УДК 629.114.2:624.04

М. С. ВЫСОЦКИЙ, А. В. ЖУКОВ, Г. В. МАРТЫНЕНКО, С. П. МОХОВ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

Перед автомобильной промышленностью стоит задача сокращения сроков разработки и освоения новой техники, повышения ее производительности и надежности, снижения металлоемкости. Что касается большегрузных автопоездов, то здесь особое место занимает вопрос снижения напряженно-деформированного состояния, уменьшения металлоемкости и повышения надежности рам автомобилей и прицепного состава. Исключительно важными являются оценка напряженно-деформированного состояния и прогнозирование ресурса рам на стадии проектирования.

Был проведен анализ существующих методик расчета несущих конструкций, на основе которого сделан вывод о необходимости разработки для оценки напряженно-деформированного состояния автомобильных рам методики, основанной на применении методов конечных элементов (МКЭ) и статистической динамики. Это позволяет свести задачу к многократному решению системы алгебраических уравнений при различных значениях частоты процесса нагружения. К основным преимуществам данного метода следует отнести его широкие вычислительные возможности и стабильность получения устойчивого решения для сложных динамических систем. Большегрузный автопоезд, двигающийся по дороге, представляет собой сложную динамическую дискретную систему.

МКЭ позволяет представить раму тягача или прицепного звена состоящей из отдельных конечных элементов. Для такой идеализированной системы, используя вариационные принципы, получают уравнения ее равновесия. Для получения уравнений перемещений узловых точек конечно-элементной модели можно воспользоваться принципом Даламбара. Если ко всем действующим на систему внешним силам добавить силы инерции $\{P_u\} = [M]\{\ddot{X}\}$, упругости $\{P_y\} = [K]\{X\}$ и сопротивления $\{P_c\} = [C]\ \{\dot{X}\}$, то в результате получим систему дифференциальных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{P(t)\}, \qquad (1)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ — матрицы масс, сопротивлений и жесткостей системы; $\{X(t)\}$ — вектор узловых перемещений конечных элементов; $\{P(t)\}$ — вектор внешней нагрузки.

Для случая установившегося движения считаем продольные и поперечные силы взаимодействия между тягачом и прицепным звеном постоянными, что дает основание рассматривать их несущие системы раздельно, как находящиеся только под воздействием случайных возмущающих сил, передающихся от дороги через соответствующие оси (опорные точки).

В случае стационарного режима вынужденных колебаний динамической системы дорога — транспортное средство за обобщенные координаты принимаем перемещения X_i узлов конечных элементов, на которые расчленена несущая система (рама) и подвеска. Вектор $\{P(t)\}$ в правой части уравнения (1) представляется в виде случайного процесса, который может быть выражен через вектор высот микронеровностей покрытия дороги $h(t)$

$$\{P(t)\} = [\bar{K}]\{h(t)\} + [\bar{C}]\{\dot{h}(t)\}, \qquad (2)$$

где $[\bar{K}]$ и $[\bar{C}]$ — матрицы, характеризующие жесткостные и демпфирующие свойства подвески тягача или прицепа.

Применение операторного метода к исследованиям напряженно-деформированного состояния несущих систем предопределяет использование в качестве возмущающего воздействия спектральной плотности микронеровностей покрытия дороги, по которой происходит движение автопоезда. В общем случае выражение для определения нормированных спектральных плотностей [1] имеет вид

$$S_q(\omega) = \sum_{i=1}^{n} \frac{2A_i\alpha_i}{\omega^2 + \alpha_i^2} + \sum_{j=1}^{m} \frac{2A_iA_j(\omega^2 + \alpha_j^2 + \beta_j^2)}{(\omega^2 + \alpha_j^2 - \beta_j^2)^2 + 4\alpha_j^2\beta_j^2}, \tag{3}$$

где A_i и A_j — коэффициенты уравнения; α_i, α_j, β_j — коэффициенты корреляционной связи; ω — циклическая частота.

С учетом (1) и (2) система дифференциальных уравнений вынужденных колебаний несущей системы при кинематических случайных воздействиях микропрофиля дороги в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = [\tilde{K}]\{h(t)\} + [\tilde{C}]\{\dot{h}(t)\}. \tag{4}$$

Матрицы, входящие в правую часть уравнения (4), формируются с помощью матрицы индексов, матриц масс и жесткостей для отдельного стержневого элемента [2, 3]. Возникающие в элементах несущей системы нагрузки и напряжения при известной спектральной плотности (3) возмущающего воздействия определяются с помощью передаточной функции динамической системы.

Решение уравнения (4) ищем в виде

$$\{X(t)\} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \{X_0(t)\} e^{i\omega t} c/\omega. \tag{5}$$

После подстановки в уравнение (4) случайных возмущений неровностей дорог с учетом запаздывания воздействия, представленных в виде интеграла Фурье [4], а также уравнения (5), получаем после преобразований выражение для $\{X_0\}$ и для комплексной матрицы амплитудно-частотных характеристик перемещений узлов конечных элементов системы

$$\{X_0\} = ([K] + i\omega[C] - \omega^2[M])^{-1}([\tilde{K}]) + i\omega[\tilde{C}])[H]\{h\}, \tag{6}$$

$$[W_{\{X_0\}}(i\omega)] = \frac{([\tilde{K}] + i\omega[\tilde{C}])[H]}{[K] + i\omega[C] - \omega^2[M]}, \tag{7}$$

$$\text{где } \{h_0\} = \begin{vmatrix} h_0 \\ \vdots \\ h_0 \end{vmatrix}.$$

$[H]$ — прямоугольная матрица, характеризующая запаздывание воздействий на оси автопоезда по отношению к передней, ее ненулевые элементы равны $e^{i\omega t_n}$.

Время запаздывания $t_n = l_n/v$, где l_n — расстояние между первой и n-й осью; v — скорость движения автопоезда.

Матрица амплитудно-частотных характеристик обобщенных координат системы $[W_{\{X\}}(i\omega)]$ находится из уравнения (7) путем соответствующих преобразований [4].

Спектральные и взаимные спектральные плотности обобщенных координат системы связаны со спектром воздействия следующей зависимостью:

$$S_{X_kX_p} = \sum_{j=1}^{h} \sum_{\nu=1}^{h} W^*_{k\gamma} W^*_{\rho\nu} S^h_{\gamma\nu}(\omega), \tag{8}$$

где k, ρ — порядковые номера обобщенных координат; $W_{k\gamma}$ — частотная характеристика для k-го выхода от γ-го входа (звездочка обозначает комплексно-сопряженную величину); $S^{h}_{j\nu(\omega)}$ — взаимная спектральная плотность случайных воздействий от дороги; k — число входов (осей автопоезда).

Зная спектральные плотности (8), находим дисперсии перемещений обобщенных координат:

$$D_X = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |W_X|^2 S_h(\omega)\, d\omega, \tag{9}$$

где $|W_X|$ — модуль частотной характеристики динамической системы.

Дисперсии динамических напряжений в конечных элементах определялись как суммы дисперсий компонент напряженного состояния в узловых точках:

$$D_\sigma = \sum_{k=1}^{n} A_k^2 D_{X_k} + \sum_{k>j} 2K_{X_{kj}} A_k A_j, \tag{10}$$

где D_{X_k} — дисперсия перемещений по k-й обобщенной координате конечного элемента; $K_{X_{kj}}$ — взаимный корреляционный момент k-го и j-го обобщенных перемещений узловых точек конечного элемента; A_{kj} — коэффициенты, являющиеся отношением элементов матрицы усилий к моменту сопротивления сечений.

По данному алгоритму была разработана программа для расчета напряженно-деформированного состояния несущих систем, с использованием которой анализировалась динамическая погруженность рам прицепов и полуприцепов, входящих в состав большегрузных автопоездов МАЗ.

На рис. 1 представлена для примера расчетная схема несущей системы полуприцепа МАЗ-9397. Она включает 124 элемента стержневого типа при поперечном изгибе и 7 элементов растяжения — сжатия. Рессорно-балансирная подвеска полуприцепа заменена упругими элементами с эквивалентными жесткостями (C_{p_1}, $C_{p_{12}}$, C_{p_2}) и неупругими сопротивлениями (K_{p_1}, $K_{p_{12}}$, K_{p_2}), а также жесткими конечными элементами 123, 124, 127 и 128.

Колебательная схема полуприцепа учитывает подрессоренную массу $M_{2т}$, приведенную к задней оси тягача, и его неподрессоренную массу $m_{2т}$. Подвеска задней оси тягача учтена путем введения упругого элемента с эквивалентной жесткостью и неупругим сопротивлением ($C_{2рт}$ и $K_{2рт}$). В расчет приняты также характеристики шин ($C_{2шт}$, $C_{ш1}$, $C_{ш2}$, $K_{2шт}$, $K_{ш1}$, $K_{ш2}$).

В результате проведенных расчетов были получены значения среднеквадратических отклонений процессов изменения напряжений в узловых

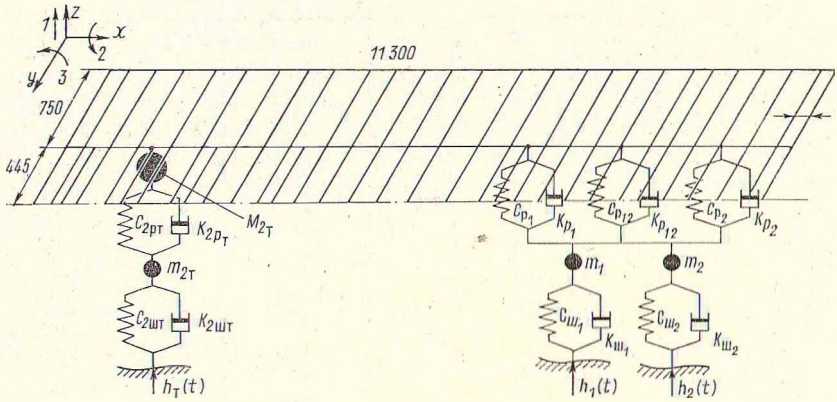

Рис. 1. Расчетная схема несущей системы полуприцепа МАЗ-9397

точках их конечно-элементных моделей. Значения суммарных напряжений принимались равными сумме статического напряжения и максимального динамического, полученного по правилу «трех сигм». В качестве воздействия использовалась спектральная плотность микропрофиля опытного участка дороги с гравийным покрытием (дисперсия ординат микронеровностей $D_q = 6{,}2 \cdot 10^{-4}$ м^2). Эпюра имеет три ярко выраженных максимума (рис. 2, *а*). Наибольшие значения суммарных напряжений, достигающие 141,2 МПа, приходятся на зону установки переднего крон-

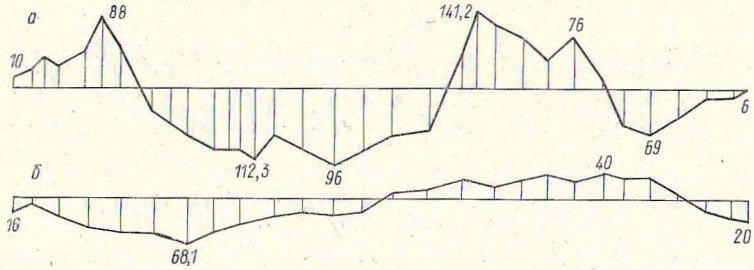

Рис. 2. Распределение нормальных суммарных напряжений по длине лонжерона (*а*) и боковой балки (*б*) полуприцепа МАЗ-9397 с тягачом МАЗ-54322 при движении по участку дороги с гравийным покрытием ($v = 40$ км/ч)

штейна подвески. В передней части рамы $\sigma_{max} = 88$ МПа. Максимальные значения напряжений в средней части рамы равны 112,3 и 96 МПа. В лонжероне рамы имеются три характерных участка, в которых происходит резкое изменение знака деформации.

На эпюрах напряжений в боковой балке (рис. 2, *б*) имеются два максимума: в передней и задней ее частях. Зона изменения знака деформации приходится на среднюю часть балки.

Для оценки достоверности разработанной методики производилось сравнение расчетных данных с экспериментальными. Результаты такого сравнения для трех объектов приведены в таблице.

Данные таблицы, а также данные по другим объектам для различных условий движения указывают на хорошую согласованность расчетных и опытных значений напряжений, в связи с чем степень соответствия конечно-элементной модели реальной конструкции рам можно считать удовлетворительной. Это указывает на возможность использования описанной модели и разработанной программы для оценки напряженно-

Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Объект исследований	Номер элементов по расчетной схеме	Расчетные суммарные напряжения, МПа	Эксперимент значения суммарных напряжений, МПа	Расхождение значений напряжений, %
МАЗ-8925	3	38,0	37,3	2
	4	46,6	54,0	13
	9	88,8	84,0	5
	11	67,0	62,0	7
МАЗ-8926	12	81,0	72,0	11
	32	40,0	48,0	17
	45	73,0	77,1	5
	3	10,0	16,2	37
	31	120,0	125,0	4
	35	120,0	124,0	3
	39	132,0	149,0	12
	44	64,0	59,0	8
МАЗ-9397	37	68,1	66,5	3
	102	34,2	30,8	10
	75	141,2	155,3	10

деформированного состояния рам звеньев большегрузных автопоездов. Данная методика успешно используется также для оценки эксплуатационной надежности и прогнозирования ресурса несущих систем большегрузных автопоездов.

Summary

The method for calculating the carrying systems of heavy-loaded trailers can be used to estimate the strength-deformation state, operating reliability and forecast the service life.

Литература

1. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. и др. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда. М., 1982.
2. Постнов В. А., Хархурим И. Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л., 1974.
3. Клафф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений: Пер. с англ. М., 1979.
4. Светлицкий В. А. Случайные колебания механических систем. М., 1976.

Минский автомобильный завод

Поступила в редакцию 22.02.90

УДК 620.171:620.192.46

А. А. РАКИЦКИЙ, В. В. МАЛЯТИН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ РЕССОРНЫХ СТАЛЕЙ С ПОКРЫТИЯМИ

Одним из перспективных направлений повышения трещиностойкости и сопротивления усталости является создание новых композиционных (многослойных) материалов, содержащих компоненты, воспринимающие силовую нагрузку и обеспечивающие высокое сопротивление зарождению и развитию трещины. К ним можно отнести биметаллы, образованные нанесением твердых покрытий на более мягкую сердцевину.

В данной работе исследовались особенности разрушения рессорных сталей 55С2 ($\sigma_в = 1300$ МПа) и 60С2 ($\sigma_в = 1600$ МПа, $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа) с покрытиями толщиной 0,5—0,7 мм из порошка самофлюсующегося сплава на основе никеля ПГ-СР4 ($\sigma_в = 350$ МПа, $E = 3{,}6 \cdot 10^5$ МПа), напыленного газотермическим способом [1].

Оценку трещиностойкости материалов проводили на образцах для внецентренного растяжения (рис. 1) при статическом нагружении в соответствии с рекомендациями стандарта [2]. На основе анализа закономерностей разрушения рессорных листов в эксплуатации [3] варьировались схемы нанесения покрытий на боковые поверхности *A* (параллельно распространению трещины), торец *B* (перпендикулярно к трещине), а также на названные поверхности совместно. Для сравнения испытывались монолитные образцы из проката 55С2 и 60С1, а также упрочненные по заводской технологии дробенаклепом. Число образцов каждого варианта было не менее пяти.

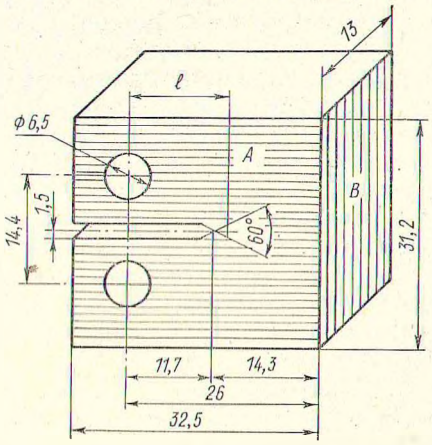

Рис. 1. Образец с покрытиями из порошка самофлюсующегося сплава: *A* и *B* — соответственно боковая и торцевая упрочняемые поверхности