

Анализ (10) показывает, что динамические составляющие k_{is} зависят от относительной ширины частотного диапазона, в котором расположены собственные частоты, и их взаимного расположения. С увеличением ширины диапазона k_{is} уменьшается до своего предельного значения, равного единице. Значение k_{is} для звена, наиболее близко расположенного к внешнему моменту, всегда равно единице и не зависит от колебательных свойств системы. Для остальных звеньев k_{is} больше единицы и при определенных условиях может принимать теоретически сколь угодно большие значения [1].

С помощью предложенного метода выполнен анализ динамических свойств трансмиссий грузовых автомобилей МАЗ, ЗИЛ и ГАЗ с колесной формулой 4х2. Их динамические системы соответствуют рис. 3 б. Расчеты показали, что они динамически подобны, т.е. для снижения максимальных нагрузок при трогании автомобиля с места и длительно действующих переменных нагрузок от неровностей дороги применимы одни и те же конструктивные мероприятия. Это связано с единой природой их возникновения. Определены условия, при которых нагрузки в трансмиссии минимальны. Одним из условий является равенство между собой парциальных частот подсистем R_4 и R_5 , упругие звенья кото-

рых соответствуют: c_4 – тангенциальной жесткости ведущих колес, c_5 – жесткости рессор ведущего моста на выкручивание. В этом случае одна из собственных (резонансных) частот трансмиссии совпадает с антирезонансной частотой, что приводит к исчезновению (компенсации) резонансной зоны на данной частоте. Наибольшее влияние на максимальные моменты в трансмиссии оказывает жесткость полуосей. Как правило, при их уменьшении максимальные моменты в трансмиссии также уменьшаются.

Расчеты показывают, что за счет оптимизации динамических свойств нагруженность деталей трансмиссии можно снизить на 15..25 %.

Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Используемая литература

1. Молибошко Л.А. Теория динамических процессов в трансмиссии автомобиля. – н.:БПИ, 1988. – 55 с. – Деп. в ЦНИИТЭИавтопроме, № 1712 – ап88.
2. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / А.И. Гришкевич, Л.А. Молибошко, О.С. Руктешель, В.М. Беляев; Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. школа, 1978. – 264 с.

РЕПЛИКА

О ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ, ВИБРОЗАЩИТЕ К ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ МАШИН

*Кондратюк В.Ф., доц. кафедры "Сопротивление материалов и теория упругости"
Крушевский А.Е., профессор кафедры теоретической механики*

Решение вопросов виброустойчивости, виброзащиты – неотъемлемая часть обеспечения безопасных условий эксплуатации машин. Это касается как строительного, так и машиностроительного комплексов. Создание виброзащищенных машин приобретает особую актуальность в горнодобывающей отрасли.

Одной из главных задач проблемы является определение спектра частот собственных колебаний конструкций. Эта информация нужна не только для предотвращения опасного резонанса при вынужденных колебаниях, но также и для изучения возникновения нелинейных колебаний (автоколебаний).

Имеется значительное количество литературы, посвященной расчету на вибрационную нагрузку, например, энциклопедический труд под редакцией С.Д. Пономарева "Расчеты на прочность

в машиностроении" (1959), фундаментальный шеститомный справочник под редакцией В.В. Болотина "Вибрации в технике" (1978).

С развитием вычислительной техники появился ряд компьютерных программ с мощной сервисной поддержкой, которые позволяют моделировать рабочий процесс и проектировать вибробезопасную машину. Здесь следует отметить указанные выше работы [1], [2] и последующие разработки этих авторов.

В инженерной практике чаще всего в расчетах используют приемы замены конструкции системой материальных точек с упругими связями и демпферами. Такой приближенный подход не позволяет с достаточной точностью определить спектр частот, так как этот спектр зависит, прежде всего, от упругих связей между элементами, а эти связи опре-

деляются лишь приближенно и, что самое главное, неоднозначно.

Поэтому привлечение более надежных и строгих методов определения спектра собственных частот колебаний остается актуальной задачей в расчетной практике.

По мнению авторов данной статьи перспективным методом определения спектра собственных частот колебаний можно считать вариационное уравнение Лагранжа равновесия полного объема:

$$\int_V (\operatorname{div} T + \bar{K} - \rho \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2}) \cdot \delta \bar{u} dV - \int_S (\bar{n} \cdot T - \bar{F}_n) \cdot \delta \bar{u} dS = 0,$$

где T – тензор напряжений, \bar{K} – вектор объемных сил, ρ – плотность материала, \bar{u} – вектор перемещений, $\delta \bar{u}$ – вариация век-

тора перемещений, \bar{n} - вектор единичной нормали к поверхности детали, \bar{F}_n - вектор поверхностных сил, dV, dS - элементы объема и поверхности детали.

Наиболее универсальной, простой и легко программируемой аппроксимацией является представление искомым перемещений в виде степенных рядов с неизвестными коэффициентами. При этом кинематические и статические краевые условия могут выполняться с помощью уравнений связей, представляемые как в точечной, так и в интегральной форме. Это всегда возможно при любой геометрии и условиях закрепления и нагружения [3].

В отдельных случаях возможно выполнение краевых условий в точной форме в каждой точке поверхности детали [4].

На основании вариационного уравнения Лагранжа составляется система линейных однородных алгебраических уравнений относительно неизвестных коэффициентов степенных рядов. Равенство нулю определителя этой системы приводит к частотному уравнению, которое относится к типу так называемого векового уравнения. Корни его всегда действительны и представляют собой значения искомым частот. Точность вычисленных частот зависит от того, насколько точно выполнены краевые условия. Если аппроксимирующими функциями

заранее выполнены все краевые условия, то можно ожидать, что при увеличении числа аппроксимаций до бесконечности получим точное значение всех частот. Это утверждение следует из условий сходимости метода Галеркина. При конечном числе таких функций будем получать приближенные, завышенные значения частот.

Число аппроксимирующих функций, удовлетворяющих граничным условиям, должно быть не меньше порядкового номера требуемой частоты. При произвольном выборе аппроксимирующих функций, удовлетворяющих лишь главным (кинематическим) условиям, для получения достаточно точных значений частот, их число должно быть, по крайней мере, на единицу больше порядкового номера требуемой частоты [5].

Описанный алгоритм успешно опробован расчетом с экспериментальным подтверждением корпусов ответственных приборов [6].

Используемая литература

1. Фурунжиев Р.И., Гурский Н.Н. Window's-приложение моделирования колебаний колесных машин: Материалы 52-й международной НТК Бел. гос. политехн. акад. в 7-ми частях, ч. 4. - Минск, 1997. - С. 101.
2. Furunzhiev R.I., Gurski N.N. *Mathematikal Methods and Tools*

for Modeling, Analysis and Optimization of Mobile Machines. Математические и программные средства моделирования, анализа и оптимизации мобильных машин // Информационные технологии в образовании, науке, бизнесе: Сб. материалов международной конф. / ООО "Реклама Факсбелар". - Минск, 1999. - С. 231 - 235.

3. Кондратюк В.Ф. Математические модели расчета базовых конструкций машин / Бел. гос. политех. академия - Минск, 1999. - 120 с.

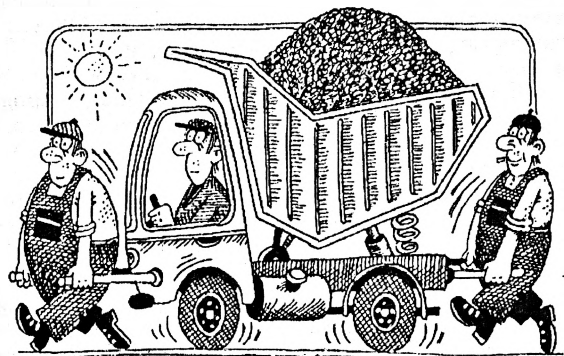
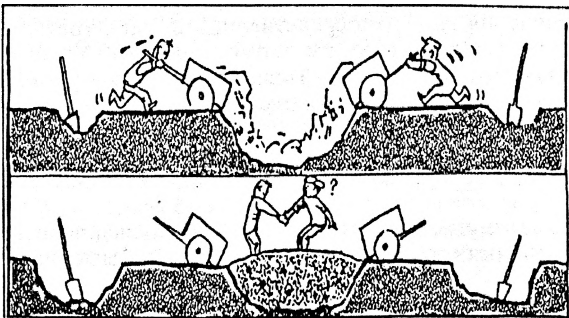
4. Кондратюк В.Ф. Сравнительная оценка методов решения вариационного уравнения Лагранжа для плоской задачи упругого деформирования квадрата / Редколлегия журнала "Весті АН БССР", сер. фіз.-матэматычных навук. - Минск, 1989. - 11 с. - Деп. в ВИНТИ 26.05. 89. №3484 - В89 // Журнал "Весті АН БССР", сер. ф.-м. навук. - 1990. - №3. С 119 - 120.

5. Крушевский А.Е. Вариационные методы расчета корпусных деталей машин. - Минск: Наука и техника, 1967. - 228 с.

6. САПР ИНРА "Разработка методов и пакета программ для расчета корпуса на жесткость и прочность по теме 1152"; Отчет о НИР (заключительный) / Бел. политехн. ин-т; Рук. Н.И. Горбач; № ГР 0186.0124787. - Минск, БГПА, 1988. - 132 с.

И В ШУТКУ И ВСЕРЬЕЗ

Субботник мы будем проводить во вторник. Потому что в субботу мы работаем по среде, которая была присоединена к прошлым праздникам. Считалось, что это было сделано по просьбам трудящихся. Поэтому сама среда считалась воскресеньем.



- Что вас беспокоит коллега?
 - Только то, что у меня сейчас нет денег.
 - Не понимаю, как вас может беспокоить то, чего нет?