



Комплексная математическая модель манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины



Игорь ЛАГЕРЕВ

Igor A. LAGEREV

Complex Mathematical Model of the Manipulation System of a Mobile Transport-Technological Machine

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 35)

Манипуляционные системы применяются в качестве исполнительных механизмов мобильных транспортно-технологических машин. В статье предложены подходы к моделированию динамических процессов при эксплуатации таких систем. Эти подходы базируются на разработанной автором комплексной математической модели, учитывающей взаимодействие между элементами пятикомпонентной системы «Рабочий орган – Манипуляционная система – Базовая машина – Опорное основание – Окружающая среда». Методом статистических испытаний или имитационного моделирования определяются сочетания значений факторов нагруженности в пределах каждого цикла работы системы. Затем для каждого сочетания факторов строится кусочная реализация процесса изменения динамических усилий или механических напряжений в интересующих элементах несущей металлоконструкции. По кусочным реализациям оценивается нагруженность манипуляционной системы в течение всего срока эксплуатации.

Ключевые слова: манипуляционная система, транспортно-технологическая машина, опорная поверхность, математическая модель, динамика, нагруженность.

Лагереv Игорь Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Информатика и прикладная механика» Брянского государственного университета имени акад. И. Г. Петровского, Брянск, Россия.

Манипуляционные системы (далее – МС) устанавливаются на мобильные транспортно-технологические машины (далее – МТТМ), используемые в различных отраслях. Они также могут применяться в качестве исполнительных механизмов для установки рабочих органов специальных машин. Наибольшее распространение получили гидравлические манипуляторы (краны-манипуляторы) общего назначения, преимущественно для выполнения погрузочно-разгрузочных работ в условиях ограниченного пространства [1].

Существующие методики моделирования эксплуатационной нагруженности МС, как правило, рассматривают их как изолированный объект, установленный на неподвижном основании [1–5]. Звенья манипуляционной системы могут моделироваться без учета [1–3] или с учетом [4, 5] упругой податливости. Но в реальных условиях эксплуатации МТТМ не гарантируется выполнение данного допущения. В частности, в работе [6] рассмотрена модель движения МТТМ с грузом при нерабочем состоянии крана-манипулятора, содержащая элементы базового шасси и манипуляционной системы. Однако для

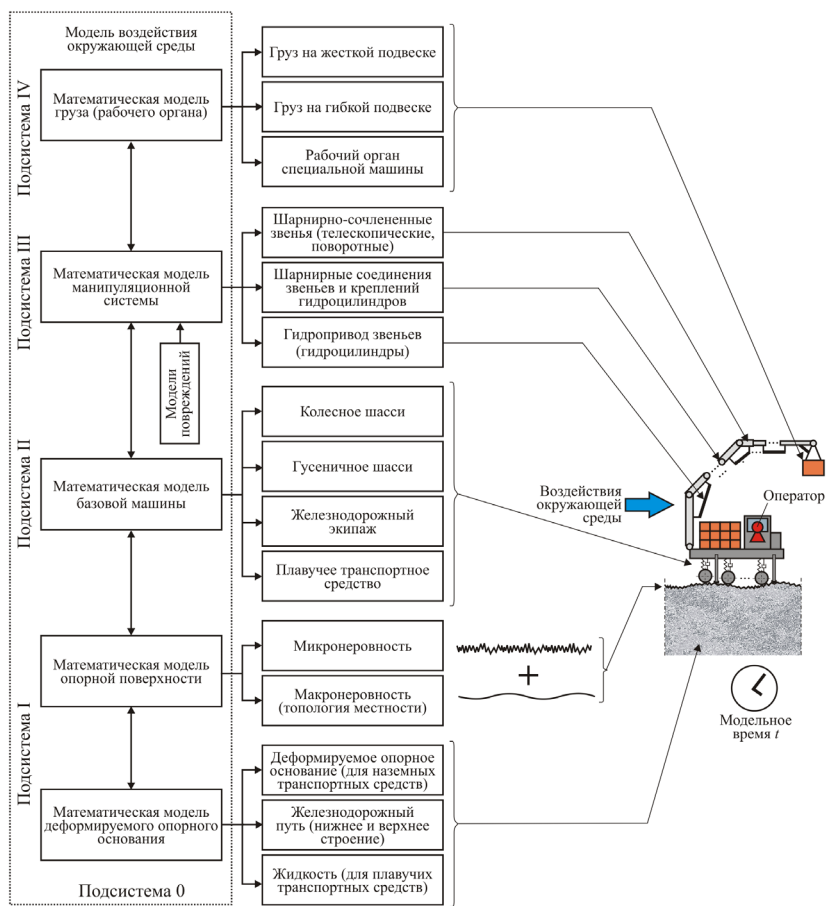


Рис. 1. Структура комплексной математической модели.

ряда МТТМ работа МС может сопровождаться передвижением базовой машины (лесная техника, экскаваторы). Кроме того, даже под установленным на аутригерах шасси при работе МС возможна деформация опорной поверхности (уплотнение грунта) [7]. В связи с этим требуется дальнейшее совершенствование математических моделей, чтобы лучше учитывать взаимное влияние МС, базового шасси МТТМ и деформируемого опорного основания.

Предлагаемая для подобных целей комплексная математическая модель состоит из совокупности подмоделей, учитывающих динамику каждого из компонентов системы «Рабочий орган – Манипуляционная система – Базовая машина – Опорное основание – Окружающая среда» (рис. 1).

Подсистема 0 объединяет внешние воздействия окружающей среды (ветровая нагрузка, температурное воздействие, импульсное воздействие).

Подсистема I включает в себя элементы, расположенные под МТТМ, создающие силы реакции опор. Влияние элементов подсистемы на работу МС учитывают: математическая модель опорной поверхности (модели макро- и микронеровности) и математическая модель деформируемого опорного основания (при передвижении базовой машины или работе манипуляционной системы опорная поверхность постоянно изменяется). Можно выделить следующие виды деформируемого опорного основания: для сухопутных транспортных средств (грунт, дорога), железнодорожный путь, жидкость (для плавучих транспортных средств).

Подсистема II включает элементы МТТМ (без элементов МС) – элементы базовой машины. Основными из них являются корпус, элементы подвески, движитель, двигатель с трансмиссией, аутригеры. При работе МС учитывается влияние аутригеров, а при движении МТТМ – не учитывается. Можно выделить следующие



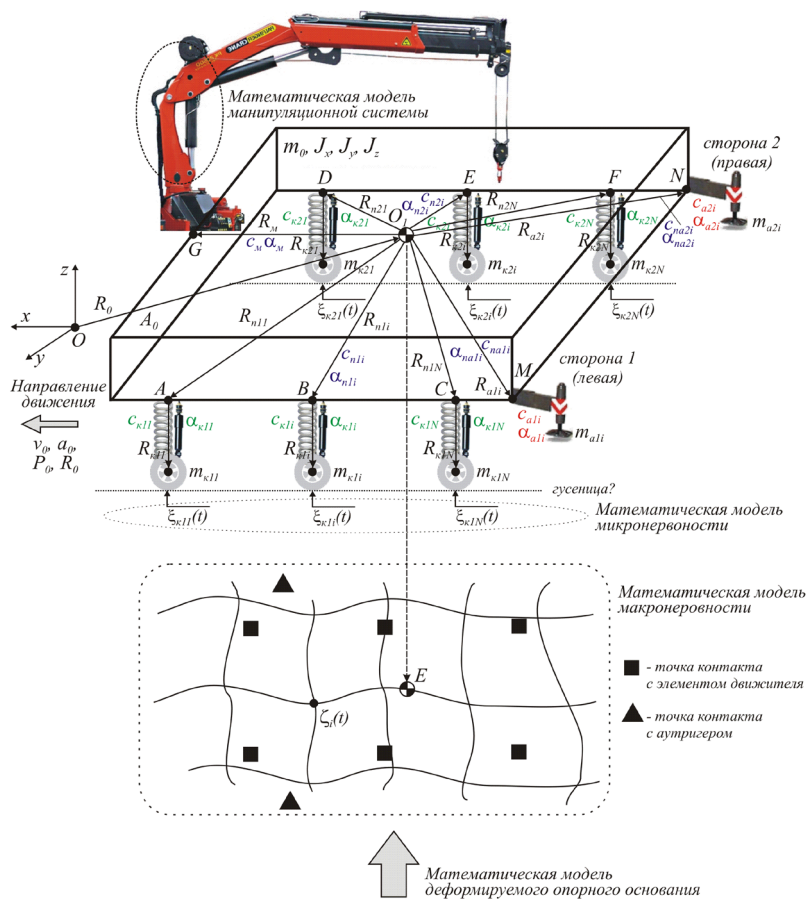


Рис. 2. Обобщенная модель базового шасси МТТМ.

виды базовых машин: колесное или гусеничное шасси, железнодорожный экипаж, плавучее транспортное средство.

Подсистема III включает элементы МС: звенья шарнирно-сочлененной стрелы, гидроцилиндры, шарниры. Также в эту подсистему входят повреждения, полученные МС в ходе эксплуатации (разрушения, люфты).

Подсистема IV включает груз, закрепленный на жестком или гибком подвесе вместе с грузозахватным органом, или специализированный рабочий орган МТТМ (грейферный захват, сучкорезная головка, фреза, копер).

Если звенья МС считаются абсолютно жесткими, то их динамика описывается уравнением вида:

$$[H(q)]\{q''\} + \{C(q, q', F)\} = \{\tau\},$$

где $\{\tau\}$ – вектор обобщенных усилий; $[H(q)]$ – матрица инерции, компоненты которой зависят от обобщенных координат; $\{q''\}$ – вектор обобщенных ускорений; $\{C(q, q', F)\}$ – вектор, зависящий от обоб-

щенных координат, обобщенных скоростей и внешних воздействий F [2].

Уравнения движения звеньев МС с учетом упругой податливости строятся с использованием метода множителей Лагранжа, позволяющего учесть конструкционные ограничения:

$$M_{zi}\ddot{q}_i + C_q^T \lambda = Q_{zi} - Q_{vzi} - Q_{fzi},$$

где C_q – матрица уравнений связи; λ – множители Лагранжа, Q_{zi} – вектор внешних сил; Q_{vzi} – вектор усилий, зависящих от квадратов скоростей; Q_{fzi} – вектор упругих сил [4, 5].

Построена математическая модель силового гидропривода, ориентированная на ее включение в структуру комплексной математической модели многоцелевой МТТМ. Модель позволяет определить усилия, действующие на звенья МС, и представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений относительно искомым неизвестных: давление (p_i) и расход (Q_j).

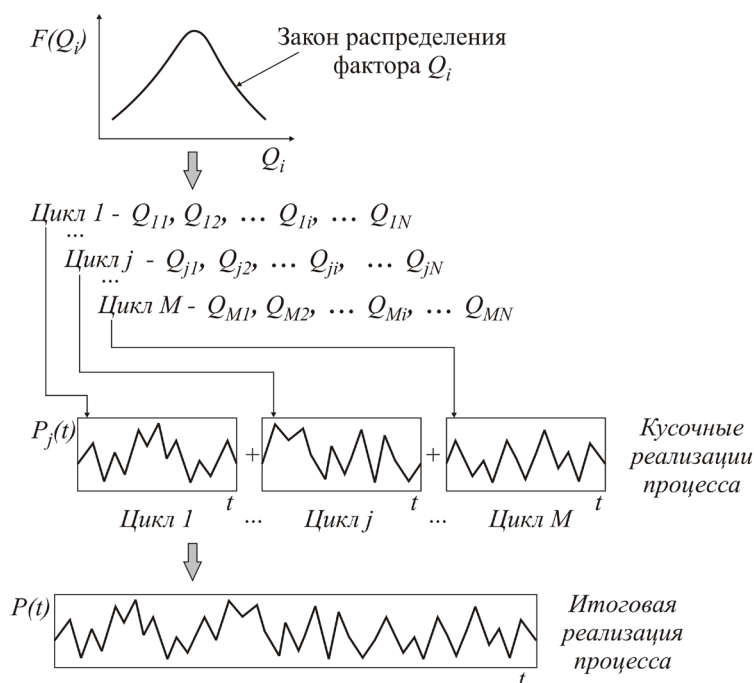


Рис. 3. Методика моделирования динамической нагруженности МС МТТМ.

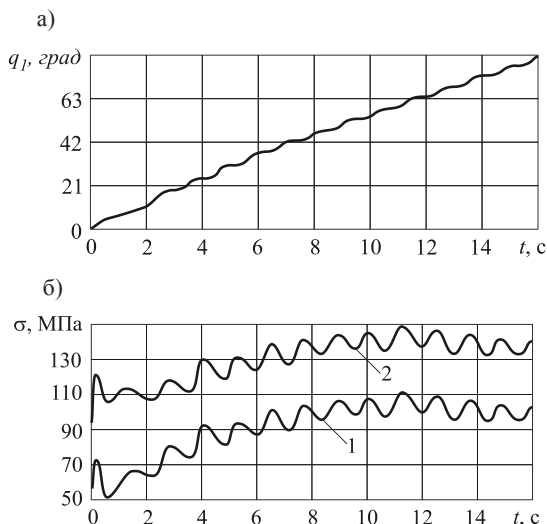
Существует большое количество базовых шасси МТТМ, предназначенных для установки манипуляционных систем. Наибольшее влияние на динамику базовой машины оказывает тип движителя. Обобщённая модель базовой машины показана на рис. 2.

Уравнения движения системы в общем виде приведены ниже. Для поддрессоренной массы базовой машины наиболее важными являются первые три уравнения движения.

$$\begin{aligned}
 m_0 \ddot{z}_m - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{kij} + F_{aji}] &= P_z; \\
 J_x \ddot{\phi}_x - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{kij} s_{\phi} R_{xkij} + F_{aji} s_{\phi} R_{xaji}] &= M_x + P_y B; \\
 J_y \ddot{\phi}_y - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{kij} s_{\phi} R_{ykij} + F_{aji} s_{\phi} R_{yaji}] &= M_y - P_z O_1 Z + P_x B; \\
 m_0 \ddot{x}_m - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{xkij} + F_{xaji}] &= P_x; \\
 m_0 \ddot{y}_m - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{ykij} + F_{yaji}] &= P_y; \\
 J_z \ddot{\phi}_z - \sum_i \sum_j \sum_k [F_{xkij} y_{Rkij} + F_{xaji} y_{Raji} + F_{ykij} x_{Rkij} + F_{yaji} x_{Raji}] &= \\
 = M_z + P_y O_1 Z; \\
 \dots \\
 m_{kij} \ddot{x}_{kij} + (c_{nji} + c_{kij})(x_{kij} - z_m - s_{\phi} \phi_y R_{ykij} - s_{\phi} \phi_x R_{xkij} + \xi_{kij}(t)) + \\
 + (\alpha_{nji} + \alpha_{kij})(\dot{x}_{kij} - \dot{z}_m - s_{\phi} \dot{\phi}_y R_{ykij} - s_{\phi} \dot{\phi}_x R_{xkij}) &= 0; \\
 \dots \\
 m_{aji} \ddot{x}_{aji} + (c_{aji} + c_{naji})(x_{aji} - z_m - s_{\phi} \phi_y R_{yaji} - s_{\phi} \phi_x R_{xaji} + \xi_{aji}(t)) + \\
 + (\alpha_{aji} + \alpha_{naji})(\dot{x}_{aji} - \dot{z}_m - s_{\phi} \dot{\phi}_y R_{yaji} - s_{\phi} \dot{\phi}_x R_{xaji}) &= 0,
 \end{aligned}$$

где c_{k1i} , α_{k1i} — коэффициент упругости и вязкости элемента подвески массы m_{k1i} ; c_{k2i} , α_{k2i} — коэффициент упругости и вязкости элемента подвески массы m_{k2i} ; c_{n1i} , α_{n1i} — коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны элемента подвески массы m_{k1i} ; c_{n2i} , α_{n2i} — коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны элемента подвески массы m_{k2i} ; c_{aji} , α_{aji} , α_{naji} — коэффициенты упругости и вязкости аутригеров и рамы базовой машины для воздействия со стороны аутригеров; c_m , α_m — коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны манипулятора; s_{ϕ} — множитель для выбора знака (если сила со стороны опорного элемента приводит к положительному вращению $s_{\phi}=1$, к отрицательному — $s_{\phi}=-1$); R_{ykij} , R_{yaki} — расстояние от центра тяжести до точки крепления опорного элемента вдоль оси y ; R_{xkij} , R_{xaki} — расстояние от центра тяжести до точки крепления опорного элемента вдоль оси x ; F_{xkij} , F_{xaji} , F_{ykij} , F_{yaji} — упругие силы, при сдвигах вдоль осей x и y вычисляемые аналогично силам F_{kij} и F_{aji} , но с соответствующими жесткостями и коэффициентами диссипации; x_R и y_R — компоненты векторов R ; B — высота точки G над центром тяжести.

Рис. 4. Результаты моделирования динамики при движении рукояти:
а – график изменения обобщенной координаты рукояти (угла поворота);
б – график изменения максимальных эквивалентных напряжений в звеньях;
 1 – напряжения в рукояти;
 2 – напряжения в стреле.



Параметры определяются либо аналитическим путем, либо с помощью метода конечных элементов [8]. Манипуляционная система воздействует на базовое шасси посредством шести силовых факторов: сил P_x, P_y, P_z и моментов M_x, M_y, M_z .

Деформация опорного основания ε_z под опорным элементом исследуется с использованием нелинейной теории упруго-вязко-пластичных материалов. С этой целью строится зависимость для одного из видов шасси: гусеничного или колесного со слабой или сильной накачкой колес. Такая зависимость выглядит следующим образом:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_z(t, E, K_z, \sigma_z, t_k),$$

где t – время; E – мгновенный модуль деформации; K_z – функция скорости ползучести; σ_z – напряжения (давление) в точке контакта опорного элемента и опорного основания; t_k – время конца процесса деформации грунта под опорным элементом [7].

Для расчета металлоконструкции манипуляционной системы на прочность необходимо определить непосредственно действующие на нее нагрузки и величины соответствующих напряжений в опасных точках, сечениях, элементах. Оценка динамической нагруженности проводится после построения вероятностного семейства реализаций процесса изменения напряжений в опасных местах. Общий алгоритм оценки динамической нагруженности состоит из этапов, показанных на рис. 3.

1. В ходе имитационного моделирования определяются точные значения слу-

чайных факторов нагруженности Q_i для каждого цикла работы манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины в течение исследуемого периода работы.

2. Моделируются динамические процессы в МС с использованием детерминированной комплексной динамической модели. Смоделированные значения факторов нагруженности служат исходными параметрами этих моделей. Результат моделирования представляет собой кусочную реализацию процесса $P_j(t)$ изменения характеристик нагруженности МС.

3. В результате из кусочных реализаций, соответствующих различным сочетаниям факторов нагруженности, складывается итоговая реализация $P(t)$ процесса изменения характеристики нагруженности (динамических усилий или напряжений в металлоконструкции).

4. Данный процесс многократно повторяется, после чего оказывается сформированным вероятностное семейство реализаций. При необходимости выполняется схематизация результатов моделирования нагруженности (строятся блоки или определяются законы распределения).

С использованием разработанной модели выполнено моделирование динамики трехзвенной МС МТТМ АСТ-4-А на базе гусеничного трелевочного трактора ТТ-4М [5, 6, 8]. Манипуляционная система данной машины состоит из трех звеньев: поворотной колонны, стрелы и рукояти, на которой закреплена крюковая подвеска. Звенья МС могут двигаться как раздельно, так и сов-

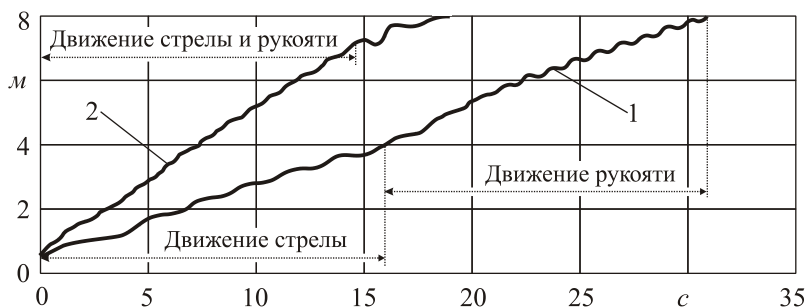


Рис. 5. График изменения вертикальной координаты точки подвеса груза МС МТТМ АСТ-4-А:
1 – при раздельном движении (сначала движется стрела, потом – рукоять);
2 – при совместном движении звеньев.

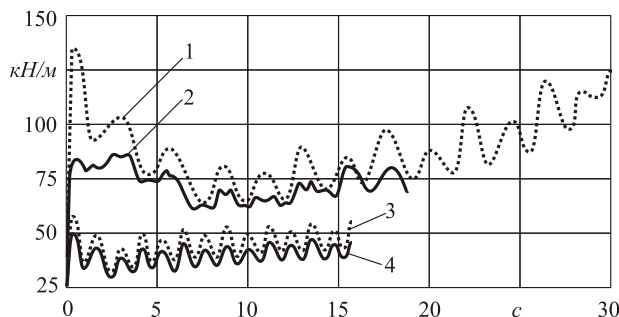


Рис. 6. График изменения усилий в гидроцилиндрах МС МТТМ АСТ-4-А: 1, 2 – гидроцилиндр привода стрелы; 3, 4 – гидроцилиндр привода рукояти; 1, 3 – при раздельном движении (сначала движется стрела, потом – рукоять); 2, 4 – при совместном движении.

местно. Результаты моделирования динамики при движении рукояти МС приведены на рис. 4. Положение ее определяется обобщенной координатой q_1 .

Упругость звеньев МС обуславливает колебательный характер графиков (рис. 4) даже на этапе установившегося движения, когда решение для модели с жесткими звеньями дает нулевое значение. Размах колебаний величины ускорения при этом достигает 15–20 МПа. Длительность переходного процесса при начале движения звена увеличивается с 0,1–0,2 до 2,0–2,5 с.

Гидропривод и кинематическая схема МС МТТМ АСТ-4-А допускает одновременное движение рукояти и стрелы. При этом подача насоса распределяется между гидроцилиндрами через делитель расхода. График изменения вертикальной координаты точки подвеса груза при совместном движении стрелы и рукояти показан на рис. 5. Через 15–16 с рукоять достигает крайнего положения и ее привод отключается. Это вызывает временное увеличение амплитуды колебаний (переходный процесс). Остальное время работает только привод стрелы. Как только стрела достига-

ет крайнего положения, гидропривод МС полностью отключается. Совмещение движений приводит к сокращению времени цикла на 40–50 %.

График изменения усилий в гидроцилиндрах МС МТТМ АСТ-4-А при совместном движении стрелы и рукояти показан на рис. 6. Видно, что совмещение движений приводит к уменьшению усилий на 25–30 %.

Одной из целей создания комплексной модели являлась возможность оценки устойчивости МТТМ с учетом влияния базовой машины и деформаций опорной поверхности. Рассмотрим случай резкого проседания грунта под одной из гусениц МТТМ АСТ-4-А. После установки машины на опорное основание происходит уплотнение грунта (суглинка) под обеими гусеницами (рис. 7а). Этот процесс длится t_{y0} . В момент времени $t = 2$ с начинается подъем груза. В течение некоторого времени t_y динамические нагрузки, вызванные работой МС, приводят к дополнительному уплотнению грунта под гусеницами. Суммарное уплотнение достигает 3,1 см.



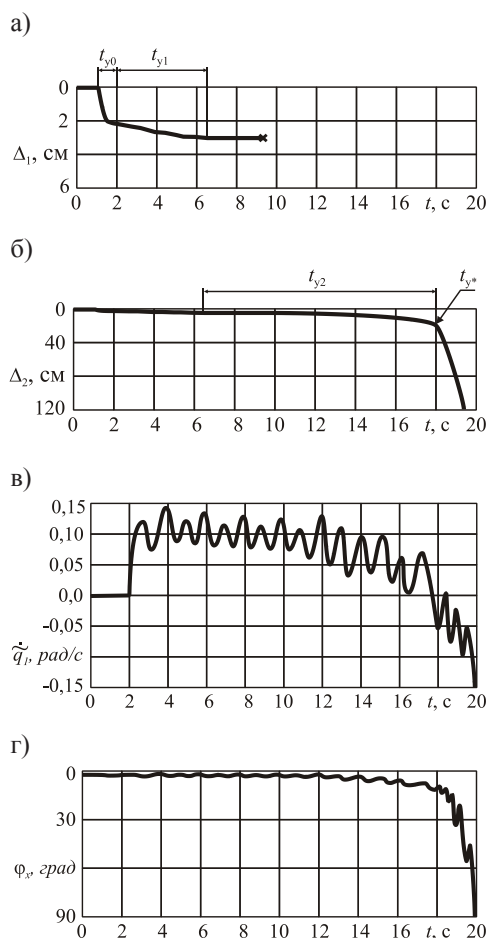


Рис. 7. Результаты моделирования просадки грунта под МТТМ АСТ-4-А:
 а – деформация грунта под гусеницей № 1; б – деформация грунта под гусеницей № 2; в – обобщенная скорость рукоятки МС; г – угол бокового крена базового шасси машины.

Через 9,5 с после начала подъема груза начинается проседание грунта под одной из гусениц, вызванное внешними воздействиями (размыв или обрушение подземной пустоты). Это приводит к разоружению одной гусеницы (рис. 7а) и появлению сильного крена МТТМ в плоскости установки МС (рис. 7г). В момент времени $t = 18$ просадка грунта под нагруженной гусеницей, несущей основную нагрузку, начинает стремительно возрастать (рис. 7б). С некоторым запозданием в 0,3–0,5 с машина начинается резко накреняться (рис. 7г). Угол устойчивости для МТТМ АСТ-4-А составляет $62,6^\circ$. Превышение

его приведет к потере устойчивости машины. Из рис. 7г видно, что с учетом деформаций грунта уже при $\phi_x = 55^\circ$ начинается резкое увеличение угла наклона машины, которое приводит затем к ее опрокидыванию (потере общей устойчивости).

Выводы

Разработанная комплексная модель может быть использована для моделирования динамики и оценки динамической нагруженности МС МТТМ при различных рабочих режимах: движении отдельных звеньев стрелы, совместном движении звеньев, движении базовой машины с грузом на неподвижной МС, просадке грунта под МТТМ. При совмещении движений звеньев МС МТТМ время цикла сокращается на 40–50 %, а усилия, преодолеваемые гидроцилиндрами, снижаются на 25–30 %. Резкая просадка грунта под МТТМ может приводить к потере общей устойчивости. Риск такого развития событий может быть оценен с использованием разработанной комплексной математической модели МС МТТМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лагереv И. А. Сравнительный анализ характеристик кранов-манипуляторов отечественных и зарубежных производителей // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – № 1–2. – С. 8–10.
2. Featherstone R. Rigid Body Dynamics Algorithms. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.
3. Silver, W. On the Equivalence of Lagrangian and Newton-Euler Dynamics for Manipulators. Int. Robotics Res. 1982. № 1(2). P. 60–70.
4. Korkealaakso P., Mikkola A., Eantalainen T., Rouvinen A. Description of Joint Constraints in the Floating Frame of Reference Formulation // Proc. IMechE. 2008. Vol. 223. Part K. P. 133–144.
5. Ковальский В. Ф., Лагереv И. А. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом упругости звеньев // Известия МАМИ. – 2016. – № 3. – С. 9–15.
6. Лагереv И. А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – № 3. – С. 7–10.
7. Носов С. В. Взаимодействие колесных, гусеничных и дорожных машин с деформируемым опорным основанием (научные основы) / Автореф. дис... док. техн. наук. – СПб., 2008. – 34 с.
8. Вершинский А. В., Лагереv И. А., Шубин А. Н., Лагереv А. В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. – Брянск: БГУ, 2015. – 210 с.

Координаты автора: **Лагереv И. А.** – lagerev-bgu@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 29.11.2016, принята к публикации 25.01.2017.