

Научная статья

DOI: 10.15593/24111678/2025.01.03

УДК 628.08

Р.В. Каргин^{1,4}, Е.А. Шемшура^{2,3,4}¹Северо-Кавказский филиал ФАУ «РОСДОРНИИ», Ростов-на-Дону,
Российская Федерация²РОСДОРНИИ, Москва, Российская Федерация³Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)
им. М.И. Платова, Новочеркасск, Российская Федерация⁴Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
Ростов-на-Дону, Российская Федерация

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЗМОВ ЗАГРУЗКИ КУЗОВНЫХ МУСОРОВОЗОВ

Обоснована актуальность проведения исследования динамического характера рабочих процессов кузовных мусоровозов с учетом свободных колебаний рамы автомобиля. Обобщены результаты исследований влияния конструктивного исполнения манипуляторов кузовных мусоровозов с боковой загрузкой на формирование усилий в конструктивных элементах мусоровоза при взаимодействии их с нагрузкой, создаваемой весом контейнера при выполнении рабочих операций: подъем, опрокидывание, опускание.

Составлена модель и приведена расчетная схема мусоровоза как колебательной системы. Определен характер колебаний рамы мусоровоза в рабочем режиме. Установлены закономерности формирования усилий в системе «захват – бак – захват». С учетом свободных затухающих колебаний базового шасси выполнены исследования формирования нагрузок и оптимизация параметров серийно выпускаемых механизмов загрузки, а также оригинальных технических решений, подтвержденных патентами на изобретения. Для определения нагрузок, возникающих в системе «захват – бак – захват» серийного «вилочного» захвата, разработаны расчетные схемы и составлены уравнения равновесия действия сил. Полученные зависимости позволяют оценить изменение величины усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл работы манипулятора с учетом колебаний базового шасси и их отклонение от статических нагрузок. Моделированием сил и моментов в элементах новой конструкции захвата, обеспечивающей вертикальное положение контейнера в процессе его подъема, установлено, что после затухания колебаний базового шасси происходит стабилизация всех сил, действующих в системе, моменты компенсируют действие друг друга таким образом, что суммарный момент стремится к нулю.

На основании выполненных исследований дано решение актуальной научно-технической задачи, состоящей в совершенствовании методов расчета машин для сбора и вывоза твердых коммунальных отходов, обеспечивающих повышение эффективности их эксплуатации за счет снижения усилий в элементах конструкции захвата, повышения надежности системы «захват – бак – захват» манипулятора и его привода, повышения производительности мусоровозов и экологичности их работы.

Ключевые слова: мусоровоз, математическая модель, колебательная система, манипулятор, механизм загрузки, система «захват – бак – захват», свободные колебания, затухание колебаний.

R.V. Kargin^{1,4}, E.A. Shemshura^{2,3,4}¹North Caucasus Branch of the FAI «ROSDORNII», Rostov-on-Don, Russian Federation²FAI «ROSDORNII», Moscow, Russian Federation³Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russian Federation⁴Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don, Russian Federation

ANALYTICAL STUDIES OF THE WORKING PROCESSES OF THE LOADING MECHANISMS OF GARBAGE TRUCKS

The article substantiates the relevance of conducting a study of the dynamic nature of the working processes of garbage trucks considering the free vibrations of the vehicle frame. The results of studies of the influence of the design of the manipulators of side-loading garbage trucks on the formation of forces in the structural elements of the garbage truck during their interaction with the load created by the weight of the container during the performance of working operations are summarized.

A model is compiled and a calculation scheme of the garbage truck as an oscillating system is given. The nature of oscillations of the garbage truck frame in the operating mode is determined. The patterns of force formation in the "grip –

tank – grip" system are established. Considering the free damped vibrations of the base chassis, studies of load formation and optimization of the parameters of serially produced loading mechanisms, as well as original technical solutions confirmed by patents for inventions are carried out. To determine the loads arising in the "grip – tank – grip" system of a serial "fork" grip, calculation schemes are developed and equations of equilibrium of the action of forces are compiled. The obtained dependencies allow us to estimate the change in the magnitude of forces in the elements of the grip structure during the working cycle of the manipulator, considering the oscillations of the base chassis and their deviation from static loads. By modeling the forces and moments in the elements of the new grip structure, which ensures the vertical position of the container during its lifting, it was found that after the attenuation of the oscillations of the base chassis, stabilization of all forces acting in the system occurs, the moments compensate each other's action in such a way that the total moment tends to zero. Based on the completed studies, a solution is given to an urgent scientific and technical problem consisting in improving the methods for calculating machines for collecting and removing MSW, ensuring an increase in the efficiency of their operation by reducing the forces in the elements of the grip structure, increasing the reliability of the "grip – tank – grip" system, the manipulator and its drive, increasing the productivity of garbage trucks and the environmental friendliness of their operation.

Keywords: garbage truck, mathematical model, oscillatory system, manipulator, loading mechanism, «grip – tank – grip» system, free oscillations, oscillation damping.

Основы инженерного расчета и проектирования отдельных подсистем, рабочих органов и в целом автомобилей для сбора и вывоза твердых коммунальных отходов (далее – ТКО) базируются на известных положениях теоретической и прикладной механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин и теории автомобилей [1; 2], и включают рассмотрение следующих вопросов:

- определение центра масс и реакций на оси мусоровоза;
- расчет устойчивости мусоровоза;
- расчет и проектирование устройств загрузки ТКО, уплотняющих и разгружающих устройств, гидропривода рабочих органов;
- проектирование кузова мусоровоза.

При решении задач проектирования отдельных элементов мусоровоза в расчетных схемах базовое автомобильное шасси представлено как неподвижное основание [1]. На самом деле автомобиль является сложной механической системой, состоящей из большого числа поддрессоренных и неподдрессоренных масс с различными связями, испытывающей в процессе эксплуатации вынужденные и свободные колебания [3].

Выполненные расчеты [4; 5], показали, что усилия в элементах конструкции и привода в системе «захват – бак – захват» в начальный период времени работы манипулятора принимают максимальные значения, более чем в два раза превышающие внешнюю нагрузку и максимальное значение коэффициента динамичности. Это объясняется тем, что процесс сбора ТКО (процесс загрузки контейнерных баков в кузов мусоровоза), несмотря на наличие аутригера, носит колебательный характер, что связано с наличием поддрессоренных масс базового автомобиля. Это приводит к тому, что формирование нагрузок в элементах конструкции манипулятора и захвата носит динамический характер, и пиковые значения значительно превышают расчетные, которые в настоящее время определяются без учета свободных колебаний рамы автомобиля [6].

Для кузовных мусоровозов с боковой механизированной загрузкой выполнена оценка влияния положения манипулятора на степень загрузки его рабочих органов [7], а также проведены аналитические и экспериментальные исследования и математическое моделирование гидросистемы мусоровоза в установившемся режиме без учета динамических процессов с целью определения веса мусора, находящегося в баке, по величине давления в гидросистеме [8–10].

В работе [11] для описания и учета колебаний мусоровоза в технологическом режиме составлены дифференциальные уравнения колебательных движений рамы автомобиля и манипулятора с контейнером и получена зависимость угла колебаний рамы за рабочий цикл манипулятора. Составлено уравнение колебаний манипулятора с учетом колебаний рамы автомобиля и получена зависимость изменения угла подъема манипулятора за рабочий цикл мусоровоза при различной загрузке кузова. Полученные зависимости не учитывают демпфирования, т.е. колебания являются незатухающими.

Существующие методы инженерного расчета и выполненные исследования по совершенствованию методов расчета с учетом динамики рабочих процессов не дают ответа на вопрос,

как влияют свободные колебания базового шасси на формирование нагрузок в отдельных элементах конструкции мусоровоза, которые носят динамический характер.

С целью повышения эффективности эксплуатации кузовных мусоровозов на основании совершенствования конструкций механизмов загрузки и методов их расчета по результатам исследований динамического характера рабочих процессов необходимо решение следующих задач:

- разработка математической модели мусоровоза, как колебательной системы;
- математическое моделирование процессов формирования нагрузок в механизмах загрузки;
- оптимизация конструктивных параметров механизмов загрузки.

Математическая модель мусоровоза, как колебательной системы

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 подвеске. Силы сопротивления подвески принимаются пропорциональными скорости колебаний [3].

Для решения задач динамики наиболее удобно использовать уравнения Лагранжа II рода.

В зависимости от числа независимых обобщенных координат механическая система описывается таким же количеством уравнений Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i; (i=1, 2, \dots, k), \text{ м} \quad (1)$$

где q_i – обобщенная координата; $\dot{q}_i$ – обобщенная скорость; T – кинетическая энергия системы; Q_i – обобщенная сила системы, соответствующая обобщенной координате q_i ; k – число независимых обобщенных координат.

Если сообщить механической системе такое возможное перемещение, при котором изменяется только одна обобщенная координата, а все остальные остаются неизменными, то обобщенные силы определяются как отношение суммы элементарных работ всех заданных сил на этом перемещении к вариации обобщенной координаты:

$$Q_i = \frac{(\sum \delta A_k)_{q_i}}{\delta q_i}. \quad (2)$$

Для описания колебаний мусоровоза с использованием уравнений Лагранжа II рода составлена расчетная схема (рис. 1) работы мусоровоза в технологическом режиме [12; 13].

Система описывается двумя обобщенными координатами:

$$q_1 = \varphi(t) \text{ и } q_2 = \psi(t),$$

где φ – угол подъема манипулятора относительно базового шасси; ψ – угол поворота базового шасси вокруг точки опоры на аутригер.

Для решения нашей задачи уравнения (1) принимают вид:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi \end{cases}. \quad (3)$$

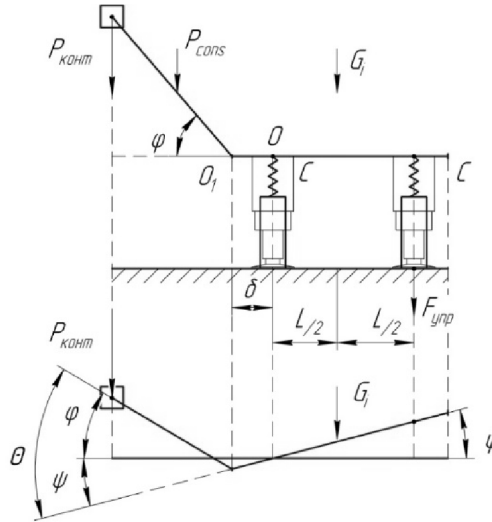


Рис. 1. Колебательная система мусоровоза

Для вычисления кинетической энергии системы введем несколько предположений и ограничений:

1. Угол ψ настолько мал, что $\sin \psi \approx \psi$, а $\cos \psi \approx 1$.
 2. Вес мусоровоза G_i будем считать расположенным на его вертикальной оси симметрии, а центр тяжести лежащим на линии базы. В соответствии с этим кинетическую энергию мусоровоза будем вычислять как кинетическую энергию массы, сосредоточенной в точке.
 3. Конструкцию манипулятора считаем однородным стержнем длиной l и весом $P_{\text{контс}}$.
- Кинетическая энергия системы определяется как сумма кинетических энергий мусоровоза, манипулятора и контейнера:

$$T = T_{\text{м}} + T_{\text{контс}} + T_{\text{конт}}. \quad (4)$$

$$T_{\text{м}} = \frac{1}{2} \cdot M_i \cdot V_{\text{м}}^2 = \frac{G_i}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{L}{2} \cdot \dot{\psi} \right)^2 = \frac{G_i \cdot L^2}{8 \cdot g} \cdot \dot{\psi}^2. \quad (5)$$

$$T_{\text{контс}} = \frac{1}{2} \cdot J_{O_1}^{\text{контс}} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{\text{контс}} \cdot l^2}{3} \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi})^2 = \frac{P_{\text{контс}} \cdot l^2}{6 \cdot g} \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi})^2. \quad (6)$$

$$T_{\text{конт}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{конт}} \cdot V_{\text{к}}^2 = \frac{P_{\text{конт}}}{2 \cdot g} \cdot (l \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi}))^2 = \frac{P_{\text{конт}} \cdot l^2}{2 \cdot g} \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi})^2, \quad (7)$$

где L – расстояние между рессорами базового шасси, м; $P_{\text{конт}}$ – вес контейнера, Н.

С учетом (5–7) уравнение (4) принимает вид:

$$T = \frac{G_i \cdot L^2}{8 \cdot g} \cdot \dot{\psi}^2 + \left(\frac{P_{\text{контс}} \cdot l^2}{6 \cdot g} + \frac{P_{\text{конт}} \cdot l^2}{2 \cdot g} \right) \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi})^2. \quad (8)$$

Для левых частей уравнений (3) с учетом (8) находим:

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0,$$

так как T не зависит от обобщенных координат.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} &= \left(\frac{P_{\text{контс}} \cdot l^2}{3 \cdot g} + \frac{P_{\text{конт}} \cdot l^2}{g} \right) \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi}), \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= \frac{G_i \cdot L^2}{4 \cdot g} \cdot \dot{\psi} - \left(\frac{P_{\text{контс}} \cdot l^2}{3 \cdot g} + \frac{P_{\text{конт}} \cdot l^2}{g} \right) \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi}), \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) = \frac{l^2}{g} \cdot \left(\frac{P_{\text{cons}}}{3} + P_{\text{кошт}} \right) \cdot (\ddot{\phi} - \ddot{\psi}), \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) = \frac{G_i \cdot L^2}{4 \cdot g} \cdot \ddot{\psi} - \frac{l^2}{g} \cdot \left(\frac{P_{\text{cons}}}{3} + P_{\text{кошт}} \right) \cdot (\ddot{\phi} - \ddot{\psi}). \quad (10)$$

Для правых частей уравнений (3) с учетом (2) находим Q_i , исходя из начальных условий:

1. $\delta\psi = 0$, $\delta\phi > 0$, тогда

$$\begin{aligned} (\sum \delta A_k)_{\phi} &= -P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta] \cdot \delta\phi - P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \right] \cdot \delta\phi, \\ Q_{\phi} &= \frac{(\sum \delta A_k)_{\phi}}{\delta\phi} = -P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta] - P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \right] = \\ &= -P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta] - P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

2. $\delta\psi > 0$, $\delta\phi = 0$, тогда:

$$\begin{aligned} (\sum \delta A_k)_{\psi} &= -\frac{L}{2} \cdot G_i \cdot \cos\psi \cdot \delta\psi - F_{\text{упр}} \cdot L \cdot \cos\psi \cdot \delta\psi + \\ &+ P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \cdot \cos\psi] \cdot \delta\psi + P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \cdot \cos\psi \right] \cdot \delta\psi - \beta\dot{\psi} \cdot \delta\psi, \end{aligned}$$

где $\beta\dot{\psi}$ – момент сил сопротивления вращению базового шасси; $F_{\text{упр}}$ – сила упругости подвески базового шасси:

$$F_{\text{упр}} = c \cdot L \cdot \psi,$$

здесь c – жесткость подвески базового шасси, Н/м².

$$\begin{aligned} Q_{\psi} &= \frac{(\sum \delta A_k)_{\psi}}{\delta\psi} = -\frac{L}{2} \cdot G_i \cdot \cos\psi - c \cdot L^2 \cdot \psi \cdot \cos\psi + \\ &+ P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \cdot \cos\psi] + P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot \cos(\phi - \psi) + \delta \cdot \cos\psi \right] - \beta\dot{\psi}. \end{aligned}$$

С учетом ограничения 1 уравнение для определения Q_{ψ} принимает вид:

$$\begin{aligned} Q_{\psi} &= -\frac{L}{2} \cdot G_i - c \cdot L^2 \cdot \psi + P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta] + \\ &+ P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta \right] - \beta\dot{\psi}. \end{aligned} \quad (12)$$

На основании (9)–(12) уравнения (3) принимают вид дифференциальных уравнений свободных колебаний базового шасси мусоровоза с учетом затухания:

$$\begin{cases} \frac{l^2}{g} \cdot \left(\frac{P_{\text{cons}}}{3} + P_{\text{кошт}} \right) \cdot (\ddot{\phi} - \ddot{\psi}) = -P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta] - P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta \right] \\ \frac{G_i \cdot L^2}{4 \cdot g} \cdot \ddot{\psi} - \frac{l^2}{g} \cdot \left(\frac{P_{\text{cons}}}{3} + P_{\text{кошт}} \right) \cdot (\ddot{\phi} - \ddot{\psi}) = -\frac{L}{2} \cdot G_i - c \cdot L^2 \cdot \psi + \\ + P_{\text{кошт}} \cdot [l \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta] + P_{\text{cons}} \left[\frac{l}{2} \cdot (\cos\phi + \psi \cdot \sin\phi) + \delta \right] - \beta\dot{\psi} \end{cases} \quad (13)$$

Складывая, получаем:

$$\ddot{\psi} + 2n\dot{\psi} + k^2\psi = B, \quad (14)$$

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 ψ_0 – начальный угол отклонения базового шасси.

Из условия статического равновесия:

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

Неоднородное дифференциальное уравнение (14) имеет общее решение:

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

где ψ_1 – общий интеграл однородного дифференциального уравнения:

$$\ddot{\psi}_1 + 2n\dot{\psi}_1 + k^2\psi_1 = 0, \quad (15)$$

и имеет вид:

$$\psi_1 = e^{-nt} (A \cos k_1 t + D \sin k_1 t); \quad (16)$$

ψ_2 – частное решение неоднородного дифференциального уравнения:

$$\psi_2 = C \rightarrow \text{const.}$$

Из (14) $k^2\psi_2 = B$, откуда:

$$\psi_2 = \frac{B}{k^2}. \quad (17)$$

С учетом (16) и (17):

$$\psi = e^{-nt} (A \cos k_1 t + D \sin k_1 t) + \frac{B}{k^2}. \quad (18)$$

Характеристическое уравнение для (15) 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 (18) находим по начальным условиям: при $t = 0$ считаем, что $\psi = \psi_0$, а $\psi'_0 = 0$. Для этого из (18) находим:

$$\dot{\psi} = -ne^{-nt} (A \cos k_1 t + D \sin k_1 t) + e^{-nt} (-Ak_1 \sin k_1 t + Dk_1 \cos k_1 t). \quad (19)$$

Подставляя начальные условия в уравнения (18) и (19), получаем:

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

Решение уравнения (18) позволило установить зависимость угла колебаний базового шасси за рабочий цикл манипулятора (рис. 2).

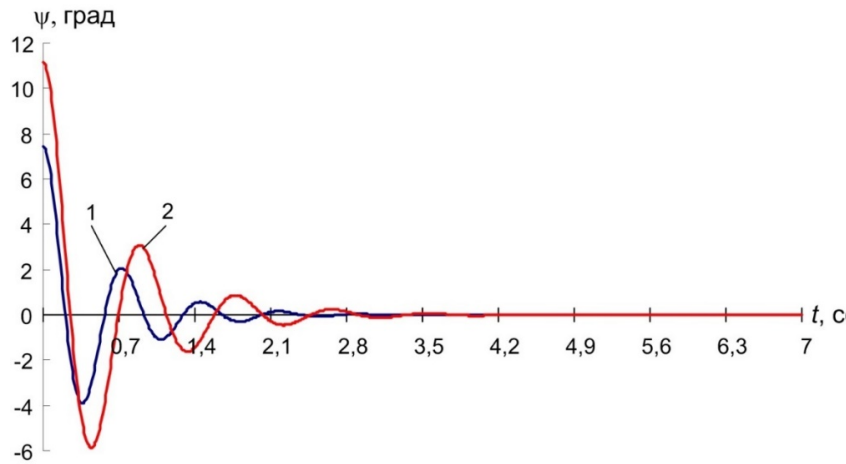


Рис. 2. Свободные затухающие колебания базового шасси в технологическом режиме:
1 – для пустого мусоровоза; 2 – при полной загрузке мусоровоза

С учетом свободных затухающих колебаний базового шасси получена зависимость изменения угла подъема манипулятора (20) за рабочий цикл мусоровоза (рис. 3):

$$\Theta = \phi + \psi = \omega t + e^{-nt} (A \cos k_1 t + D \sin k_1 t) + \frac{B}{k^2}, \quad (20)$$

где ω – угловая скорость подъема манипулятора, рад/с; t – время рабочего цикла подъема манипулятора, с.

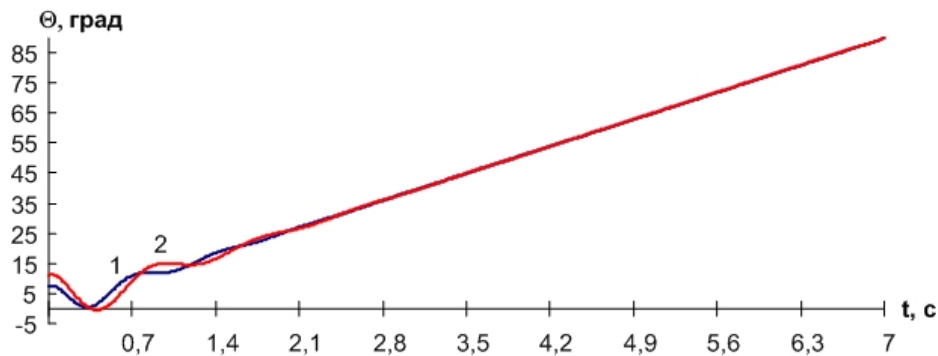


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика манипулятора мусоровоза:
1 – для пустого мусоровоза; 2 – при полной загрузке мусоровоза

Исследования формирования нагрузок и оптимизация параметров механизмов загрузки

С учетом свободных затухающих колебаний базового шасси выполнены исследования формирования нагрузок и оптимизация параметров серийных и предложенных механизмов загрузки.

Для определения нагрузок, возникающих в системе «захват – бак – захват» серийного «вилочного» захвата разработаны расчетные схемы (рис. 4) и составлены уравнения равновесия действия сил (21), (22).

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = 0; & N_2 - N_1 - P \sin \Theta = 0 \\ \sum F_{ky} = 0; & F_{TP} - P \cos \Theta = 0 \\ \sum m_{O_1} = 0; & N_1 \cdot O_1 A_1 - N_2 (H - OA) + \\ & + OO_1 \cdot P \sin \Theta - OC \cdot P \cos \Theta = 0 \end{cases}; \quad (21)$$

$$\begin{cases} F_{kx} = 0; & N_1 - N_2 - T_{\text{шт}} \sin \phi - T_T \sin \beta = 0 \\ F_{ky} = 0; & -F_{TP} + T_{\text{шт}} \cos \phi + T_T \cos \beta = 0 \\ F_{TP} = f(N_1 + N_2) \end{cases} \quad (22)$$

где N_1, N_2 – нормальные давления на стенку контейнера со стороны «вилочных» полок и прижима соответственно, Н; P – вес контейнера, Н; OC – плечо действия горизонтальной проекции силы P относительно точки O_1 , м; OO_1 – плечо действия вертикальной проекции силы P относительно точки O_1 ; AO – длина «вилочной» планки захвата, погружаемой в контейнер, м; A_1O_1 – плечо действия силы N_1 относительно точки O_1 , м; H – высота контейнера, м; T_T – усилие, действующее на тяги прижима, Н; $T_{\text{шт}}$ – усилие, действующее на шток гидроцилиндра прижима, Н; β – угол наклона тяги к оси Y , рад; ϕ – угол наклона штока гидроцилиндра прижима к оси Y , рад.

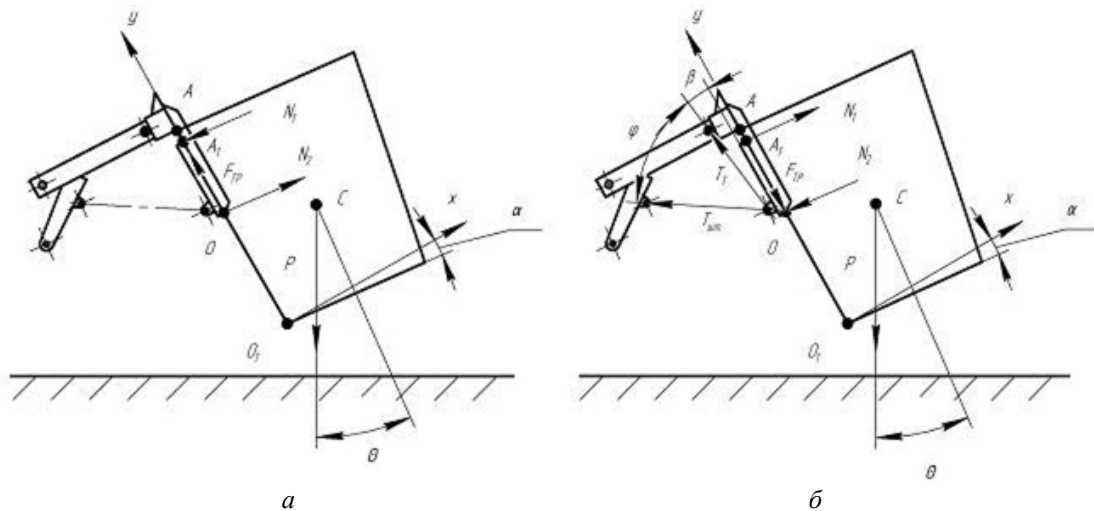


Рис. 4. Схема действия сил в системе «захват – бак – захват»: а – со стороны захвата на бак; б – со стороны бака на захват

Полученные зависимости позволяют оценить изменение величины усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл работы манипулятора с учетом колебаний базового шасси и их отклонение от статических нагрузок (рис. 5).

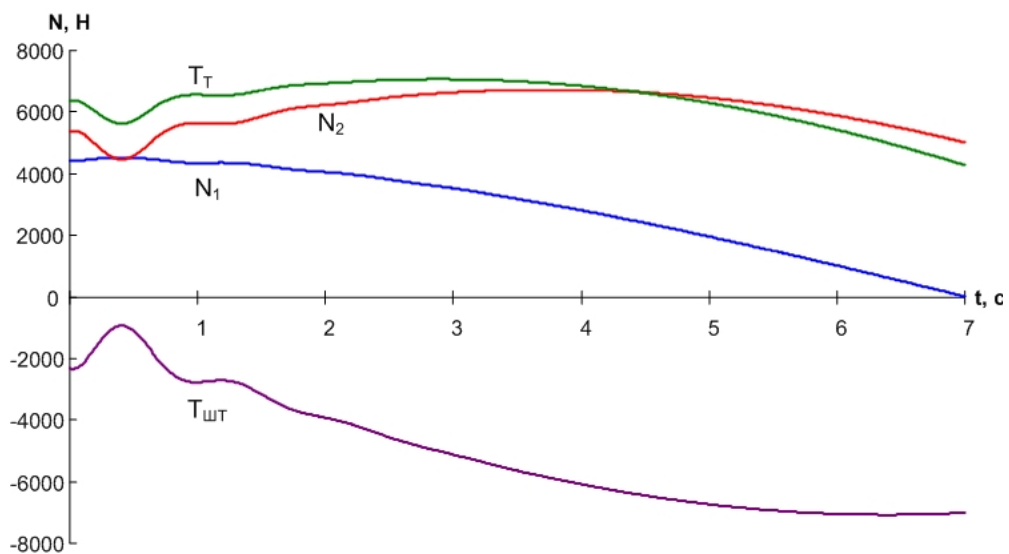


Рис. 5. Усилия в элементах конструкции серийного захвата при загрузке полного контейнера в полный мусоровоз

Максимальные нагрузки возникают на тяге и штоке гидроцилиндра, которые с увеличением массы контейнера возрастают. Изменение массы мусоровоза не влияет на величину и амплитуду нагрузок, а изменяется только их частотная характеристика.

С целью уменьшения действующих усилий в элементах конструкции серийного «вилочного» захвата, повышения надежности его работы и предотвращения деформации стенок контейнера разработана конструкция захвата, обеспечивающая подхват контейнера под днище [14].

Для определения нагрузок, возникающих в элементах новой конструкции захвата, разработаны расчетные схемы (рис. 6), составлены уравнения равновесия в системе «захват – бак – захват» – (23), (24) – и выполнено моделирование усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл манипулятора как функции угла колебаний рамы автомобиля.

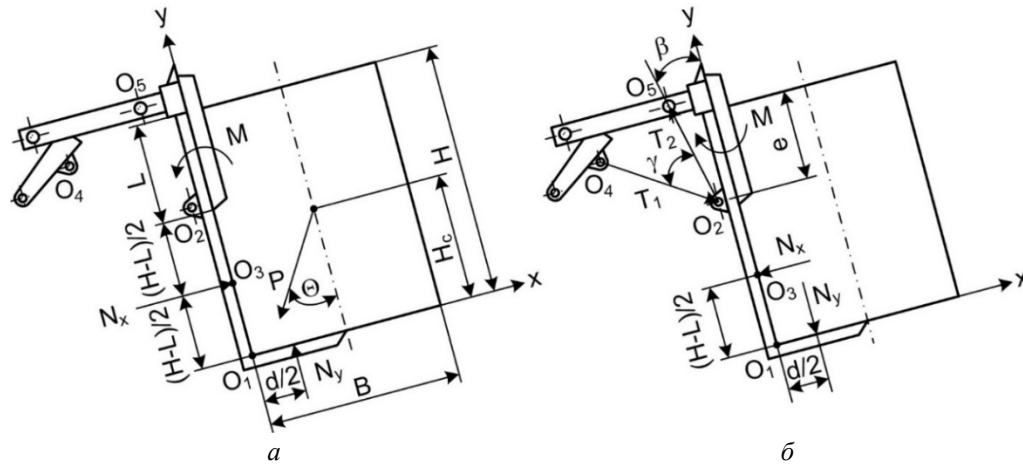


Рис. 6. Расчетные схемы сил в системе «захват – бак – захват»:
а – со стороны захвата на бак; б – со стороны бака на захват

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = 0; & N_x - P \cdot \sin \Theta = 0, \\ \sum F_{ky} = 0; & N_y - P \cdot \cos \Theta = 0, \\ \sum m_{O_1} = 0; & P \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \Theta - N_y \cdot \frac{d}{2} - P \cdot H_c \cdot \sin \Theta + N_x \cdot \frac{H-L}{2} - M = 0. \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = 0; & -N_x - T_2 \cdot \sin \beta + T_1 \cdot \sin(\beta + \gamma) = 0, \\ \sum F_{ky} = 0; & -N_y + T_2 \cdot \cos \beta - T_1 \cdot \cos(\beta + \gamma) = 0, \\ \sum m_{O_2} = 0; & M + N_x \cdot \left(\frac{H+L}{2} - e \right) + N_y \cdot \frac{d}{2} = 0, \end{cases} \quad (24)$$

где N_x , N_y – нормальные давления на стенку и днище контейнера соответственно, Н; P – вес контейнера, Н; Θ – угол подъема манипулятора, рад; B – ширина контейнера, м; d – длина подхвата под днище контейнера, м; H_c – высота центра масс контейнера, м; H – высота контейнера, м; L – длина планки захвата, погружаемой в контейнер, м; T_1 – усилие, действующее на шток гидроцилиндра прижима, Н; T_2 – усилие, действующее на шток управляющего гидроцилиндра, Н; β – угол наклона управляющего гидроцилиндра к оси Y , рад; γ – угол между осями гидроцилиндров, рад; e – расстояние от верхнего края контейнера до точки крепления штоков гидроцилиндров, м.

Решение уравнений (23) и (24) позволяет оценить изменение величины усилий в элементах конструкции захвата за рабочий цикл работы манипулятора с учетом колебаний платформы мусоровоза (рис. 7).

Результаты моделирования 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 раза по сравнению с серийным захватом. Мак-

симальные нагрузки возникают на штоках гидроцилиндров, которые с увеличением массы контейнера возрастают. Изменение массы мусоровоза не влияет на величину и амплитуду нагрузок, а изменяется только их частотная характеристика [13; 15].

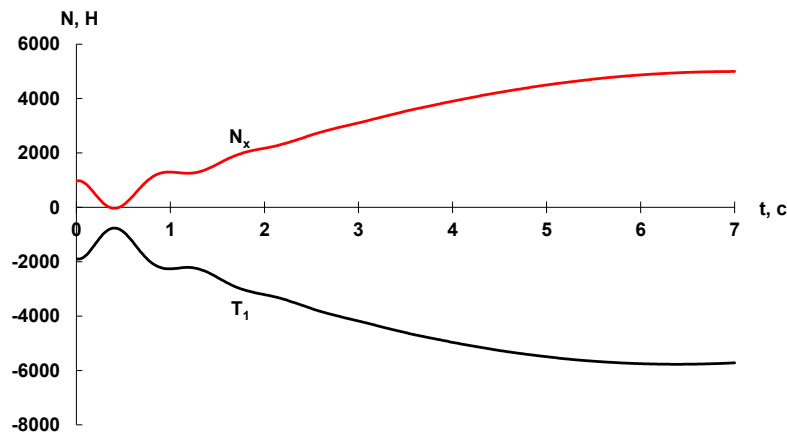


Рис. 7. Усилия в элементах новой конструкции захвата при загрузке полного контейнера в полный мусоровоз

На надежность системы «захват – бак – захват» оказывают влияние в первую очередь не действующие в ней нагрузки, а крутящие моменты [15]. Значения моментов зависят от конструктивных и присоединительных размеров. Считая размеры контейнера H и B известными, определим линейный размер e из уравнения равновесия моментов системы (24):

$$e = \frac{B}{2} \operatorname{ctg} \Theta + H - H_c. \quad (25)$$

При постоянных размерах контейнера величина e является функцией угла подъема манипулятора за рабочий цикл. Моделирование параметра e при полной загрузке мусоровоза показало, что по условию равновесия моментов многие значения не могут быть реализованы, так как превышают габаритные размеры контейнера по высоте (рис. 8, а). После 2,5 с работы параметр e принимает значение, которое соответствует уровню днища контейнера. К концу цикла работы значение e уменьшается до величины, соответствующей высоте центра тяжести полного контейнера (рис. 8, б). Следует отметить, что на участке от H до H_c значения e для полного и пустого мусоровоза отличаются менее чем на 1 %.

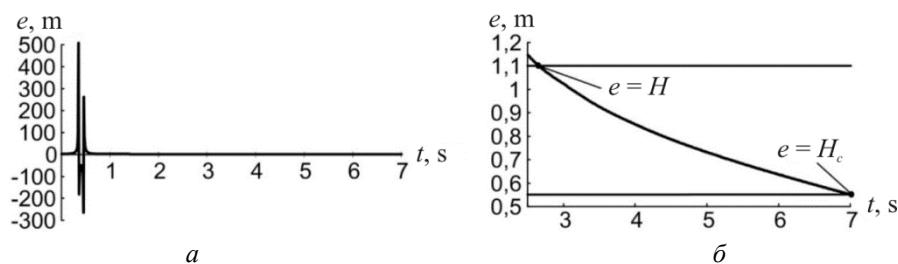


Рис. 8. Расстояние от верхнего края контейнера до точки крепления штоков гидроцилиндров

Выполним моделирование крутящих моментов в системе «бак – захват» как функции величины e с учетом конструктивных ограничений для максимальных значений N_x и N_y , что соответствует загрузке полного контейнера в полный мусоровоз (рис. 9).

Минимальные значения моментов возникают, когда точка крепления штоков гидроцилиндров (O_2) совпадает с точкой приложения силы N_x (O_3), то есть:

$$e = (H + L)/2. \quad (26)$$

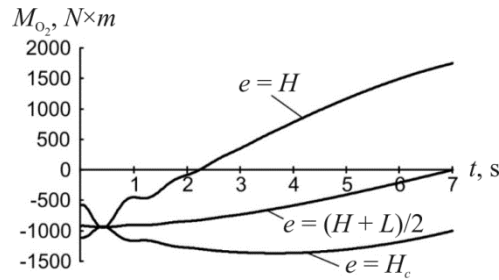


Рис. 9. Крутящий момент в системе «бак – захват»

В этом случае крутящий момент в системе возникает только под действием силы N_y . При уменьшении величины e происходит увеличение моментов, а при ее увеличении – еще и изменение направления действия момента во время рабочего цикла.

Величина e влияет не только на значения крутящих моментов. От нее зависят углы наклона гидроцилиндров β и γ к оси Y , которые определяют величины усилий на их штоках. Увеличение величины e приводит к уменьшению углов β и γ , при этом усилия на штоках гидроцилиндров T_1 и T_2 увеличиваются (рис. 10).

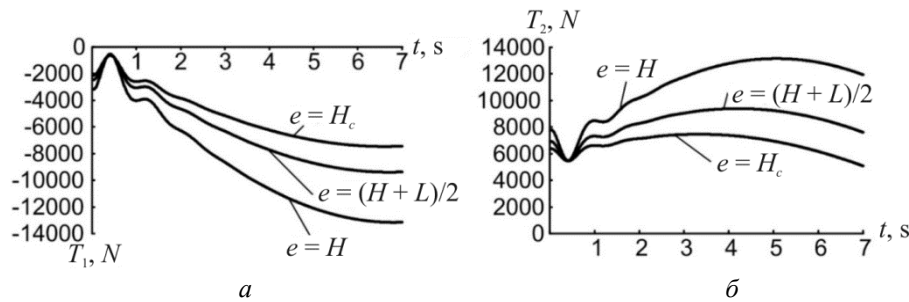


Рис. 10. Усилия (а, б) на гидроцилиндрах захвата

Для обеспечения в системе «бак – захват» действия минимальных моментов и минимальных усилий на штоках гидроцилиндров величины e должны быть различными при прочих равных условиях. Это условие не может быть выполнено, так как точка крепления штоков гидроцилиндров (O_2) конструктивно не может изменять свое местоположение в процессе работы. Для соблюдения условия формирования минимальных моментов, и усилий необходимо внести изменения в компоновочную схему захвата таким образом, чтобы точка крепления штоков гидроцилиндров (O_2) совпадала по высоте с точкой приложения силы N_x (O_3), а точки крепления корпусов гидроцилиндров O_4 и O_5 необходимо сместить в сторону увеличения углов β и γ .

На формирование моментов в системе «бак – захват», помимо величины e , оказывает влияние длина подхвата под днище контейнера d . Результаты моделирования (см. рис. 9) получены при условии $d = B/2$. С учетом выполнения условия (26) уравнение момента принимает вид:

$$M = -N_y \cdot \frac{d}{2}. \quad (27)$$

Уравнение (27) показывает, что с увеличением величины d будет происходить рост значений крутящего момента (рис. 11, а). Для получения минимального момента значение d должно быть положительным, стремиться к минимуму, но не должно быть равным 0, так как в этом случае изменится конструкция захвата и расчетные схемы сил и моментов (в качестве примера $d_{\min} = 0,05$ м).

Длина подхвата под днище контейнера d оказывает влияние на формирование моментов не только в системе «бак – захват», но и в системе «захват – бак». Выполним оценку влияния величины d на формирование момента, изгибающего стенку контейнера, с помощью уравнения равновесия моментов системы (23). Результаты моделирования показывают, что в системе «за-

хват – бак» рост момента происходит при уменьшении величины d (рис. 11, б). При этом для всего диапазона изменения величины d , за исключением $d_{\max}$, крутящий момент изменяет направление своего действия за время рабочего цикла манипулятора.

На систему «захват – бак – захват» оказывают действие два момента – M_{O_1} и M_{O_2} , которые за время рабочего цикла манипулятора могут либо компенсировать, либо усиливать действие друг друга (рис. 12).

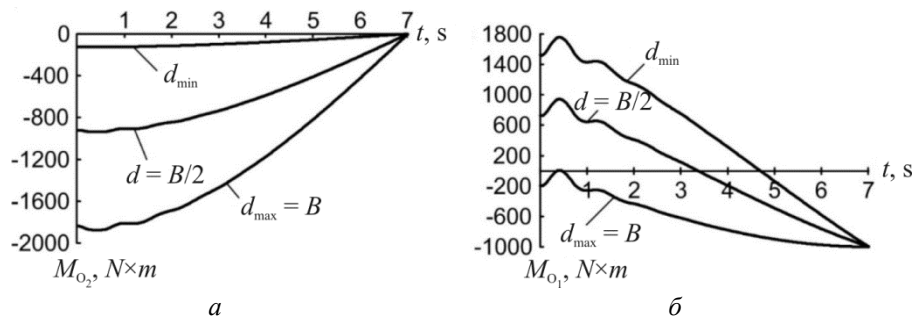


Рис. 11. Крутящие моменты в системе «захват – бак – захват»

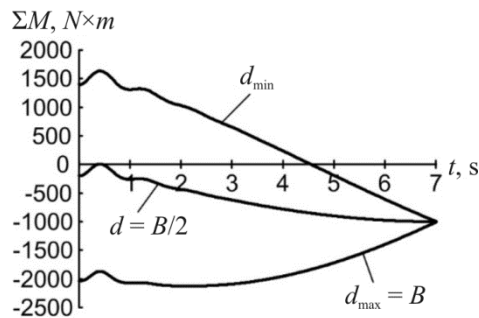


Рис. 12. Сумма моментов в системе «захват – бак – захват»

При $d_{\max}$ оба момента действуют в одном направлении, усиливают действие друг друга и в системе возникает максимальный суммарный момент. При $d_{\min}$ в конце цикла работы манипулятора в системе действует минимальный суммарный момент, однако в начале цикла его значение близко к максимальному, при этом за время рабочего цикла происходит изменение направления его действия. Величина $d = B/2$ является оптимальной с точки зрения формирования суммарного момента, который в этом случае не изменяет направления своего действия и принимает минимальные значения в большей части рабочего цикла [15].

Моделирование работы новой конструкции захвата выполнено для такой схемы загрузки ТКО в кузов мусоровоза, при которой захват относительно стрелы манипулятора своего положения в процессе подъема не изменяет, поэтому контейнер последовательно изменяет свое положение от вертикального до горизонтального. Это приводит к просыпанию ТКО из контейнера на кузов, кабину и прилегающую к мусоровозу территорию. Для устранения этого недостатка предложены технические решения [16–18], позволяющие повысить экологическую безопасность и производительность процесса сбора ТБО путем снижения их потерь за счет обеспечения вертикального положения контейнера в процессе его подъема.

Для оценки предложенных технических решений не только на экологическую безопасность, но и на силовые параметры процесса выполним моделирование сил и моментов в элементах новой конструкции захвата [19].

В расчетных схемах сил (см. рис. 3, 6) и уравнениях равновесия в системе «захват – бак – захват» – (23), (24) – использован угол подъема манипулятора Θ , который определяется по формуле (20).

При применении технических решений [17; 18] обеспечивается непрерывное вертикальное положение контейнера, следовательно, на формирование усилий в системе «захват – бак – захват» угол подъема манипулятора φ не оказывает влияния, а будет влиять только угол колебаний базового шасси ψ , т.е.

$$\Theta = \psi = e^{-nt} \left(A \cos k_1 t + D \sin k_1 t \right) + \frac{B}{k^2}. \quad (28)$$

Решение систем уравнений (23) и (24) с использованием выражения (28) позволило получить зависимости (рис. 13), которые показывают, что при применении схемы работы с подъемом вертикального контейнера после затухания колебаний базового шасси происходит стабилизация всех сил, действующих в системе.

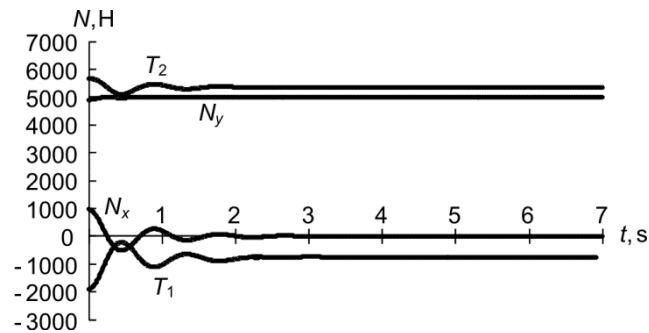


Рис. 13. Усилия в элементах новой конструкции захвата при загрузке полного контейнера в полный мусоровоз

На надежность системы «захват – бак – захват» оказывают влияние в первую очередь не действующие в ней нагрузки, а крутящие моменты. Приведенные выше результаты моделирования крутящих моментов в системе «захват – бак – захват» показали, что минимальные значения моментов возникают, когда точка крепления штоков гидроцилиндров захвата (O_2) совпадает с точкой приложения силы N_x (O_3) и длина подхвата d под днище контейнера равна $B/2$.

На систему «захват – бак – захват» оказывают действие два момента – M_{O_1} и M_{O_2} , которые при подъеме контейнера действуют в противоположных направлениях. Результаты моделирования (рис. 14) показывают, что при подъеме вертикального контейнера для загрузки в кузов мусоровоза после затухания колебаний базового шасси происходит стабилизация моментов.

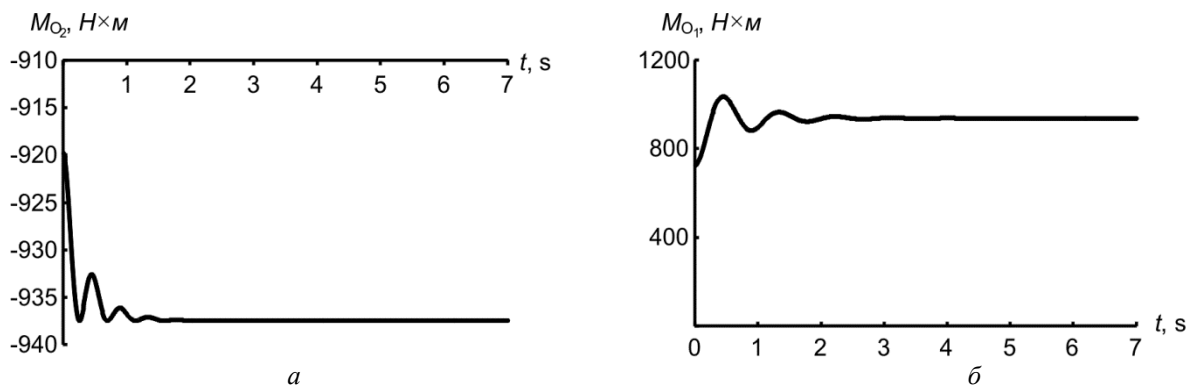


Рис. 14. Крутящие моменты в системе «захват – бак – захват»: а – в системе «бак – захват»; б – в системе «захват – бак»

Кроме этого, моменты компенсируют действие друг друга таким образом, что суммарный момент стремится к нулю после затухания колебаний (рис. 15).

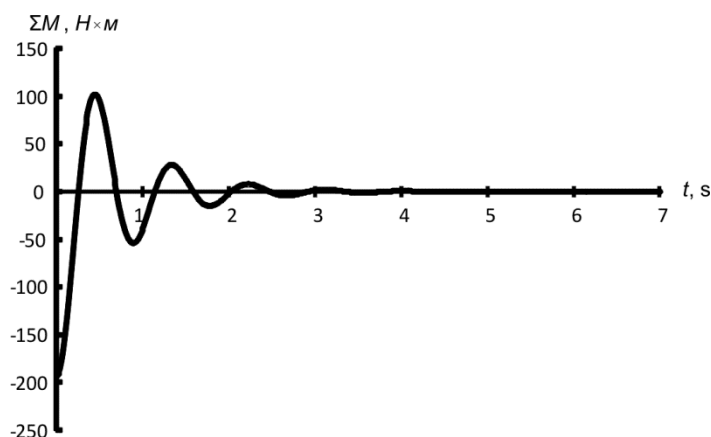


Рис. 15. Сумма моментов в системе «захват – бак – захват»

Результаты моделирования рабочего процесса подъема манипулятора показывают, что применение конструкции захвата с подхватом контейнера под днище и схемы подъема манипулятора, обеспечивающей вертикальное положение контейнера при его подъеме, обеспечивают снижение усилий в элементах конструкции захвата и позволяют свести к нулю суммарный крутящий момент.

Заключение

На основании выполненных исследований решена актуальная научно-техническая задача, состоящая в совершенствовании методов расчета, обеспечивающих повышение эффективности эксплуатации машин для сбора и вывоза ТКО за счет снижения усилий в элементах конструкции захвата, повышения надежности системы «захват – бак – захват», манипулятора и его привода, повышения производительности мусоровозов и экологичности их работы.

Основные выводы и результаты проведенных исследований, имеющие как научное, так и практическое значение, заключаются в следующем.

Разработана расчетная схема работы мусоровоза в технологическом режиме. С использованием уравнений Лагранжа II рода разработана математическая модель свободных колебаний базового шасси мусоровоза с учетом затухания. С учетом свободных затухающих колебаний базового шасси получена зависимость изменения угла подъема манипулятора за рабочий цикл мусоровоза.

Выполнены исследования формирования нагрузок в серийных и предложенных механизмах загрузки с учетом свободных затухающих колебаний базового шасси.

Установлено, что применение конструкции захвата с подхватом контейнера под днище снижает возникающие в системе «захват – бак – захват» нагрузки по сравнению с серийным «вилочным» захватом. Также определено влияние массы мусоровоза и контейнера на величину, амплитуду и частотную характеристику нагрузок.

Выполнена оптимизация конструктивных параметров предложенных механизмов загрузки. Установлено, что применение конструкции захвата с подхватом контейнера под днище и схемы подъема манипулятора, обеспечивающей вертикальное положение контейнера при его подъеме, позволяет снизить усилия в элементах конструкции захвата и повысить надежность не только системы «захват – бак – захват», но всего манипулятора и его привода в целом.

Список литературы

1. Ермилов, А.Б. Расчет и проектирование спецавтомобилей для сбора и вывоза твердых отходов: учеб. пособие / А.Б. Ермилов. – М.: МАДИ, 1983. – 99 с.
2. Добров, И.В. Развитие научных основ динамики машин как раздела прикладной механики / И.В. Добров // Пром-Инжиниринг: труды междунар. науч.-техн. конф. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2015. – С. 30–35.

3. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Каргин, Р.В. Анализ конструкций и рабочих процессов манипуляторов мусоровозов / Р.В. Каргин, О.С. Мирошниченко // Прогрессивные технологии в современном машиностроении: сборник статей IV Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза: Изд-во Приволжский дом знаний, 2008. – С. 180–183.
5. Каргин, Р.В. Расчет усилий на манипуляторе мусоровоза / Р.В. Каргин, О.С. Мирошниченко, Д.М. Загороднев // Перспективы развития Восточного Донбасса. Часть 2: материалы 58 региональной науч.-практ. конф. – Новочеркасск: Изд-во ЮРГТУ, 2009. – С. 346–354.
6. Каргин, Р.В. Амплитудно-частотная характеристика мусоровоза / Р.В. Каргин, О.С. Мирошниченко // Перспективы развития Восточного Донбасса. Часть 1: материалы 59 всероссийской науч.-практ. конф. – Новочеркасск: Изд-во ЮРГТУ, 2010. – С. 298–302.
7. Лобов, Н.В. Положение манипулятора мусоровоза и степень его нагруженности / Н.В. Лобов, Д.В. Мальцев, Е.М. Генсон // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 10. – С. 18–20.
8. Аналитическое обоснование возможности определения массы твердых бытовых отходов, загружаемых коммунальным транспортом в местах сбора / Н.В. Лобов [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 7. – С. 6–8.
9. Экспериментальное исследование работы гидроцилиндра излома стрелы манипулятора мусоровоза при подъеме бака с ТБО / Н.В. Лобов [и др.] // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы международной научно-практической конференции. – 2013. – Т. 1. – С. 202–206.
10. Лобов, Н.В. Результаты исследования физической модели гидросистемы мусоровоза / Н.В. Лобов, Д.В. Мальцев, Е.М. Генсон // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 5. – С. 2–5.
11. Каргин, Р.В. 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.
12. Каргин, Р.В. Анализ и совершенствование методов расчета кузовных мусоровозов / Р.В. Каргин, И.А. Яковлев, Е.А. Шемшуря // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2016. – № 4 (37). – С. 106–111.
13. Каргин, Р.В. Динамический анализ манипуляторов кузовных мусоровозов [Электронный ресурс] / Р.В. Каргин, О.С. Мирошниченко, И.В. Каргина // Инженерный вестник Дона. – 2012. – № 4–1(22). – С. 75. – URL: www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/75.pdf_1276.pdf (дата обращения: 20.11.2023).
14. Патент № 2400417 Российская Федерация, МПК В 65 F 3/04. Захват устройства для разгрузки контейнеров в кузов мусоровоза / Каргин Р.В., Носенко А.С., Алтунина М.С., Мирошниченко О.С. – № 2009108816/11; заявл. 10.03.09; опубл. 27.09.10, Бюл. № 27. – 6 с.
15. Kargin, R.V. Calculation and choice of grip parameters for garbage truck manipulator / R.V. Kargin, A.A. Domnitskiy, V.V. Zubov // Procedia Engineering. – 2015. – No 129. – P. 896–902. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.124
16. Каргин, Р.В. Совершенствование конструкций кузовных мусоровозов / Р.В. Каргин // Научно-технический вестник Поволжья. – 2011. – № 1. – С. 116–120.
17. Патент № 2278067 Российская Федерация, МКИ В 65 F 3/06. Мусоровоз кузовной закрытого типа / Каргин Р.В., Носенко А.С., Тулупов В.П., Домницкий А.А. – № 2004134026/11; заявл. 22.11.04; опубл. 20.06.06, Бюл. № 17. – 7 с.
18. Патент № 2357910 Российская Федерация, МКИ В 65 F 3/06. Мусоровоз кузовной закрытого типа / Каргин Р.В., Носенко А.С., Жигульский В.И., Домницкий А.А. – № 2007114712/11; заявл. 18.04.07; опубл. 10.06.09, Бюл. № 16. – 7 с.
19. Kargin, R.V. Modeling of Work-flow in the «Grip-Container-Grip» System of Body Garbage Trucks / R.V. Kargin, I.A. Yakovlev, E.A. Shemshura // Procedia Engineering. – 2017. – No 206. – P. 1535–1539. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.727

References

1. Ermilov A.B. Raschet i proektirovanie specavtomobilej dlya sbora i vyvoza tverdyh othodov: uchebnoe posobie [Calculation and design of special vehicles for collection and removal of solid waste: a tutorial]. Moscow, MADI, 1983. – 99 p.
2. Dobrov I.V. Razvitie nauchnykh osnov dinamiki mashin kak razdela prikladnoy mekhaniki [Development of scientific foundations of machine dynamics as a section of applied mechanics]. Trudy mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Prom-Inzhiniring». Cheliabinsk: Yuzhno-Ural'skiy gosudarstvennyy universitet, 2015, pp. 30-35.
3. Litvinov A.S. Upravlyaemost' i ustoychivost' avtomobilia [Vehicle handling and stability]. Moscow, Mashinostroenie, 1971, 416 p.
4. Kargin R.V., Miroshnichenko O.S. Analiz konstrukcij i rabochih processov manipulyatorov musorovozov [Analysis of the design and working processes of garbage truck manipulators]. Sbornik statej IV Mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Progressivnye tekhnologii v sovremennom mashinostroenii». Penza: Privolzhskij dom znaniy, 2008, pp. 180-183.
5. Kargin R.V., Miroshnichenko O.S., Zagorodnev D.M. Raschet usilij na manipulyatore musorovoza [Calculation of efforts on the garbage truck manipulator]. Materialy 58 regional'noj nauchno-prakticheskoy konferencii «Perspektivy razvitiya Vostochnogo Donbassa. Chast' 2». Novocherkassk: Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskij universitet (NPI) imeni M. I. Platova, 2009, pp. 346-354.
6. Kargin R.V., Miroshnichenko O.S. Amplitudno-chastotnaya harakteristika musorovoza [Frequency response of a garbage truck]. Materialy 59 Vserossiyskoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Perspektivy razvitiya Vostochnogo Donbassa. Chast' 1». Novocherkassk: Yuzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskij universitet (NPI) imeni M. I. Platova, 2010, pp. 298-302.
7. Lobov N.V., Mal'cev D.V., Genson E.M. Polozhenie manipulyatora musorovoza i stepen' ego nagruzhennosti [The position of the garbage truck manipulator and the degree of its load]. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2014, no. 10, pp. 18-20.
8. Lobov N.V., Hmelev R.N., Mal'cev D.V. Analiticheskoe obosnovanie vozmozhnosti opredeleniya massy tverdyh bytovykh othodov, zagruzaemykh kommunal'nym transportom v mestah sbora [Analytical substantiation of the possibility of determining the mass of solid municipal waste loaded by municipal transport at collection points]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2012, no. 7, pp. 6-8.
9. Lobov N.V., Mal'cev D.V., Genson E.M. Eksperimental'noe issledovanie raboty gidrocilindra izloma strely manipulyatora musorovoza pri pod"eme baka s TBO [Experimental study of the operation of the hydraulic cylinder of the boom break of the garbage truck manipulator when lifting a tank with solid waste]. Materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Modernizatsiya i nauchnye issledovaniya v transportnom komplekse». Perm, Permskiy nacional'nyy issledovatel'skiy politekhnicheskij universitet, 2013, Vol. 1, pp. 202-206.
10. Lobov N.V., Mal'cev D.V., Genson E.M. Rezul'taty issledovaniya fizicheskoy modeli gidrosistemy musorovoza [Results of the study of the physical model of the hydraulic system of the garbage disposal]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2014, no. 5, pp. 2-5.
11. Kargin R.V., Miroshnichenko O.S. Konstrukcii i rabochie processy manipulyatorov kuzovnykh musorovozov [Designs and working processes of garbage truck manipulators]. *Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskij region. Tekhnicheskie nauki*, 2010, no. 6, pp. 75-78.
12. Kargin R.V., Yakovlev I.A., Shemshura E.A. Analiz i sovershenstvovanie metodov rascheta kuzovnykh musorovozov [Analysis and improvement of methods for calculating garbage trucks]. *Trudy Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya*, 2016, no. 4 (37), pp. 106-111.
13. Kargin R.V., Miroshnichenko O.S., Kargina I.V. Dinamicheskij analiz manipulyatorov kuzovnykh musorovozov [Dynamic Analysis of Garbage Truck Body Manipulators]. *Inzhenernyy vestnik Dona*, 2012, no. 4-1(22), available at: www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/75.pdf_1276.pdf.
14. Kargin R.V., Nosenko A.S., Altunina M.S., Miroshnichenko O.S. Zahvat ustrojstva dlya razgruzki kontejnerov v kuzov musorovoza [Capturing a device for unloading containers into the back of a garbage truck]. Patent no. 2400417 Rossiyskaya Federatsiya, MPK V 65 F 3/04, no. 2009108816/11, zayavka 10.03.09, opublikovano 27.09.10, byulleten no. 27, 6 p.
15. Kargin R.V., Domnitskiy A.A., Zubov V.V. Calculation and choice of grip parameters for garbage truck manipulator // *Procedia Engineering*, 2015, no. 129, pp. 896-902. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.124.
16. Kargin R.V. Sovershenstvovanie konstrukcij kuzovnykh musorovozov [Improving the design of garbage trucks]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Povolzh'ya*, 2011, no. 1, pp. 116-120.
17. Kargin R.V., Nosenko A.S., Tulupov V.P., Domnickij A.A. Musorovoz kuzovnoj zakrytogo tipa [Closed type garbage truck]. Patent no. 2278067 Rossiyskaya Federatsiya, MKI V 65 F 3/06, no. 2004134026/11, zayavka 22.11.04, opublikovano 20.06.06, byulleten no. 17, 7 p.
18. Kargin R.V., Nosenko A.S., Zhigul'skiy V.I., Domnickij A.A. Musorovoz kuzovnoj zakrytogo tipa [Closed type garbage truck]. Patent no. 2357910 Rossiyskaya Federatsiya, MKI V 65 F 3/06, no. 2007114712/11, zayavka 18.04.07, opublikovano 10.06.09, byulleten no. 16, 7 p.
19. Kargin R.V., Yakovlev I.A., Shemshura E.A. Modeling of Work-flow in the «Grip-Container-Grip» System of Body Garbage Trucks // *Procedia Engineering*, 2017, no. 206, pp. 1535-1539. doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.727.

Об авторах

Каргин Роман Владимирович (Ростов-на-Дону, Российская Федерация) – кандидат технических наук, заместитель директора Северо-Кавказского филиала ФАУ «РОСДОРНИИ» (344064, Ростов-на-Дону, ул. Вавилова, 61, e-mail: Kargin@rosdornii.ru), доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО РГУПС.

Шемшура Елена Анатольевна (Москва, Российская Федерация) – кандидат технических наук, заместитель начальника отдела стандартизации ФАУ «РОСДОРНИИ» (125493, Москва, ул. Смольная, 2, e-mail: shemshura@rosdornii.ru), доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО РГУПС, доцент кафедры «Механизация и автоматизация автодорожной отрасли» Шахтинского автодорожного института ЮРГПУ (НПИ) им. М.И. Платова.

About the authors

Roman V. Kargin (Rostov-on-Don, Russian Federation) – Candidate of Technical Sciences, Deputy Director of the North Caucasus Branch of the FAI «ROSDORNII» (61, Vavilova, Rostov-on-Don, 344064, e-mail: Kargin@rosdornii.ru), Associate Professor of the Department of Operation and Repair of Machines, Rostov State Transport University (RSTU).

Elena A. Shemshura (Moscow, Russian Federation) – Candidate of Technical Sciences, Deputy Head of Standardization Department of the Federal State Scientific Research Institute «ROSDORNII» (2, Smolnaya str., Moscow, 125493, e-mail: shemshura@rosdornii.ru), Associate Professor of the Department of Operation and Repair of Machines, Rostov State Transport University (RSTU), Associate Professor of the Department Mechanization and Automation of the road industry of the Shakhty Road Institute of the Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI).

Финансирование. Исследование не имело спонсорской поддержки.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Вклад авторов равноценен.

Поступила: 11.12.2024

Одобрена: 16.01.2025

Принята к публикации: 15.03.2025

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом: Каргин, Р.В. Аналитические исследования рабочих процессов механизмов загрузки кузовных мусоровозов / Р.В. Каргин, Е.А. Шемшура // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2025. – № 1. – С. 26–42. DOI: 10.15593/24111678/2025.01.03

Please cite this article in English as: Kargin R.V., Shemshura E.A. Analytical studies of the working processes of the loading mechanisms of garbage trucks. *Transport. Transport facilities. Ecology*, 2022, no. 1, pp. 26-42. DOI: 10.15593/24111678/2025.01.03