

## Динамический анализ манипуляторов кузовных мусоровозов

Р.В.Каргин, О.С.Мирошниченко, И.В.Каргина

Шахтинский институт (филиал) ЮРГТУ(НПИ), г. Шахты

В настоящее время основы инженерного расчета и проектирования отдельных подсистем, рабочих органов и в целом автомобилей для сбора и вывоза твердых бытовых отходов базируются на известных положениях теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин и теории автомобилей. Существующая методика расчета манипулятора включает определение характеристик расчетных положений, кинематический и динамический анализ системы и прочностной расчет конструкции без учета подвижности рамы автомобиля [1].

Для описания и учета колебаний мусоровоза в рабочем режиме составлены расчетная схема (рис. 1), дифференциальные уравнения колебательных движений рамы автомобиля и манипулятора с контейнером с использованием уравнений Лагранжа II рода и получена зависимость угла колебаний рамы за рабочий цикл манипулятора. Для определения амплитудно-частотных характеристик составлено уравнение колебаний манипулятора с учетом колебаний рамы автомобиля в рабочем режиме и получена зависимость изменения угла подъема манипулятора за рабочий цикл мусоровоза при различной загрузке кузова [2].

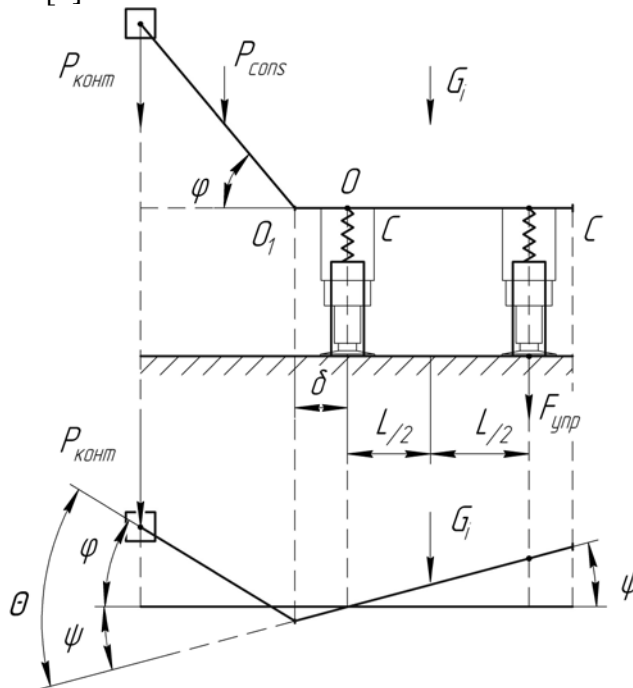


Рис. 1. Колебательная система мусоровоза

Полученные зависимости не учитывают демпфирования, т.е. колебания являются незатухающими. Практически в процессе колебаний всегда происходит рассеяние энергии и, поэтому, свободные колебания являются затухающими.

Согласно теории эксплуатационных свойств автомобилей силы сопротивления, вызывающие превращение механической энергии в теплоту, что приводит к затуханию колебаний, возникают в результате работы амортизаторов, межлистового трения в рессорах, трения во втулках, шарнирах и др., а также в результате деформаций шин. Силы сопротивления подвески значительно больше, чем силы сопротивления, вызывающие гашение колебаний в шинах, поэтому учитывается только рассеяние энергии в подвес-

ке. Силы сопротивления подвески принимаются пропорциональными скорости колебаний [3, 4].

С учетом вышесказанного определены силы сопротивления подвески и составлены дифференциальные уравнения свободных колебаний рамы автомобиля с учетом затухания

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{l^2}{g} \left( \frac{P_{cons}}{3} + P_{конт} \right) (\varphi'' - \psi'') = -P_{конт} [l(\cos \varphi + \psi \sin \varphi) + \delta] - \\ - P_{cons} \left[ \frac{l}{2} (\cos \varphi + \psi \sin \varphi) + \delta \right]; \\ \frac{G_i L^2}{4g} \psi'' - \frac{l^2}{g} \left( \frac{P_{cons}}{3} + P_{конт} \right) (\varphi'' - \psi'') = -\frac{G_i L}{2} - cL^2 \psi + \\ + P_{конт} [l(\cos \varphi + \psi \sin \varphi) + \delta] + P_{cons} \left[ \frac{l}{2} (\cos \varphi + \psi \sin \varphi) + \delta \right] - \beta \psi', \end{array} \right.$$

где  $l$  – длина манипулятора, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $P_{cons}$  – масса манипулятора, Н;  $P_{конт}$  – масса контейнера, Н;  $\varphi$  – угол подъема манипулятора, рад;  $\psi$  – угол колебаний рамы автомобиля, рад;  $\delta$  – расстояние от оси крепления манипулятора к раме автомобиля до оси аутригера, м;  $G_i$  – масса мусоровоза, Н;  $L$  – расстояние между рессорами автомобиля, м;  $c$  – жесткость подвески автомобиля, Н/м<sup>2</sup>;  $\beta \psi'$  – момент сил сопротивления вращению рамы автомобиля.

Складывая, получаем

$$\psi'' + 2n\psi' + k^2\psi = B, \quad (1)$$

$$\text{где } 2n = \frac{4\beta g}{G_i L^2}; k^2 = \frac{4cg}{G_i}; B = -\frac{2g}{L}; \beta = \psi_0 L^2 \sqrt{\frac{cG_i}{g}},$$

здесь  $\psi_0$  – начальный угол отклонения рамы автомобиля.

Из условия статического равновесия

$$\psi_0 = \frac{G_i}{2cL}.$$

Неоднородное дифференциальное уравнение (1) имеет общее решение

$$\psi = \psi_1 + \psi_2,$$

где  $\psi_1$  – общий интеграл однородного дифференциального уравнения

$$\psi_1'' + 2n\psi_1' + k^2\psi_1 = 0 \quad (2)$$

и имеет вид

$$\psi_1 = e^{-nt} (A \cos k_1 t + D \sin k_1 t); \quad (3)$$

$\psi_2$  – частное решение неоднородного дифференциального уравнения

$$\psi_2 = C \rightarrow const$$

Из (1)  $k^2\psi_2 = B$ , откуда

$$\psi_2 = \frac{B}{k^2}. \quad (4)$$

С учетом (3) и (4)

$$\psi = e^{-nt} ( A \cos k_1 t + D \sin k_1 t ) + \frac{B}{k^2}. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение для (2) имеет вид

$$\lambda^2 + 2n\lambda + k^2 = 0.$$

Его корни  $\lambda_{1,2} = -n \pm ik_1$ ,

где

$$k_1 = \sqrt{k^2 - n^2} = \frac{2}{G_i L^2} \sqrt{g(cG_i L^4 - g\beta^2)}.$$

Константы  $A$  и  $D$  в общем решении (5) находим по начальным условиям: при  $t=0$  считаем, что  $\psi = \psi_0$ , а  $\psi'_0 = 0$ . Для этого из (5) находим

$$\psi' = -ne^{-nt} ( A \cos k_1 t + D \sin k_1 t ) + e^{-nt} ( -Ak_1 \sin k_1 t + Dk_1 \cos k_1 t ). \quad (6)$$

Подставляя начальные условия в уравнения (5) и (6), получаем

$$A = \psi_0 - \frac{B}{k^2}; \quad D = \frac{nA}{k_1}.$$

Решение уравнения (5) позволило установить зависимость угла колебаний рамы автомобиля за рабочий цикл манипулятора (рис. 2).

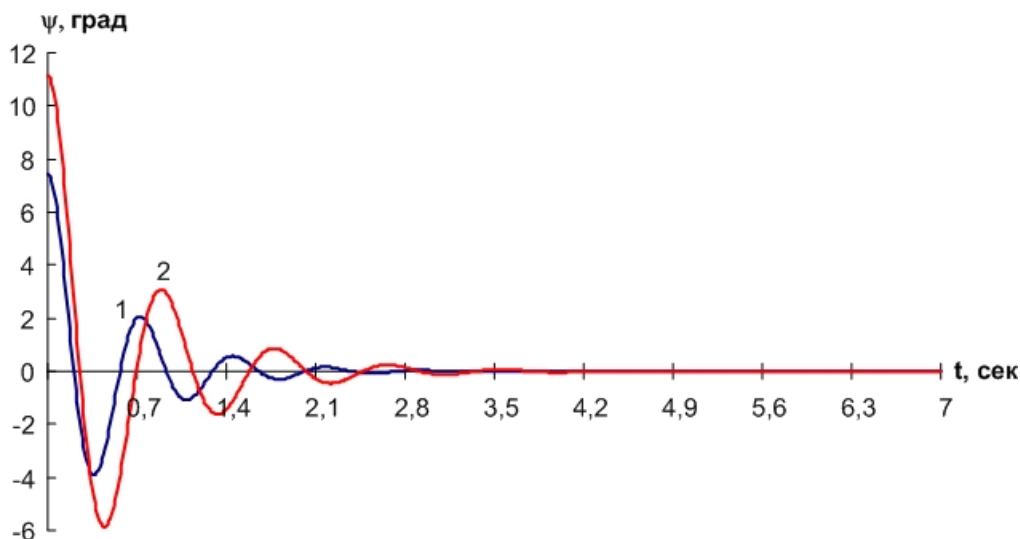


Рис. 2. Свободные затухающие колебания рамы мусоровоза в технологическом режиме:

1 – для пустого мусоровоза; 2 – при полной загрузке мусоровоза

С учетом свободных затухающих колебаний рамы мусоровоза получена зависимость изменения угла подъема манипулятора (7) за рабочий цикл мусоровоза (рис. 3)

$$\Theta = \varphi + \psi = \omega t + e^{-nt} ( A \cos k_1 t + D \sin k_1 t ) + \frac{B}{k^2}, \quad (7)$$

где  $\omega$  - угловая скорость подъема манипулятора, рад/с;  $t$  – время рабочего цикла подъема манипулятора, с.

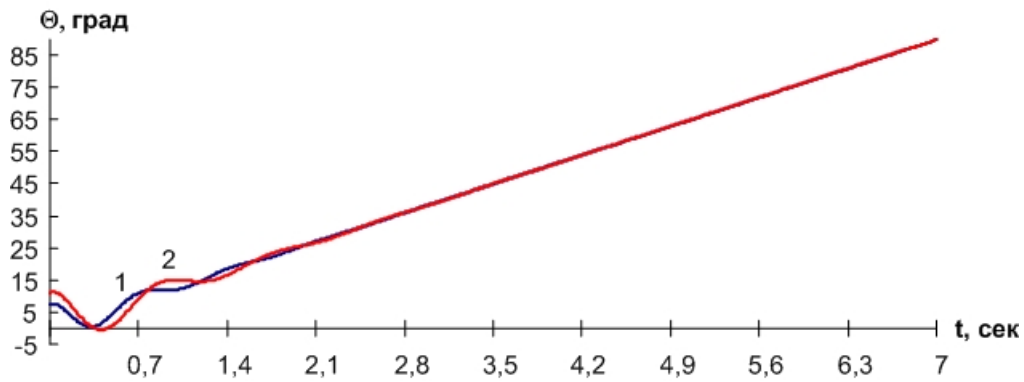


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика манипулятора мусоровоза:

1 – для пустого мусоровоза; 2 – при полной загрузке мусоровоза

Для расчетных схем формирования нагрузок в системе «захват – бак – захват» (рис. 4) получены зависимости изменения величины усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл работы манипулятора с учетом свободных затухающих колебаний рамы мусоровоза (рис. 5).

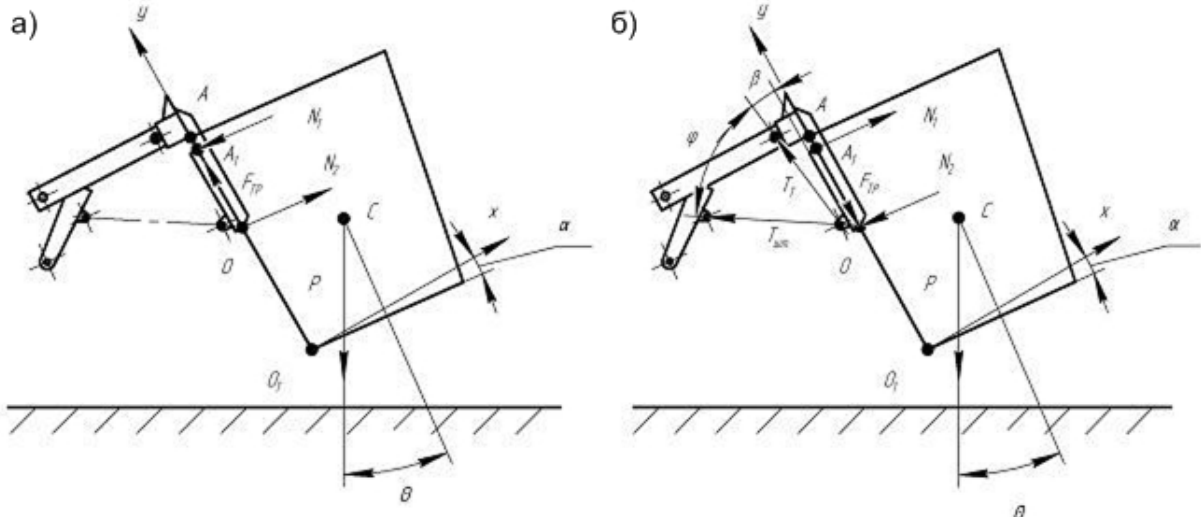


Рис. 4. Схема действия сил в системе «захват-бак-захват»:

а) – со стороны захвата на бак; б) – со стороны бака на захват

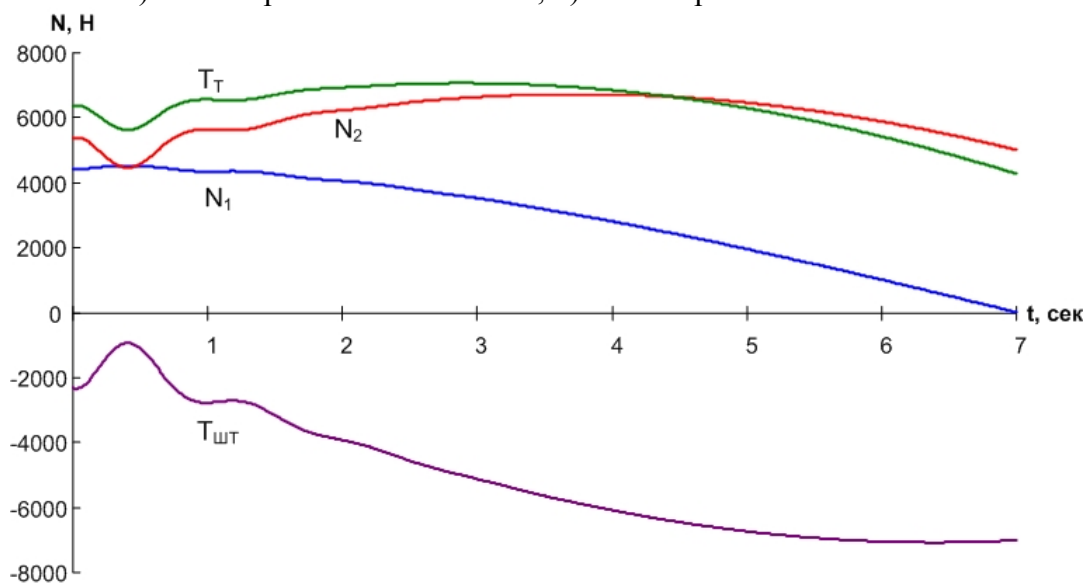


Рис. 5. Усилия в элементах конструкции серийного захвата при загрузке полного контейнера в полный мусоровоз

С целью уменьшения действующих усилий в элементах конструкции захвата, повышения надежность его работы и предотвращения деформации стенок контейнера разработана конструкция захвата [5], обеспечивающая подхват контейнера под днище.

Для определения нагрузок, возникающих в элементах новой конструкции захвата, разработаны расчетные схемы (рис. 6) и составлены уравнения равновесия действия сил со стороны захвата на стенку бака (8) и равновесия сил, действующих со стороны бака на захват (9).

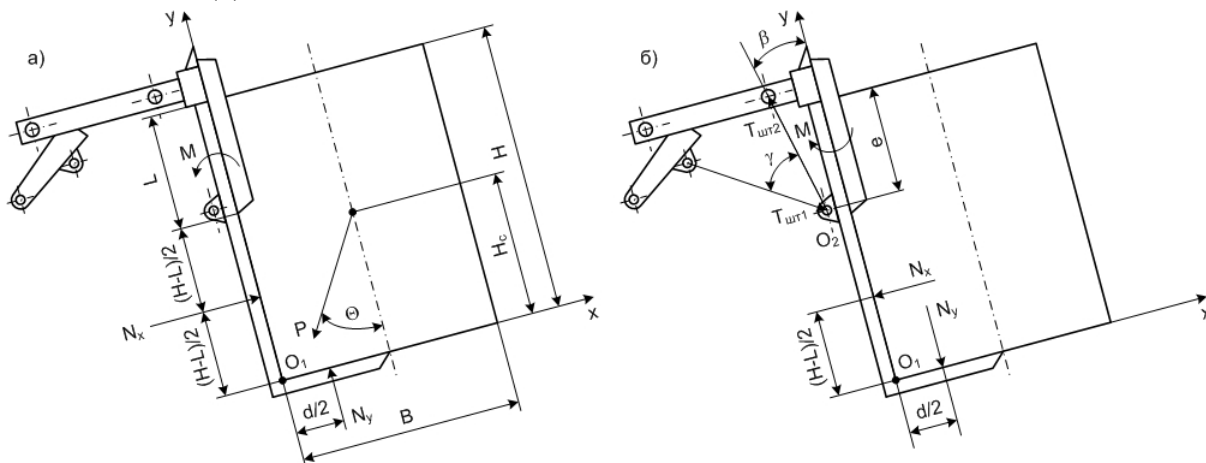


Рис. 6. Расчетные схемы сил в системе «захват-бак-захват» для новой конструкции захвата:

а) – со стороны захвата на бак; б) – со стороны бака на захват

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{kx} = 0; \quad N_x - P \cdot \sin \Theta = 0, \\ \sum F_{ky} = 0; \quad N_y - P \cdot \cos \Theta = 0, \\ \sum m_{O_1} = 0; \quad P \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \Theta - N_y \cdot \frac{d}{2} - P \cdot H_c \cdot \sin \Theta + \\ + N_x \cdot \frac{H - L}{2} - M = 0. \end{array} \right. \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{kx} = 0; \quad -N_x - T_{шт2} \cdot \sin \beta + T_{шт1} \cdot \sin(\beta + \gamma) = 0, \\ \sum F_{ky} = 0; \quad -N_y + T_{шт2} \cdot \cos \beta - T_{шт1} \cdot \cos(\beta + \gamma) = 0, \\ \sum m_{O_2} = 0; \quad M + N_x \cdot \left( \frac{H - L}{2} - e \right) + N_y \cdot \frac{d}{2} = 0. \end{array} \right. \quad (9)$$

где  $N_x, N_y$  – нормальные давления на стенку и днище контейнера соответственно, Н;  $P$  – вес контейнера, Н;  $B$  – ширина контейнера, м;  $d$  – длина подхвата под днище контейнера, м;  $H_c$  – высота центра масс контейнера, м;  $H$  – высота контейнера, м;  $L$  – длина «вилочной» планки захвата, погружаемой в контейнер, м;  $T_{шт1}$  – усилие, действующее на шток гидроцилиндра прижима, Н;  $T_{шт2}$  – усилие, действующее на шток управляющего гидроцилиндра, Н;  $\beta$  – угол наклона управляющего гидроцилиндра к оси  $Y$ , рад;  $\gamma$  – угол между осями гидроцилиндров, рад;  $e$  – расстояние от верхнего края контейнера

до точки крепления штоков гидроцилиндров, м.

Решение уравнений (8) и (9) позволяет оценить изменение величины усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл работы манипулятора с учетом колебаний платформы мусоровоза (рис. 7).

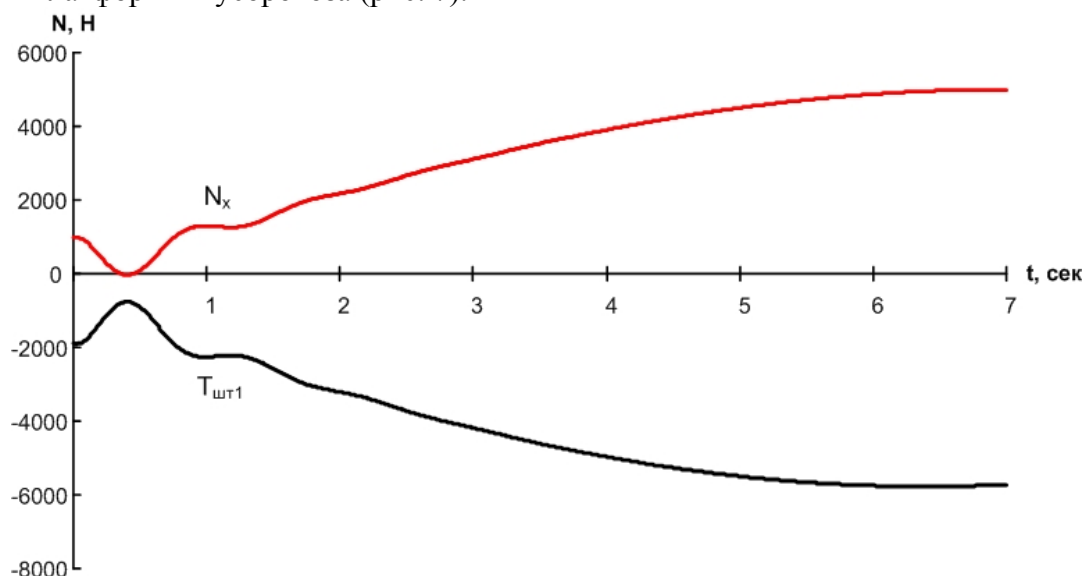


Рис. 7. Усилия в элементах новой конструкции захвата при загрузке полного контейнера в полный мусоровоз

Полученные зависимости показывают, что при использовании предлагаемой конструкции захвата нагрузки, возникающие в системе «захват-бак-захват» уменьшаются в разных фазах цикла работы манипулятора от 1,2 до 5,5 раз.

Результаты работы получены при поддержке Минобрнауки РФ в рамках государственного задания на проведение НИОКР, шифр заявки № 7.1256.2011.

#### Список литературы

1. Ермилов А.Б. Расчет и проектирование спецавтомобилей для сбора и вывоза твердых бытовых отходов: Учебное пособие / МАДИ.- М., 1983. – 99 с.
2. Конструкции и рабочие процессы манипуляторов кузовных мусоровозов / Р.В.Каргин, О.С.Мирошниченко // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2010. № 6. С. 75-78.
3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Метод снижения виброн нагруженности колеса легкового автомобиля / С.Л.Горин, П.В.Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2011. № 1. С. 12-17.
5. Патент RU 2400417 С1 МПК В65 F3/04. Захват устройства для разгрузки контейнеров в кузов мусоровоза / А.С.Носенко, Р.В.Каргин, М.С.Алтунина, О.С.Мирошниченко. – Заявл. 10.03.2009. Оpubл. 27.09.2010, Бюл. № 27.