

Волновое уравнение, описывающее движения сечений в продольном направлении:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_n = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g,$$

где u – продольные перемещения сечений; t – время; f_n – диссипативный член, характеризующий сопротивление продольному движению массивного тела из-за наличия внешних сил; c – скорость распространения продольных возмущений вдоль стержня (для стали $c = 5130$ м/с); x – продольная координата; g – ускорение свободного падения.

Уравнение крутильных колебаний:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - f_\tau = \lambda^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2},$$

где φ – угол закручивания; f_τ – диссипативный член, характеризующий сопротивление вращению массивного тела из-за наличия внешних сил; λ – скорость распространения крутильных возмущений вдоль стержня (для стали $\lambda = 3200$ м/с).

Поперечные колебания стержня описываются уравнением Тимошенко, которое может быть записано в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \rho F \ddot{\gamma} - \frac{GF}{k} \gamma'' + \rho F \ddot{\psi} &= 0; \\ \rho I \ddot{\psi} - EI \psi'' - \frac{GF}{k} \gamma &= 0, \end{aligned} \right\}$$

где ρ , E , G – плотность и модули упругости первого и второго рода материала стержня; F , I , k – площадь, осевой момент инерции, коэффициент формы поперечного сечения стержня; γ , ψ – продольные перемещения углы сдвига и поворота поперечных сечений стержня. Точками обозначено дифференцирование по времени t , а штрихами – по продольной координате x .

Приведенные дифференциальные уравнения вместе с граничными условиями представляют собой математическую модель колебаний установки электронасоса с учетом упругодеформированного состояния насосно-компрессорной трубы. Они позволяют исследовать динамические процессы, возникающие в ней вследствие изменения режимов работы электродвигателя. Аналогичные уравнения могут быть использованы для анализа распространения упругих волн, возникающих в конструкциях вагонов при их соударении.

УДК 629.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ✓

А. О. ШИМАНОВСКИЙ, О. А. СУХАНОВА

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Одним из основных узлов, обеспечивающих безопасность движения транспортных средств, является тормозная система. В настоящее время помимо требований к эффективности торможения, актуальной является задача о снижении шума, возникающего при работе таких систем. Основной причиной шума дисковых тормозов является трение, сопровождаемое вибрацией между тормозными колодками и диском. Анализ таких процессов трудно поддается аналитическому решению либо требует больших затрат на экспериментальную реализацию. Целью представленной работы является разработка алгоритма решения динамической контактной задачи применительно к дисковому тормозу с использованием программного комплекса конечноэлементного анализа ANSYS.

В качестве расчетной модели принят сплошной тормозной диск с толщиной 20 мм и наружным диаметром 260 мм, находящийся в контакте с тормозной колодкой, которая касается диска полусферической поверхностью радиусом 15 мм. Материал модели – нержавеющая сталь с модулем упругости 200 ГПа, коэффициентом Пуассона 0,3. При создании конечноэлементной сетки использовался тетраэдральный 10-узловой элемент – SOLID187. В контактной паре «поверхность – поверхность» целевой поверхностью являлась дорожка контакта на сплошном диске, контактной – колодка. При моделировании закрепления диска запрещалось перемещение его продольной оси симметрии. К торцевой поверхности колодки было приложено равномерно распределенное давление.

Выполнен анализ влияния настроек свойств контактных пар на сходимость конечноэлементного решения задачи. Для контактных элементов «поверхность – поверхность» использован модифицированный метод Лагранжа, который по сравнению с методом «штрафов» приводит к лучшим результатам и менее чувствителен к величине коэффициента контактной жесткости. Проверено влияние на время расчета множителя FTOLN, который базируется на толщине элемента и указывает допустимое максимальное проникновение. Если программа определяет большее проникновение, чем это допускается, то глобальное решение считается несошедшимся, даже если остающиеся приращения сил и перемещений удовлетворяют критерию сходимости.

Все контактные задачи требуют задания жесткости между двумя контактными поверхностями. Очень высокое значение жесткости может привести к плохому состоянию матрицы жесткости и к трудностям сходимости. ANSYS по умолчанию вычисляет контактную жесткость, базируясь на свойствах материалов подстилающих элементов. Проведено изменение скалярного коэффициента FKN (абсолютное значение контактной жесткости) в интервале 0,01–10.

Численный эксперимент продемонстрировал, что лучше несколько недооценить абсолютное значение контактной жесткости, чем взять его слишком большим, так как проблемы с большим внедрением, вытекающие из низкой жесткости, легче решаются, чем трудности со сходимостью, которые вытекают из высокой твердости. С другой стороны при слишком больших внедрениях FKN следует увеличить, а FTOLN уменьшить. При больших значениях приложенного к колодке давления встречались ситуации, при которых глобальная сходимость требовала большого числа равновесных итераций для достижения заданных допусков сходимости остаточных сил и приращений перемещений. В таких случаях полезно было уменьшить FKN.

Проведенные расчеты позволили установить диапазон значений параметров настроек, при которых обеспечивается сходимость решения рассматриваемой контактной задачи. Полученные результаты дали возможность выработки рекомендаций по ускорению расчета контактного взаимодействия деталей дисковых тормозов транспортных средств.

УДК 629.421.2.62-592

ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДАХ РАСЧЕТА

А. М. ЯЦКОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Основной парк грузовых вагонов сети железных дорог оборудован композиционными тормозными колодками. Однако для оценки эффективности тормозов в эксплуатации в нормативных документах для различных типов вагонов приведены величины расчетных сил нажатия на ось композиционных колодок в пересчете на чугунные. При использовании этих значений сил нажатия в тормозных расчетах коэффициент трения также необходимо принимать для чугунных колодок. Известно, что зависимости коэффициентов трения для композиционных и для чугунных колодок в зависимости от скорости различны, а значит и значения длины тормозного пути при различных методах расчета будут различаться. Коэффициент трения чугунных колодок в большей степени уменьшается при снижении скорости движения.

Произведем тормозные расчеты двумя способами – по расчетным силам нажатия на ось композиционных колодок и по расчетным силам нажатия на ось композиционных колодок в пересчете на чугунные. По результатам вычислений построим кривые торможения. Для расчетов принимаем условный поезд, состоящий из 70 вагонов с тепловозом 2ТЭ116. Тепловоз имеет массу 274 т, 12 ва-