

А. А. Хахов

МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ КРАНОВ В ТРАНСПОРТНОМ СОСТОЯНИИ

Одной из задач моделирования автомобильных стреловых самоходных кранов (АССК) является построение модели шасси автомобиля как составной части модели автомобильного крана. Математическая модель АССК должна учитывать нелинейные характеристики подвески шасси автомобиля, а также возмущающее воздействие дороги.

Профиль дороги делится на три составляющие: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости, что обусловлено их различным воздействием на автомобильный кран. Вертикальный макропрофиль, состоящий лишь из длинных плавных неровностей (длина волны 100 м и более), практически не вызывает колебаний АССК на подвеске, но заметно влияет на динамику автомобильного крана, режим работы двигателя и трансмиссии. Горизонтальный макропрофиль представляет собой кривую желаемой горизонтальной траектории экипажа для моделирования маневров. Совокупность горизонтального и вертикального макропрофилей образует понятие макрогеометрии пути. Микропрофиль состоит из вертикальных неровностей (длина волны от 10 см до 100 м), вызывающих заметные колебания автомобильного крана на подвеске, но не содержит длительных спусков и подъемов, изменяющих режим работы двигателя. Шероховатости (длина волны менее 10 см) сглаживаются шинами и не вызывают ощутимых колебаний автомобильного крана, но влияют на работу шин (сцепление, износ и т. п.). Кинематическое воздействие опорной поверхности можно описывать в виде набора точек, по формуле с использованием стандартных функций или по спектральным плотностям мощности произвольного вида. Для описания неровностей используется алгоритм, основанный на разложении Райса – Пирсона:

$$x[n\Delta s] = \sum_{m=0}^M \sqrt{2S_x(m\Delta\omega)\Delta\omega} \cos[m\Delta\omega n\Delta s + \varphi(m\Delta\omega)],$$

где Δs – шаг неровностей, м; M – количество гармоник; $S(\Delta\omega)$ – спектральная плотность неровностей пути, $\text{м}^3/(\text{кол}/\text{м})$; $\Delta\omega$ – шаг по частоте, $\text{кол}/\text{м}$; $\varphi(m\Delta\omega)$ – случайная фаза, распределенная равномерно в интервале $[-\pi, \pi]$. Спектральная плотность может быть задана как от круговой частоты ($\text{рад}/\text{м}$), так и от технической ($\text{кол}/\text{м}$). При описании неровностей дорожного полотна необходимо учитывать колею автомобильного крана. Неровности пути под левыми и правыми колесами автомобиля в большой мере связаны. И чем меньше ширина колеи автомобиля, тем эта связь теснее. В автомобилестроении принято описывать такие неровности в терминах спектра полусуммы и полуразности неровностей. Другими словами, можно считать, что спектр полусуммы описывает неровности на средней линии автомобиля, а спектр полуразности описывает отклонение неровностей на левых и правых колесах от среднего.

Между колесом и дорогой при движении автомобильного крана возникают контактные силы. Известно довольно большое количество моделей контактных сил. Одной из них является модель FIALA. В модели FIALA приняты следующие предположения и допущения: 1) прямоугольное пятно контакта; 2) контактные давления внутри пятна контакта одинаковы; 3) шина моделируется как балка на упругом основании; 4) контактная сила не зависит от угла развала.

Вертикальная нормальная вязкоупругая сила определяется по формуле

$$F_z = -k_z \Delta r - d_z V_{\Delta r},$$

где k_z – коэффициент жесткости шины в вертикальном направлении; Δr – вертикальная деформация шины; d_z – коэффициент демпфирования вдоль вертикальной оси; $V_{\Delta r}$ – скорость вертикальной деформации шины.

$$d_z = 2\beta_z \sqrt{mk_z},$$

где β_z – доля вертикального демпфирования от критического; m – масса колеса, кг.

Вертикальная сила может получиться отрицательной ($F_z < 0$) в случае, когда колесо имеет скорость, направленную вверх, и диссипативная составляющая вертикальной силы, направленной вниз, больше упругой составляющей, направленной вверх. Если колесо оторвалось от дороги ($\Delta r > 0$) или получившаяся вертикальная сила отрицательна ($F_z < 0$), то вертикальная сила полагается равной нулю ($F_z = 0$).

Относительное проскальзывание

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2},$$

где s_x, s_y – соответственно относительное продольное и поперечное проскальзывание.

$$\mu = \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)s,$$

где μ_0 – коэффициент трения при нулевом крипе; μ_1 – коэффициент трения при полном скольжении шины.

$$s^* = \frac{\mu F_z}{2c_x},$$

где c_x – частная производная от продольной силы по продольному проскальзыванию при нулевом продольном крипе.

При определении продольной силы F_x возможны два случая:

– при $|s_x| < s^*$

$$F_x = s_x c_x,$$

– при $|s_x| \geq s^*$

$$F_x = \text{sign}(s_x) \left[\mu F_z - \frac{(\mu F_z)^2}{4|s_x|c_x} \right].$$

$$s' = \frac{3\mu F_z}{c_y},$$

где c_y – частная производная от поперечной силы по углу бокового увода при нулевом значении угла бокового увода.

При определении поперечной силы F_y возможны два случая:

– при $|s_x| < s'$

$$F_y = \mu F_z (1 - h^3) \text{sign}(s_y),$$

где $h = 1 - \frac{c_y |s_y|}{3\mu F_z}$.

– при $|s_x| \geq s'$

$$F_y = \mu F_z \text{sign}(s_y)$$

Направляющий момент:

– при $|s_x| < s'$

$$M_z = -2\mu F_z r_t (1 - h) h^3 \text{sign}(s_y);$$

– при $|s_x| \geq s'$

$$M_z = 0.$$

Восстанавливающий момент

$$M_x = c_\gamma \gamma,$$

где γ – угол развала; c_γ – коэффициент при угле развала.

Альтернативной моделью контактных сил является «магическая формула» Пасейки [1, 2]:

$$Y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] + S_v,$$

$$x = X + S_h,$$

где $Y(x)$ может быть продольной (F_x) или поперечной (F_y) силой или восстанавливающим моментом (M_z), а X – продольный (для F_x) или поперечный (F_y, M_z) крив. Коэффициенты «магической формулы» есть функция вертикальной нагрузки на колесо F_z и угла развала γ .

Для продольной силы F_x : $D = F_z(b_1 F_z + b_2)$, $B = \frac{1}{CD}(b_3 F_z^2 + b_4 F_z)e^{-b_5 F_z}$, $E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$,

$S_h = b_9 F_z + b_{10}$, $S_v = b_{11} F_z + b_{12}$, $C = b_0$; для поперечной силы F_y : $C = a_0$, $D = F_z(a_1 F_z + a_2)$,

$B = \frac{1}{CD} a_3 \sin(a_{15} \arctan(F_z / a_4))(1 - a_5 |\gamma|)$, $S_h = a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10}$, $S_v = (a_{11} F_z + a_{12}) \gamma F_z + a_{13} F_z + a_{14}$,

$E = a_6 F_z + a_7$; для направляющего момента M_z : $C = c_0$, $S_h = c_{11} \gamma + c_{12} F_z + c_{13}$, $D = F_z(c_1 F_z + c_2)$,

$B = \frac{1}{CD}(c_3 F_z^2 + c_4 F_z)(1 - c_6 |\gamma|)e^{-c_5 F_z}$, $E = (c_7 F_z^2 + c_8 F_z + c_9)(1 - c_{10} |\gamma|)$, $S_v = (c_{14} F_z^2 + c_{15} F_z) \gamma + c_{16} F_z + c_{17}$.

Использование этих формул требует определения коэффициентов $a_0 \cdot a_{15}$, $b_0 \cdot b_{10}$, $c_0 \cdot c_{17}$ на основе экспериментальных данных. При моделировании контактных сил можно принять коэффициенты в соответствии с [1].

В качестве упругих элементов подвесок для широкого класса автомобильных кранов используются листовые рессоры (рис. 1). Листовые рессоры одновременно передают продольные, поперечные и вертикальные усилия со стороны моста на кузов, что позволяет не вводить дополнительные силовые элементы и тем самым существенно упростить конструкцию подвески. Эта особенность листовых рессор определила их популярность в течение долгого времени. Вместе с тем листовые рессоры являются также диссипативными элементами – при изгибе листовой рессоры отдельные листы рессоры проскальзывают друг относительно друга и между ними появляются силы трения. Однако в процессе эксплуатации рабочие характеристики листовых рессор существенно меняются, что в ряде случаев является неприемлемым. И в последнее время на смену листовым рессорам все шире приходят пружины, гасители и пневматические силовые элементы.

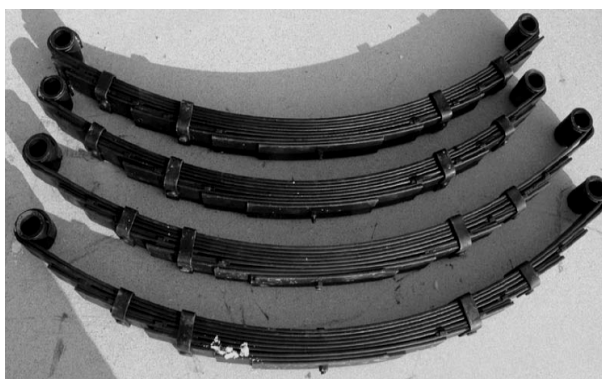


Рис. 1. Листовые рессоры

При моделировании листовые рессоры представляются как безынерционные силовые элементы. При описании безынерционной модели листовой рессоры она представляется как силовой элемент, связывающий два твердых/упругих тела. Отметим следующие особенности модели рессоры.

1. Модель должна упруго связывать взаимодействующие тела по всем трем (шести) направлениям.

2. В продольном и поперечном направлении жесткость рессоры гораздо выше, чем в вертикальном.

3. В продольном и поперечном направлении практически отсутствует гашение, отбор энергии осуществляется только за счет внутренних потерь в металле.

4. В вертикальном направлении рессора представляет собой силовой элемент с пропорциональным трением. Чем сильнее изогнута рессора, тем выше нормальные усилия между листами и, соответственно, силы сухого трения.

Упругодиссипативные свойства рессоры в продольном и поперечном направлениях моделируют обобщенным линейным силовым элементом. Работу рессоры в вертикальном направлении рекомендуется описывать двумя биполярными элементами типа рессоры Фанчера. Рессора Фанчера – эффективная модель листовой рессоры, учитывающая потери энергии на трение при работе рессоры в вертикальном направлении. Места прикрепления силовых элементов к раме (в предположении, что рессора соединяет мост и раму автомобиля) не определяются геометрией рессоры и выбираются произвольно с таким расчетом, чтобы при наибольшем ходе моста вверх длина элементов не проходила через нулевое значение (рис. 2). Это необходимо для того, чтобы не было вырождения биполярных силовых элементов, которое наступает в случае нулевой длины элемента.

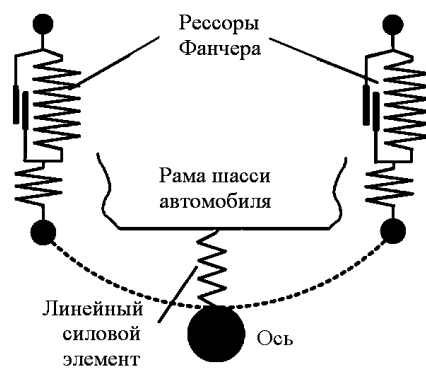


Рис. 2. Безынерционная модель листовой рессоры

Учитывая тот факт, что листовая рессора работает по всем направлениям, рекомендуется для линейного силового элемента задавать диагональную матрицу жесткости:

$$\begin{bmatrix} C_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{ax} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{ay} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{az} \end{bmatrix}$$

С учетом того, что поведение рессоры в вертикальном направлении описывается биполярными силами, компонент жесткости в вертикальном направлении опущен.

Необходимо отметить, что в реальности масса листовых рессор значительна. При моделировании рессор как безынерционных элементов, с учетом того, что масса рессоры, таким образом, из модели исключена, рекомендуется массу рессоры в равных частях добавлять к массе рамы и моста.

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель автомобильного крана КС-35715.

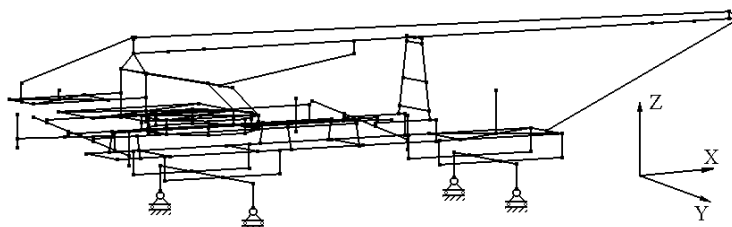


Рис. 3. Конечно-элементная расчетно-динамическая модель АССК КС-35715

Колеса и рессоры смоделированы стержневыми конечными элементами. Прикладывая в точки контакта колес с дорожным полотном возмущающее воздействие, описанное одним из рассмотренных выше способов, проводится динамический анализ АССК и оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкций крановой системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Bakker E., Pacejka H. B., Lidner L.* A New Tyre Model with Application in Vehicle Dynamics Studies // Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, Monte Carlo, 1989, SAE paper 890087, 1989.
2. *Pacejka H. B., Bakker E.* The Magic Formula Tyre Model // Proc. 1st International Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.) (1991). – P. 1–18.

Статья поступила в редакцию 7.02.2008

THE MODELLING OF AUTOMOBILE CRANES
IN TRANSPORT CONDITION

A. A. Hahov

The basic principles of the building of the mathematical models of the automobile cranes in transport condition are stated in the article. The methods of the description of kinematics influence of a road surface are submitted. The models of contact forces between a wheel and road are given. The methods of modelling of sheet springs are considered. The example of building the dynamic model of the automobile crane KC-35715 is considered.

Key words: modeling, automobile crane, automobile chassis, mathematical model, macroprofile, microprofile, suspension, spectral distribution, contact forces, laminated spring, Fancher's spring, stiffness matrix, finite-element model, dynamic analysis, deflected mode, metalware.