

И.В. Пелых, Д.А. Кононов

**МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УПРУГОГО КОЛОСНИКОВО -
КАРТОЧНОГО ЭЛЕМЕНТА ПРОСЕИВАЮЩЕЙ
ПОВЕРХНОСТИ ШИХТОВОГО ВИБРАЦИОННОГО
ГРОХОТА**

Анотація. Розглядається рішення задачі модального аналізу руху елемента карткового сита просіює за допомогою системи моделювання задач міцності та математичної фізики ANSYS. Для елемента карткового сита, яке виготовлено для експериментальної установки визначено, що нижча перша частота (59,3 Гц) більше робочої частоти гуркоту (25 Гц), що є не оптимальним, так як не дотримується умова резонансу. Ключові слова: модальний аналіз, власна частота і форма коливання, карткове сито.

Длительный период времени в качестве основного рабочего органа шихтовых вибрационных грохотов используются просеивающие поверхности, изготовленные из плоских металлических листов с квадратными, круглыми или щелевидными просеивающими отверстиями или комплектами эластичных резиновых карт-модулей.

В процессе активного абразивного износа листовых металлических сит, разрушаются перемычки между их просеивающими отверстиями, которые постепенно объединяются. Как показывает практика, одно «разрывное» отверстие, объединившее в себе более 4-х первоначальных отверстий, приводит к разрушению (расколу) металлического листа, формирующего ситовое полотно вибрационного грохота. Плоско-листовые полимерные просеивающие поверхности вибрационных грохотов, в условиях мелкого (среднего) грохочения, недостаточно эффективно решают задачи удовлетворения потребительских требований, предъявляемых к повышению качества гранулометрического состава отсортированного материала. Также для листовых резиновых карт-модулей, из-за крупных габаритов характерны низкие показатели ремонтпригодности, обусловленные невозможностью восстановления их работоспособности в случае локального износа, раз-

рыва или растяжения и необходимости проведения их экстренной замены.

Для устранения вышеизложенного комплекса проблем традиционных просеивающих поверхностей листовидного типа, предлагается использовать новую конструкцию упругой динамически активной просеивающей поверхности [1] – сита самоочищающегося колосниково – карточного (ССКК) (рис.1 а-б), составные упругие колосниково-карточные элементы (далее ККЭ) которого, без предварительной деформации устанавливаются в коробе вибрационного грохота.

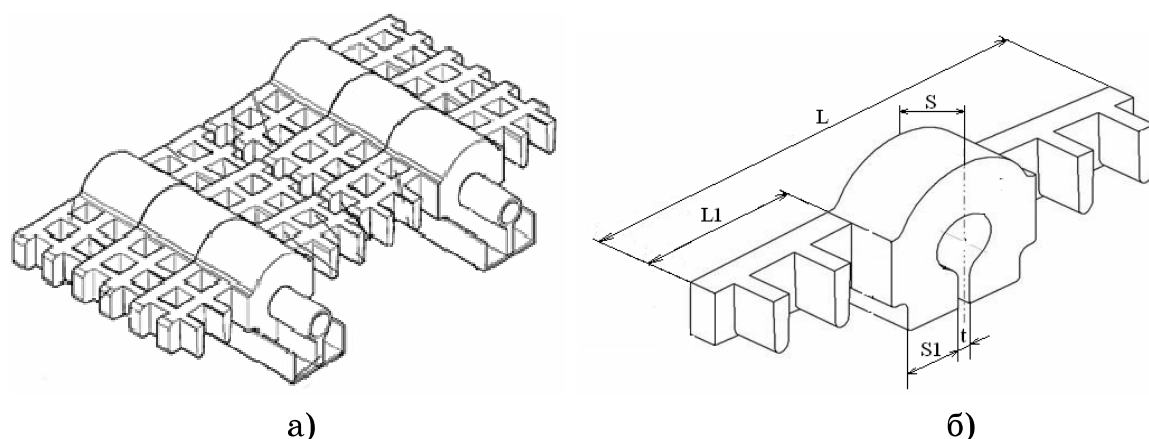


Рисунок 1 - Сегмент ССКК (а) и фрагмент его колосниково-карточного элемента (б)

ККЭ ССКК (рис.1-б) по всей своей длине (L) выполнены с центральной дугообразной поверхностью толщиной (S), образованной боковой поверхностью эластичного вала с лыской и прилегающими к ней симметрично расположенными горизонтальными полками с рабочей длиной (L_1), снабженными выступами-зубцами. Защемление (фиксация) в продольных пазах продольных колосникообразных опор каждого отдельно взятого ККЭ производится его обособленными концевыми частями с толщиной (S_1), выполненными в виде пустотелых упорных утолщений.

Цель исследования: предложить методику определение собственных частот и форм колебания резинового элемента, что позволит достигать наибольших амплитуд колебания при резонансном режиме работы.

Задача исследования: разработать модель карточного элемента сита для модального анализа с помощью системы моделирования ANSYS.

Теоретические основы

Модальный анализ проводится для определения частот и форм (мод) собственных колебаний конструкций. Также модальный анализ может быть первым шагом для других видов динамического анализа, таких, как анализ переходных процессов, гармонический и спектральный анализ. Модальный анализ предполагает, что система является линейной. Все виды нелинейности – нелинейное поведение материала, контактные граничные условия, конечные перемещения – игнорируются. Контакты, в зависимости от своего исходного состояния, остаются открытыми или закрытыми.

Используя метод конечных элементов, дискретные уравнения движения конструкции можно представить в виде матричного уравнения

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

здесь $\{u\}$ – вектор узловых перемещений для всего тела, $\{\ddot{u}\}, \{\dot{u}\}$ – векторы ускорений и скоростей точек тела, $[K], [C], [M]$ – «глобальные» матрицы жесткости, демпфирования и масс для всего тела, $\{F\}$ – вектор эквивалентных узловых сил для всего тела.

Матрицу демпфирования $[C]$ можно формально получить, аналогично матрицам жесткости и масс, введя некоторую константу внутреннего трения и суммируя соответствующие матрицы элементов, однако в общем случае это не так. Назначением матрицы демпфирования является аппроксимация диссипации энергии. На практике матрица $[C]$ задается постоянной, строится путем задания величин демпфирования на различных собственных модах или аппроксимируется через матрицы $[M]$ и $[K]$ (по Рэлею)

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]$$

Используя уравнение движения (1) можно получить уравнения для модального анализа.

Предполагается, что внешние силы и демпфирование равны нулю. Уравнение свободных колебаний конструкции в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2)$$

Для линейной системы свободные колебания являются гармоническими и могут быть записаны в виде

$$\{u\} = \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3)$$

где $\{\phi\}_i$ – i -й собственный вектор, представляющий форму (моду) колебаний на i -й собственной частоте, ω_i – i -я собственная круговая частота (радиан в единицу времени), t – время.

Подставляя (3) в (2), получим

$$-\omega_i^2[M] + K\{\phi\} = \{0\}. \quad (4)$$

Это равенство удовлетворяется, если $\{\phi\}_i = \{0\}$ или определитель матрицы $-\omega_i^2[M] + [K]$ равен нулю. Первый случай дает тривиальное решение и поэтому неинтересен. Вторым случаем приводит к обобщенной проблеме собственных значений (4).

Решением обобщенной проблемы собственных значений являются n пар собственных частот ω^2 и собственных векторов $\{\phi\}$.

Наряду с круговой собственной частотой ω_i также вводится собственная частота f_i , представляющая собой число колебаний в единицу времени:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (5)$$

Особенностью задачи на собственные значения является то, что собственные формы определяются с точностью до постоянного множителя, поэтому их необходимо нормировать. Часто используется нормирование по отношению к матрице масс. Кроме того, собственные формы ортогональны по отношению к матрице масс (М-ортогональны)

$$\phi_i^T[M]\{\phi\}_j = \{\delta_{ij}\} \quad (6)$$

Из уравнений (4) и (6) следует также условие ортогональности по отношению к матрице жесткости K (К-ортогональность)

$$\phi_i^T[K]\{\phi\}_j = \omega_i^2 \{\delta_{ij}\} \quad (7)$$

Применение данной методики для модального анализа для резинового сита сложной формы достаточно проблематично и сопряжено с большим числом вычислений. Поэтому более рациональным способом является применение пакета Ansys, предназначенного для решения мультифизических задач.

Модальный анализ

Процедура модального анализа состоит из четырех основных шагов: построение модели; определение типа анализа, задание опций,

приложение воздействий и получение решения; «экспандирование» мод; анализ результатов.

Свойства материала также должны быть линейными, изотропными или ортотропными, постоянными или зависящими от температуры. Нелинейные свойства (нелинейная упругость, пластичность, ползучесть) игнорируются.

Вследствие упрощения и сокращения времени расчёта рассмотрим половину колосникового элемента наложив соответствующие ограничения. Общий вид объемной модели показан на рис. 2.

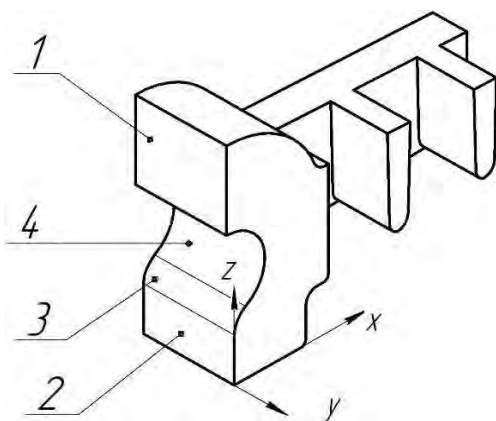


Рисунок 2 - Общий вид элемента

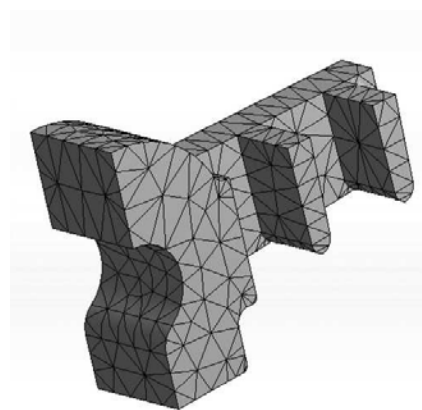


Рисунок 3 - Конечно-элементная модель

В соответствие с принятыми допущениями накладываются следующие граничные условия:

- 1) поверхности 1 и 2 не могут перемещаться в нормальном направлении, т.е. $\delta_x = \delta_y = \delta_z = free$;
- 2) поверхность 3 и полуцилиндр 4 могут перемещаться только в направлении оси y .

В качестве базового элемента примем колосниковый элемент экспериментальной модели вибрационного грохота, разработанного авторами на кафедре МАМП Национальной металлургической академии Украины [5, 6].

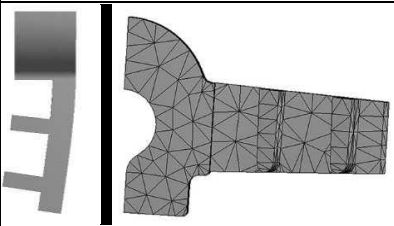
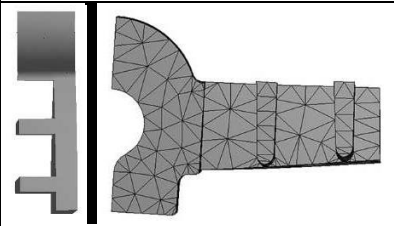
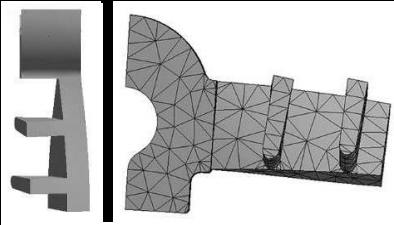
Конечно-элементная модель показана на рис. 3 (общее число узлов 3143, элементов – 1595). В качестве материала используется резина 2959 со следующими характеристиками: плотность модули упругости $E = 12 \text{ МПа}$, $G = 4,1 \text{ МПа}$; коэффициент Пуассона $\mu = 0,48$.

В результате решения получаем частоты колебаний (табл. 1) и соответствующие их формы (моды) колебаний.

Из результатов расчета видно, что первая резонансная частота (59,3 Гц) значительно больше рабочей частоты возбуждения грохота (25 Гц). Исходя из этого для достижения резонансного режима необходимо ее понизить. Это возможно изменением геометрических размеров и форм колосникового элемента, а также за счет варьирования механических характеристик резины или полимеров, из которых изготавливается колосник.

Таблица 1

Результаты расчета

Мода	Частота, Гц	Форма колебания
2,	59,3	
3,	80,8	
4,	116,7	

Форма колебаний при низшей частоте (59,4 Гц), в основном, имеет горизонтальную составляющую. Это в реальных условиях приводит к периодическому изменению размера просеивающей ячейки, что должно способствовать качественному самоочищению (уменьшению забиваемости).

Колебания более высоких частот могут передавать сортируемому материалу многовекторную скорость, что значительно повышает «виброкипение» слоя, что также способствует увеличению эффективности грохочения.

Выводы

В статье рассматривается решение задачи модального анализа движения элемента карточного сита просеивающей поверхности с помощью системы моделирования задач прочности и математической физики ANSYS.

Предложена методики определение собственных частот и форм колебания резинового элемента.

Для существующего элемента определено, что низшая первая частота (59,3 Гц) больше рабочей частоты грохота (25 Гц), что является не оптимальным, так как не соблюдается условие резонанса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент № 103727 Україна, МПК В 07 В 1/46. Сито вібраційного грохота/ Білодіденко С.В., Пелих І.В., Кононов Д.О., Петренко В.О., Бородай В. І.; заявник і власник Національна металургійна академія України. – № А 201212361; заявл. 29.10.2012; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.
2. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. М.: Мир, 1987.
3. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982.
4. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1984.
5. Рациональная конструкция просеивающей поверхности/вибрационного грохота металлургического производства/ Белодеденко С.В., Петренко В.А., Пелых И.В. //Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2009. –№4. – с. 79 - 82.
6. Исследование процесса грохочения кокса на модели вибрационного грохота / С.В. Белодеденко, Д.А. Кононов, И.В. Пелых // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. - №4. – с. 97 – 100.