishing Machine Design-tional literature, 1959. – pp. 975.

2. Shimkovich D.G. Femap& Nastran. Engineering finite element analysis. – M.: DMK Press, 2008, – P.704.

8. Gurova EG, Gross VY Development of an effective anti-vibration devices on transport // Transport of the Russian Federation. – 2013. – №2 (45). – S.68-70.

Балакин Павел Дмитриевич (Омск, Россия) – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Машиноведение» ФГБОУ ВПО ОмГТУ, г. Омск (644050, г. Омск пр. Мира, 11.

*Krivtsov Alexander, Design Engineer Research
and Production enterprise-prises "Progress",
Omsk (644070, Omsk, 10 years of October, 111/1
– 66. e-mail: aleksandr.krivtsov@vandex.ru).*

ОБОСНОВАНИЕ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ РЕГУЛЯТОРОВ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА МОСТОВОГО КРАНА

Аннотация. В результате проведенных вычислительных экспериментов на имитационной модели мостового крана с двумя регуляторами гашений колебаний груза при его перемещении, для тестовой траектории получены зависимости показателей, характеризующих процесс перемещения от коэффициентов регуляторов. В качестве показателей использованы максимальная абсолютная погрешность линейных координат груза, максимальные скорости перемещения моста и грузовой тележки крана, максимальные ускорения моста и грузовой тележки. Обоснованы рациональные значения коэффициентов регуляторов гашения колебаний, при которых не возникают самоподдерживающиеся автоколебания моста и грузовой тележки.

Задача гашения маятниковых колебаний груза на гибком канатном подвесе мостового крана (МК) при его перемещении является

актуальной [1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12]. Маятниковые неуправляемые колебания груза увеличивают продолжительность цикла МК на величину до 20 %, что существенно снижает производительность [1].