

Модули реализованы на алгоритмическом языке ФОРТРАН и включены в состав диалоговой системы анализа и синтеза колебательных систем мобильных машин, разработанной на кафедре кибернетики и вычислительной техники Белорусского политехнического института. Эта система позволяет автоматизировать процесс проектирования стабилизирующих систем, сокращая время и стоимость проектирования и повышая качество принимаемых решений.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. – Минск, 1971, с. 13–30.
2. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Автоматизированное проектирование динамических систем наземных машин. – В кн.: Тез. докл. Всесоюз. конф. "Автоматизация проектных и конструкторских работ". М., 1979, с. 104–105.
3. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. – Минск, 1975, с. 355–371.
4. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. – Минск, 1977, с. 9–30.
5. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Пакет прикладных программ автоматизации проектирования системы стабилизации многоопорных машин. – В сб.: Автоматизация поискового конструирования. Горький, 1979, с. 179–188.
6. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Исследование динамики систем стабилизации поперечно-угловых колебаний многоопорной мобильной машины на цифровой модели. – В сб.: Динамика и колебания механических систем. Иваново, 1979, с. 56–62.

УДК 629.114.2.001.4:624.042.8

Р.И.Фурунжиев, д-р техн.наук,
В.В.Напрасников (БПИ)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ КАБИН КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Расчет безопасной конструкции кабины – одна из главных задач конструкторов современных тракторов. Защитные свойства кабины регламентируются ГОСТ 7057–73, но конструктор часто не может ждать результатов заводских испытаний, так как современные средства предполагают автоматизированное проектирование непрерывным [1]. Возникает необходимость создать методику численного моделирования поведения кабины трактора при ударных нагрузках, позволяющую на стадии проектирования

получить информацию, которая даст возможность судить о безопасности кабины, не проводя дорогостоящих натуральных экспериментов.

В применяемой в настоящее время методике расчета кабины трактора [2] используются следующие упрощающие предположения: каркас кабины представляется набором плоских рам; каждая плоская рама рассчитывается на нагрузку, действующую только в плоскости рамы; задача динамики заменяется статической задачей, решаемой на основе метода пошагового нагружения. При расчете кабины трактора, когда необходимо учитывать пространственный характер конструкции, из-за указанных упрощений данная методика не дает эффекта.

В настоящей статье описывается методика, свободная от упоминаемых недостатков и позволяющая рассчитывать кабину колесных машин с учетом реальных особенностей геометрии конструкции как на статические, так и на динамические (в частности, на ударные) нагрузки в упругопластической постановке.

Динамика работы несущей конструкции кабины колесных машин при опрокидывании может быть описана с помощью системы дифференциальных уравнений метода конечных элементов [3]:

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

с начальными условиями при $t = t_0$

$$U(t_0) = U_0, \quad \dot{U}(t_0) = V_0. \quad (2)$$

Здесь $[K]$, $[C]$, $[M]$ — соответственно матрицы жесткости; демпфирования и масс конструкции; $F(t)$ — вектор внешних возмущений. Задачи (1) — (2) можно решать различными способами. Но в случае быстротекущих процессов (например, таких, как удар) или при нелинейном характере поведения конструкции предпочтительнее метод Вильсона [3]. При этом задача (1) — (2) сводится к решению на каждом шаге по времени системы линейных алгебраических уравнений, обладающих симметричной и ленточной матрицей. Задача об ударе ставится как задача динамики с начальными и граничными условиями для конструкции кабины с присоединением массы ударяющего груза. Численно это реализуется добавлением на главную диагональ матрицы масс $[M]$ конструкции значения, равного массе ударяющего груза по степени свободы, в направлении которой наносится удар.

По найденному вектору перемещений определяется эквивалентное напряжение согласно выбранной теории прочности в каждом элементе конструкции, которое сверяется с заданным пределом текучести для материала рассматриваемого элемента. Если деформации превысили упругие, то модули упругости изменяются согласно схеме пластичности с линейным упрочнением $E_2 =$

$= aE_1$, $G_2 = aG_1$. Здесь E_1 и G_1 - соответственно первоначальные модули упругости первого и второго рода; $0 < a < 1$ - коэффициент пропорциональности. Изменения по всем элементам, в которых возникло явление текучести, учитываются пересчетом соответствующих членов в глобальной матрице жесткости.

Не останавливаясь на подробностях, приведем лишь основные возможности пакета программ, позволяющего, в частности, производить расчет по описанной методике:

- расчет конструкции в случае статических нагрузок;
- расчет конструкции при произвольно меняющихся во времени нагрузках;
- расчет конструкции на удар по описанной выше методике.

Во всех трех режимах деформации могут быть как упругими, так и пластическими. При этом теория прочности и схема поведения материала за пределами упругости может быть выбрана пользователем. Пакет разработан на ФОРТРАНЕ и ориентирован на ЕС ЭВМ.

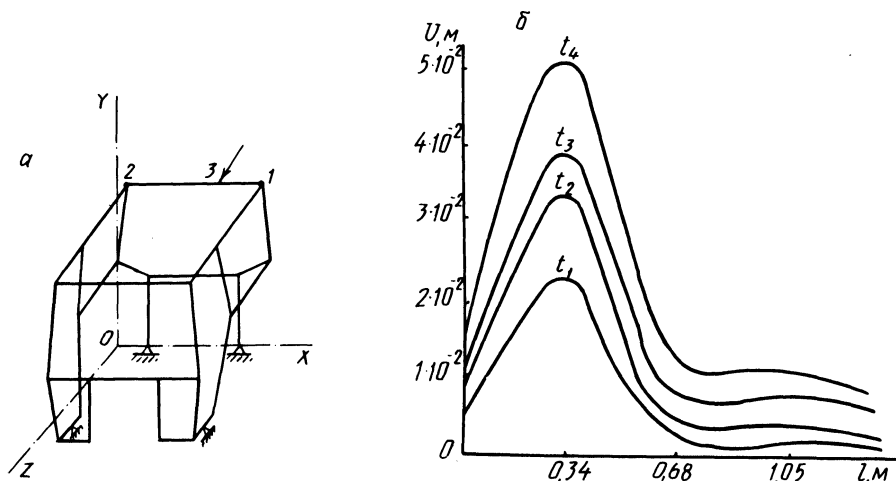


Рис. 1. Схема расчета трактора на удар (а), и эшоры смещения узлов стержня, подверженного удару, в направлении удара для различных моментов времени наблюдения t (б).

Для иллюстрации описанной методики приведем пример расчета каркаса унифицированной кабины трактора МТЗ на удар (рис. 1, а) в одном направлении. Энергия удара рассчитывалась по ГОСТ 7057-73. Результаты моделирования приведены на рис. 1, б. Начало отсчета помещено в узел 1, ось $O1$ направлена от 1 к 2. Максимальное смещение достигается в узле 3 и равно (в направлении удара) $U_{max} = 0,0516$ м.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. - Минск, 1977. - 452 с. 2. Ксеневич И.П., Рубенчик В.Я., Антонов А.В. Исследование и расчет деформаций силовых элементов кабины при опрокидывании трактора. - В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 86-93. 3. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. - М., 1979. - 320 с.

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И.Ясюкович (ММИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭЦВМ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

В процессе эксплуатации автотракторных транспортных средств возможны угловые колебания управляемых колес относительно шкворней. Известно [1, 2], что эти колебания происходят с двумя четко выраженными частотными составляющими: низкочастотной ($f_1 = 0,9 - 1,5$ Гц) и высокочастотной ($f_2 = 7,0 - 12,0$ Гц). Существует мнение [1], что потерю устойчивости движения колесных машин вызывают не только низкочастотные, но и высокочастотные угловые колебания управляемых колес. В настоящей работе предлагается математическая модель, разработанная на основе пространственной расчетной схемы, для исследования курсового движения трактора с учетом угловых колебаний его управляемых колес. Уравнение, описывающее колебательное движение управляемых колес, получено с учетом их низко- и высокочастотных колебаний.

При разработке математической модели колесный трактор рассматривался как состоящий из подрессоренной (остов с балансирной балкой) и неподрессоренных (управляемые и неуправляемые колеса) масс. Расчетная схема трактора представлена на рис. 1, при этом его передний мост имеет схему, приведенную на рис. 1 работы [3].

Конфигурация рассматриваемой механической системы определяется следующими обобщенными координатами: x_c, y_c, z_c - координаты центра масс трактора соответственно по его продольной, поперечной и вертикальной осям; θ, ψ, ϕ - угловые координаты остова трактора вокруг вертикальной, продольной и поперечной осей; z_1, z_2 - аппликаты левого и правого управ-