

УДК 669.013.0025

Д.З.Шматко, Ю.А.Коржавин

## **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ЖЕСТКОСТИ НА СОБСТВЕННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРТАЛЬНЫХ НЕСУЩИХ СИСТЕМ**

Для несущих систем подъемно-транспортных порталных машин характерно наличие разветвленной пространственной стержневой конструкции с большой строительной высотой, разнесенными массами. Такие конструкции претерпевают сложные пространственные колебания при движении по неровностям дорог в условиях промышленных предприятий, деформации при выполнении штатных подъемно-транспортных операций. В ряде случаев несущая способность порталных машин определяется не только прочностными, но и жесткостными характеристиками основных силовых элементов.

Если для традиционных транспортных средств на пневмоколесном ходу требование низкой крутильной жесткости несущих систем вписывается в статическую картину нагружения, продиктовано снижением внутренних силовых факторов, реализуется применением рам лестничного типа с силовыми элементами открытого профиля, то для порталных машин, кроме того, следует иметь в виду влияние крутильной жесткости на собственные динамические характеристики, которые определяют картину нагружения несущих систем при движении по неровностям дорог.

Поведение несущих систем при наличии гармонических возмущений характеризуется динамической жесткостью, которая зависит не только от параметров системы, но и от внешних возмущений, в том числе снижается в околорезонансных зонах и падает до нуля в моменты наступления резонанса. Сказанное особенно актуально для пространственных стержневых систем, к которым относятся порталные несущие системы.

И, если в продольной вертикальной плоскости конструктивными средствами удастся обеспечить достаточную жесткость как статическую, так и динамическую, например, введением направляющих штанг и подкосов, то в поперечной вертикальной плоскости трудно ввести в рамках рациональной конструкции дополнительные силовые элементы, увеличивающие жесткость

системы. Остается искать резервы повышения жесткости системы в самих силовых элементах несущей конструкции. Этот путь проходит через получение зависимостей между собственными круговыми частотами и конструктивной жесткостью portalной несущей системы в поперечной вертикальной плоскости. Поэтому рассмотрим дифференциальные уравнения свободных колебаний portalной машины в поперечной плоскости, откуда эти зависимости получаются в результате решения частотного уравнения.

При выводе дифференциальных уравнений учтем некоторые конструктивно-компоновочные особенности подъемно-транспортных portalных машин, задействованных в межцеховых перевозках на заводах черной металлургии. Portalные машины, в отличие от portalных автомобилей, рассмотренных с общетеоретических позиций в работах [1,2], имеют низко расположенный центр массы полезного груза и длинные грузоподъемные штанги, когда возмущенное движение поддона в поперечной вертикальной плоскости не вызывает заметного перераспределения вертикальных реакций опор. Возникающие при этом поперечные колебания обуславливаются не вертикальной, а поперечной горизонтальной жесткостью упругих элементов конструкции и носят сдвиговый характер.

На рис.1 представлена расчетная схема несущей системы portalной машины; приняты следующие обозначения: 1 – лонжерон рамы несущей системы; 2 – поддон с полезными грузом; 3 – грузоподъемная штанга несущей системы; 4 – поперечина рамы; 5 – стойка несущей системы; 6 – шина пневматического колеса.

Уравнение поперечных колебаний будем выводить в форме уравнения Лагранжа второго рода [3]. Для этого записываем выражения кинетической и потенциальной энергией системы

Кинетическая энергия:

$$T = \frac{m_k \dot{z}_1^2}{2} + \frac{m_r \dot{z}_2^2}{2} \quad (1)$$

где  $m_k$  – масса несущей конструкции;  $m_r$  – масса поддона с полезным грузом;  $\dot{z}_1$  – обобщенная скорость несущей конструкции;  $\dot{z}_2$  – обобщенная скорость поддона с полезным грузом.

Потенциальная энергия:

$$\Pi = \frac{4C_{uz}z_1^2}{2} + \frac{C_{kz}(z_2 - z_1)^2}{2} \quad (2)$$

где  $C_{uz}$  – коэффициент поперечной жесткости шины колеса;  $C_{kz}$  – коэффициент поперечной конструктивной жесткости несущей системы;  $z_1$  – обобщенная координата колеса;  $z_2$  – обобщенная координата поддона.

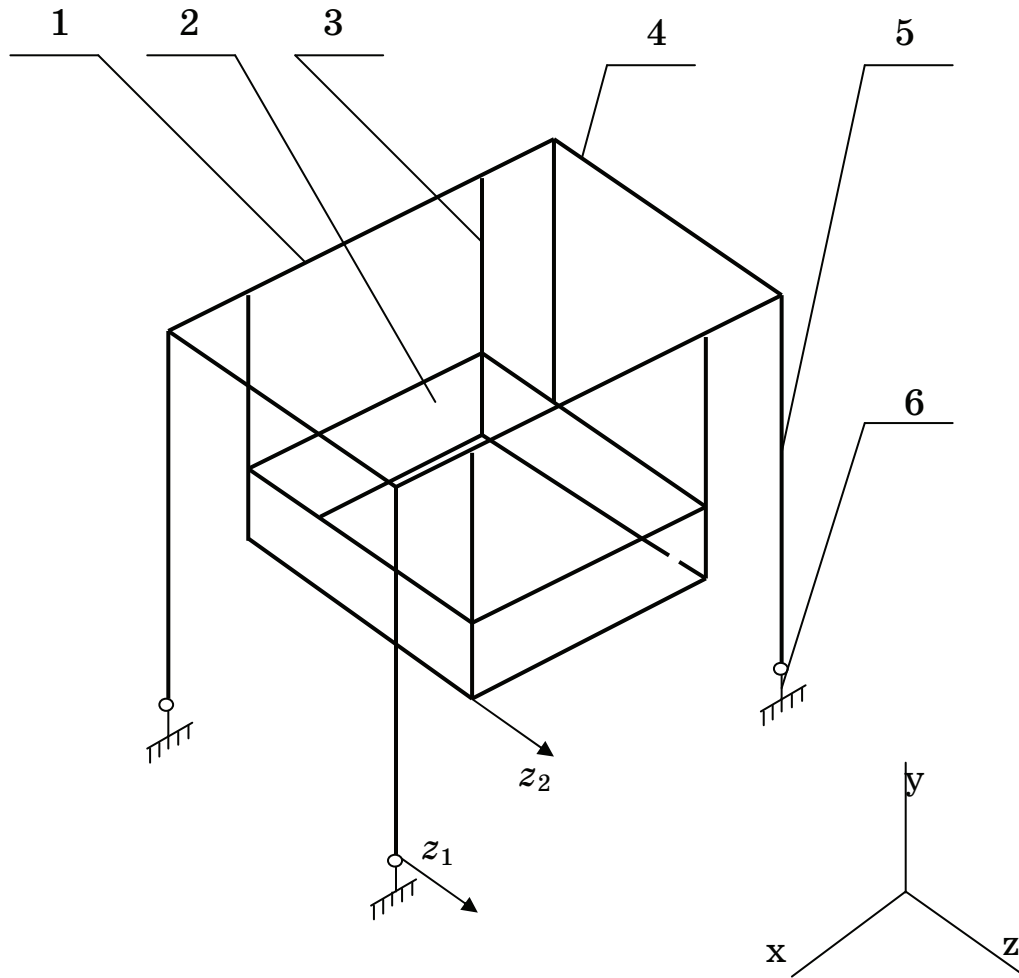


Рисунок 1 - Расчетная схема несущей системы портальной машины

Далее выполняем действия в соответствии с операторами уравнения Лагранжа второго рода и, объединяя полученное выражение, получаем систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{z}_1 + 4C_{uz}z_1 - C_{kz}(z_2 - z_1) &= 0, \\ m_r \ddot{z}_2 + C_{kz}(z_2 - z_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (3) ищем в виде:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A_1 \sin(\omega t + \varphi); \\ z_2 &= A_2 \sin(\omega t + \varphi); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $A_1$  – амплитуда колебаний по первой обобщенной координате;  $A_2$  – амплитуда колебаний по второй обобщенной координате;  $\omega$  – круговая частота колебаний;  $t$  – время;  $\varphi$  – фазовый угол.

После подстановки выражений (4) в дифференциальные уравнения (3) получаем однородную систему алгебраических уравнений относительно амплитуд  $A_1$  и  $A_2$ :

$$\left. \begin{aligned} (4C_{uz} + C_{kz} - m_k \omega^2) A_1 - C_{kz} A_2 &= 0; \\ -C_{kz} A_1 + (C_{kz} - m_r \omega^2) A_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Система (5) имеет нетривиальное решение, если ее определитель равен нулю:

$$\begin{vmatrix} (4C_{uz} + C_{kz} - m_k \omega^2) & -C_{kz} \\ -C_{kz} & (C_{kz} - m_r \omega^2) \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

Раскрывая определитель в уравнении (6), получаем частотное уравнение:

$$m_k m_r (\omega^2)^2 - (C_{kz} m_k + 4C_{uz} m_r + C_{kz} m_r) \omega^2 + 4C_{uz} C_{kz} = 0 \quad (7)$$

Из уравнения (7) определяем две собственные круговые частоты поперечных колебаний:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{C_{kz} \left[ \left( m_k + m_r + \frac{4C_{uz}}{C_{kz}} m_r \right) \mp \sqrt{\left( m_k + m_r + \frac{4C_{uz}}{C_{kz}} m_r \right)^2 - 4m_k m_r \frac{4C_{uz}}{C_{kz}}} \right]}{2m_k m_r} \quad (8)$$

Теперь получаем полное решение системы дифференциальных уравнений (3), описывающих свободные поперечные колебания несущей системы портальной машины:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A_{11} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + A_{12} \sin(\omega_2 t + \varphi_2); \\ z_2 &= A_{21} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + A_{22} \sin(\omega_2 t + \varphi_2); \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где постоянные  $A_{jk}$  и  $\varphi_j$  определяются из начальных условий.

Как следует из выражения (8), собственные круговые частоты несущей системы портальной машины существенно зависят от коэффициента поперечной конструктивной жесткости  $C_{kz}$  несущей системы, что позволяет еще на стадии проектирования смещать собственные круговые частоты в зарезонансную область по показателю динамической жесткости.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Беккер И.Г. Портальные автомобили. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
2. Лепетова А.Л. Обоснование и выбор параметров несущих систем порталных автомобилей. – Дис...канд.техн.наук: 01.02.06. – Днепропетровск, 1994. – 124с.
3. Шматко Д.З. Разработка инженерной методики проектирования несущих систем металлургических порталных машин на пневматическом ходу //Системні технології.– Регіон.міжвуз.зб.наук.праць.– Дніпропетровськ: ДНВП “Системні технології”, 2002.– Вип.5 (22).– С.119–127.
4. Шматко Д.З. Обґрунтування параметрів несучих систем металургійних машин на пневмоколісному ході //Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Випуск 3/2002 (114).–С.92-96.

Получено \_\_.\_\_.2006 г.