УДК 629.1:445.75:531.3

Д.З. Шматко, А.Н. Коробочка, О.А. Бейгул, А.Л. Лепетова

ВОЗМУЩЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ ПОРТАЛЬНОЙ МАШИНЫ В ПРОДОЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Постановка проблемы. В настоящее время прогресс многих отраслей промышленности неразрывно связан с новыми формами транспортного обслуживания. Стоит задача создания технологических линий, в которых был бы задействован спецавтотранспорт как более гибкий в своем применении, чем железнодорожный. В этом ряду достаточное место занимают портальные автомобили. Они нашли широкое применение в лесной и деревообрабатывающей промышленности, при проведении погрузочно-разгрузочных работ в складских помещениях, в последнее время находят применение в технологических линиях заводов черной и цветной металлургии. Как правило, такие машины имеют мало аналогов в практике отечественного автомобилестроения, поэтому их разработка, проектирование требуют нового, нетрадиционного подхода. Для создания конструкций рациональной металлоемкости, вместе с тем удовлетворяющих требованиям долговечности, надежности и эксплуатационной пригодности, необходим целый ряд теоретических и экспериментальных исследований, которые бы гарантировали научнообоснованный подход при создании таких машин.

Главным для портальных несущих систем является то, что они вписываются в расчетную схему, включающую в себя прямоугольную в плане раму и четыре стойки, снабженные разным количеством колес, при движении по неровностям дорог могут совершать сложные колебания. Естественным для таких систем является существование резонансных зон, где амплитуды вынужденных колебаний резко возрастают, создавая предпосылки к разрушению несущих элементов.

Для создания конструкций, способных устойчиво работать на разных режимах нагружения, необходимо изучение ряда математических моделей возмущенного движения, получение собственных динамических характеристик несущих систем, обоснование таких конструктивных параметров, при которых в реальных условиях эксплуатации конструкция никогда не попадает в резонансные зоны.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] показано, что особое место в формировании внешних нагрузок на несущие системы занимает частотное воздействие, связанное с наличием динамических и кинематических возмущений при движении по неровностям дорог и выполнении технологических операций. В этой связи рассмотрены колебания несущих систем платформ, определяются собственные динамические характеристики, частоты внешних возмущений. Расчетные нагрузки при этом зависят от соотношения частот и регламентируются отдельным расчетным случаем нагружения.

В работе [2] выведены и решены дифференциальные уравнения возмущенного движения самоходной металлургической платформы на пневмоколесном ходу в продольной вертикальной плоскости с учетом упругого подвешивания силовой установки. Из соответствующих частотных уравнений получены три собственные частоты платформы, которые влияют на формирование динамических нагрузок при движении по неровностям технологических дорог. Работа [3] посвящена поперечным колебаниям портальной несущей системы, полученные выражения собственных круговых частот дают основание рекомендовать закрытые профили для продольных силовых элементов несущих систем портальных машин.

Нерешенная часть общей проблемы. Работы [1] и [2] не учитывают специфическую компоновку портальных несущих систем, работа [3] посвящена изучению колебакний портальной машины в поперечной плоскости. Вместе с тем основные динамические нагрузки на портальную несущую систему формируются в процессе возмущенного движения в продольной плоскости.

Цель работы в этой связи состоит в разработке математической модели возмущенного движения портальной машины в продольной плоскости.

Изложение основного материала. Уравнение колебаний будем получать в форме уравнения Лагранжа второго рода [4]

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_j}=-\frac{\partial \Pi}{\partial q_j}+Q_j \qquad j=1,...,s, \tag{1}$$

где T – кинетическая энергия системы, Дж;

Π – потенциальная энергия системы, Дж;

 ISSN 1562-9945

q_j – j-я обобщенная координата;

Q_j – обобщенная сила неконсервативного происхождения, соответствующая j-й обобщенной координате;

s – количество степеней свободы.

На рис. 1 представлена расчетная схема несущей системы в возмущенном положении при моментном креплении грузоподъемных штанг. В качестве обобщенных координат принимаем y, φ и x - вертикальную координату, угол поворота рамы и горизонтальную координату груза соответственно.

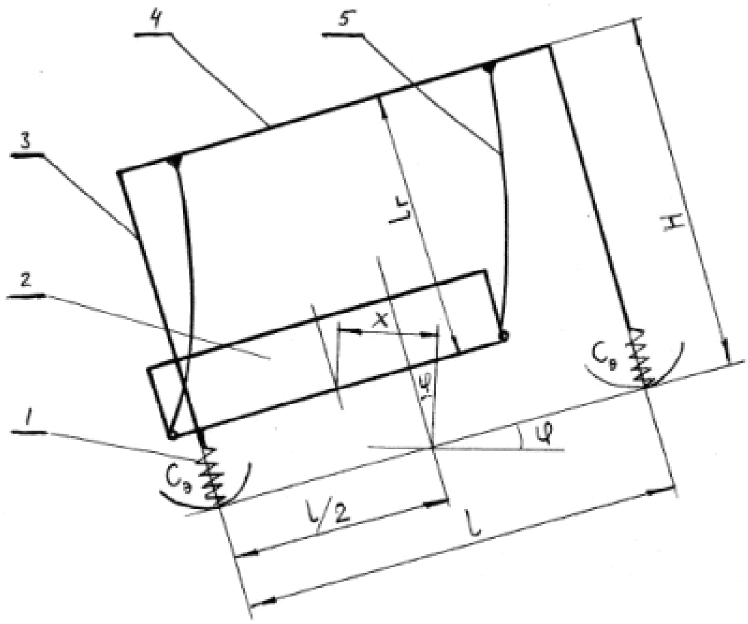

Рисунок 1 – Расчетная схема портальной несущей системы

1- подвеска, 2- груз, 3 – стойка, 4 – лонжерон, 5 – грузоподъемная штанга

Тогда выражения кинетической и потенциальной энергий принимают следующий вид:

$$T = \frac{1}{2}(m_к + m_г)\dot{y}^2 + \frac{1}{2}(J_к + J_г)\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}m_к(h_c\dot{\varphi} + \upsilon)^2 + \frac{1}{2}m_г(\dot{x} + \upsilon)^2; \quad (2)$$

$$П = C_э\left(y + \frac{L}{2}\varphi - h_1\right)^2 + C_э\left(y - \frac{L}{2}\varphi - h_2\right)^2 + \frac{1}{2}C_x\left(x - (H - L_г)\varphi\right)^2, \quad (3)$$

где $m_к$ – масса конструкции, кг;

$m_г$ – масса груза, кг;

J_K – момент инерции конструкции относительно центра массы системы, кг·м^2;

J_2 – момент инерции груза относительно центра массы системы, кг·м^2;

h_c – высота центра массы конструкции, м;

υ – скорость движения машины, м/с;

$C_э$ – приведенный коэффициент жесткости подвески, Н/м;

h_1 – высота неровностей под передней подвеской, м;

h_2 – высота неровностей под задней подвеской, м.

Выполняя действия по схеме уравнения Лагранжа второго рода, получаем следующие уравнения возмущенного движения:

$$(m_к + m_г)\ddot{y} + 4C_э y = 2C_э(h_1 + h_2)\,; \tag{4}$$

$$\begin{aligned}&\left(J_к + J_г + m_к h_c^2\right)\ddot{\varphi} + \left(C_э L^2 + C_x (H - L_г)^2\right)\varphi - C_x(H - L_г)x = \\ &= -m_к h_c \dot{\upsilon} + C_э L + (h_1 - h_2);\end{aligned} \tag{5}$$

$$m_г \ddot{x} + C_x x - C_x(H - L_г)\varphi = -m_г \dot{\upsilon}\,. \tag{6}$$

Уравнение (4) – независимо, уравнения (5) и (6) образуют систему. Рассмотрим решение уравнения (4), которое после преобразований принимает канонический вид:

$$\ddot{y} + \omega_1^2 y = \frac{\omega_1^2}{2}(h_1 + h_2) \tag{7}$$

где ω_1 - собственная круговая частота вертикальных колебаний несущей системы, 1/с.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{4C_э}{m_к + m_г}} \tag{8}$$

Принимая синусоидальный закон изменения неровностей, получаем решение уравнения (7)

$$\begin{aligned}y &= y_0 \cos\omega_1 t + \frac{\dot{y}_0}{\omega_1}\sin\omega_1 t + \\ &+ \frac{h_0}{\left|1 - \dfrac{4\pi^2\upsilon^2}{L^2\omega_1^2}\right|}\left[\sin\left(\frac{2\pi\upsilon t}{L} - \psi\right) + \sin\left(\frac{2\pi(\upsilon t - L)}{L} - \psi\right)\right],\end{aligned} \tag{9}$$

где $y_0, \dot{y}_0$ – начальные условия, м, м/с;

h_0 – амплитудное значение синусоиды, аппроксимирующей среднестатистическую неровность, м;

L – длина соответствующей синусоиды, м;

ψ – фазовый угол, рад.

Учитывая, что первые два слагаемых в выражении (9) описывают свободные колебания, которые в реальных условиях быстро затухают, решение уравнения (7) можно записать следующим образом:

$$y = \frac{h_0}{\left|1 - \dfrac{4\pi^2\upsilon^2}{L^2\omega_1^2}\right|}\left[\sin\left(\frac{2\pi\upsilon t}{L} - \psi\right) + \sin\left(\frac{2\pi(\upsilon t - L)}{L} - \psi\right)\right]. \tag{10}$$

 ISSN 1562-9945

Не прибегая к решению системы уравнений (5) и (6), записываем соответствующее частотное уравнение

$$\left(\left(J_к + J_г + m_к h_c^2\right) m_г\right)\left(\omega^2\right)^2 - \left(\left(J_к + J_г + m_к h_c^2\right) C_x + \right.$$
$$\left. + \left(C_э L^2 + C_x \left(H - L_г\right)^2\right) m_г\right) \omega^2 + C_x C_э L^2 = 0. \tag{11}$$

Вводим обозначения:

$$A = \left(J_к + J_г + m_к h_c^2\right) m_г\,; \tag{12}$$

$$\left(J_к + J_г + m_к h_c^2\right) C_x + \left(C_э L^2 + C_x \left(H - L_г\right)^2\right) m_г\,; \tag{13}$$

$$C = C_x C_э L^2 \tag{14}$$

С учетом обозначений (12) – (14) уравнение (11) принимает следующий вид:

$$A\left(\omega^2\right)^2 - B\omega^2 + C = 0\,. \tag{15}$$

и его решение:

$$\omega_2 = \sqrt{\left(B - \sqrt{B^2 - 4AC}\right) / 2A}\,; \tag{16}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\left(B + \sqrt{B^2 - 4AC}\right) / 2A}\,, \tag{17}$$

где ω_2 и ω_3 - собственные круговые частоты несущей системы, 1/с.

Выводы. Таким образом, разработана математическая модель возмущенного движения портальной машины в продольной плоскости, получены собственные динамические характеристики несущей системы при колебаниях в продольной плоскости в случае моментного крепления грузоподъемных штанг.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейгул О.А. Частотный аспект нагружения несущих систем платформ // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП "Системні технології", 1998. – Вип. 2. – С. 99-101.
2. Бейгул О.А. Колебания несущей конструкции самоходной металлургической платформы с учетом упругости узлов крепления двигательной установки // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП "Системні технології", 1998. – Вип. 4. – С. 3-8.
3. Шматко Д.З. Исследование поперечных колебаний несущей системы технологического портального автомобиля // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП "Системні технології", 2002. – Вип. 2(19). – С. 82-86.
4. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2-я. Динамика: Учебник для техн. вузов. – 6-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 1984. – 423 с.

Получено __.__.2006 г.