

УДК 631.31, 004.94

МЕХАНИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ
АГРЕГАТОВ И НАВЕСНЫХ ОРУДИЙ

Лысыч М.Н.

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Воронежский государственный
лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»

Email: miklynea@yandex.ru

Аннотация: Статья посвящена моделированию колебаний машинно-тракторных агрегатов. Представленные в статье механические модели позволяют описать колебания МТА в продольно-вертикальной и горизонтальной плоскостях. Также приводятся механические модели навесных орудий описывающие их колебания в продольно-вертикальной и горизонтальной плоскостях. В дальнейшем представленные механические модели могут использоваться при составлении дифференциальных уравнений колебаний в рамках развития теории устойчивости движения МТА.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, модульные орудия, устойчивость, математическое моделирование.

MECHANICAL MODELS OF OSCILLATIONS OF MACHINE-TRACTOR
UNITS AND MOUNTED IMPLEMENTS

Lysych M.N.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
«Voronezh State Forestry University. G.F. Morozova»

Email: miklynea@yandex.ru

Summary: The article is devoted to modeling the oscillations of machine-tractor units. The mechanical models presented in the article make it possible to describe the oscillations of the machine-tractor unit in the longitudinally-vertical and horizontal planes. Mechanical models of mounted implements describing their oscillations in the longitudinal-vertical and horizontal planes are also given. In the future, the presented mechanical models can be used in the preparation of differential equations of oscillations in the framework of the development of the theory of stability of motion of machine-tractor units.

Keywords: machine-tractor unit, modular implements, stability, mathematical modeling.

Введение

Современные эколого-ресурсосберегающие технологии обработки почвы предусматривают совмещение двух и более операций за один проход агрегата. Это позволяет, с одной стороны, повысить эффективность совмещаемых операций, а с другой, – уменьшить техногенное влияние на окружающую среду, снизить затраты труда, ГСМ, сократить сроки выполнения работ и пр. При этом орудия (модули) в комбинированном МТА размещают последовательно друг за другом. Выбор и размещение орудий в составе МТА зависят от ландшафта, технологического назначения и параметров тягового средства. Например, для работы в лесу, учитывая специфику условий (разброс небольших участков на значительной территории, узкие разворотные полосы, длительные переезды по лесным дорогам и т.п.), длинные прицепные и широкозахватные МТА непригодны. Здесь могут найти применение МТА с многорядным расположением рабочих органов. Это достигается использованием фронтальных и задненавесных одно- и двухрядных модульных орудий [1-3].

Для всех МТА ключевыми являются вопросы производительности, безопасности и качества работ. Параметры агрегата должны обеспечивать максимальную скорость движения, сохраняя при этом устойчивый ход и обеспечивая минимальные отклонения, а также быстрое затухание переходных колебательных процессов при возникновении случайных возмущений – т.е. курсовую устойчивость [4].

Существующие методы расчета устойчивости движения МТА и его отдельных звеньев не могут предсказать результат с достаточной достоверностью. Основным методом проверки устойчивости движения МТА остаются дорогостоящие полевые испытания, которые при этом не гарантируют достижение положительного результата. Процесс проектирования и создания новых машин, орудий и МТА, состоящий из многократных повторений по изготовлению макетного (головного) образца и его проверки на устойчивость в полевых условиях, требует больших финансовых затрат и может затянуться на годы.

На данный момент все более широкое распространение находят исследования, где моделирование движения МТА, и оценка его колебаний и устойчивости производятся с использованием специализированных приложений для инженерных расчетов. Наибольшее число исследований в этом направлении относится к моделированию легковых и грузовых автомобилей [5, 6].

Значительно меньшее количество исследований посвящено моделирова-

нию тракторных МТА [7-16]. Это объясняется тем, что возникает необходимость расчета взаимодействий технологического оборудования с почвенной средой и препятствиями, что значительно усложняет задачу. Также требуется совместное использование программ, реализующих методы многотельной динамики (MBD) и дискретных элементов (DEM). При всей перспективности метода требуется использование дорогостоящего программного обеспечения, а возможности оптимизации параметров МТА ограничены из-за значительной продолжительности и трудоемкости отдельного эксперимента.

В этих условиях актуальными становятся научные разработки по обоснованию и оптимизации параметров новых МТА методами математического моделирования, реализуемыми с помощью современных вычислительных и программных средств.

Цель исследования

Целью исследования является развитие теории устойчивости движения МТА, а в частности описание механических моделей тракторов и навесных орудий используемых при составлении дифференциальных уравнений колебаний МТА.

Материал и методы исследования

Исследование выполнено на основе изучения научных трудов отечественных и зарубежных ученых и специалистов, занимающихся разработкой и исследованием рабочих процессов МТА с использованием методов математического моделирования.

Результаты исследования и их обсуждение

Рассмотрим механические модели и расчетные схемы тяговых средств и орудий.

Представим трактор как систему с 0-ой, 1-ой или 2-мя степенями свободы. В продольно-вертикальной плоскости, с учетом принятых ранее упрощений и допущений, трактор в колебательном процессе представляет собой замкнутую систему с 0-ой степенью свободы. Возмущения системы не допускаются. Механические модели колесного и гусеничного тракторов показаны на рисунке 1. При действии на трактор сил R_q , R_i и T_s смещается лишь центр давления трактора (ЦДТ) относительно центра масс трактора (ЦМТ) на величину e_y . Смещение e_y и реакции N_i в этом случае определяют, используя уравнения статического равновесия системы.

В поперечно-вертикальной плоскости (рис. 2) при движении по склону ЦДТ смещается на величину e_x . Смещение e_x и реакции N_i также определяют на основании уравнений статики.

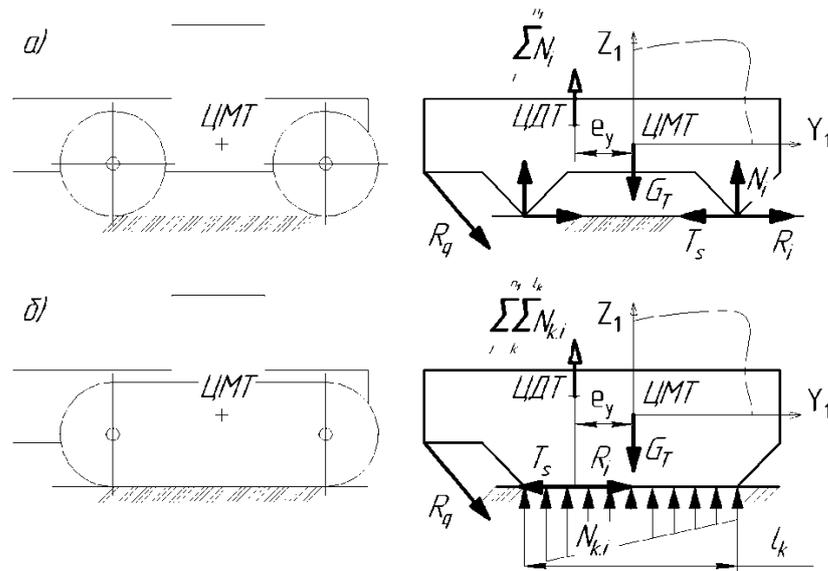


Рисунок 1 – Механические модели колесного (а) и гусеничного (б) тракторов в продольно-вертикальной плоскости

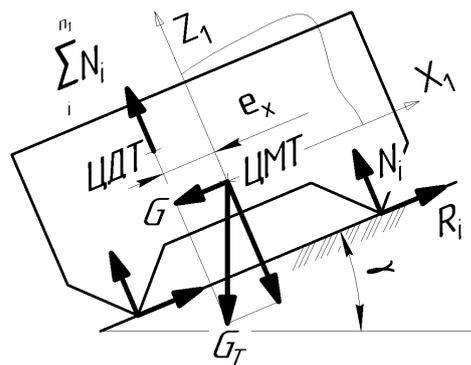


Рисунок 2 – Смещение ЦДТ в поперечно-вертикальной плоскости при работе на склонах

В горизонтальной плоскости (рис. 3 и 4) возможны угловые колебания трактора φ_1 относительно ЦДТ (т. O_1). Система в этом случае имеет 1 степень свободы. Если допустить, что трактор может также смещаться в плоскости X_0Y_0 , то появляется 2-ая степень свободы x_0 .

В механических моделях трактора (рис. 3, а и 4, а) возмущающие или стабилизирующие нагрузки представим как действие пружин (растяжения или сжатия), закрепленных на колесе с некоторым непостоянным смещением e' от центра колеса. На расчетных схемах (рис. 3, б и 4, б) возмущающие и стабилизирующие нагрузки приведены к динамическому винту R_i и M_i , параметры которого зависят от углов δ_i и δ'_i ; T_s – движущие силы ведущих колес трактора; G_l – горизонтальная составляющая силы тяжести трактора при работе на склонах; т. S_l – ЦМТ.

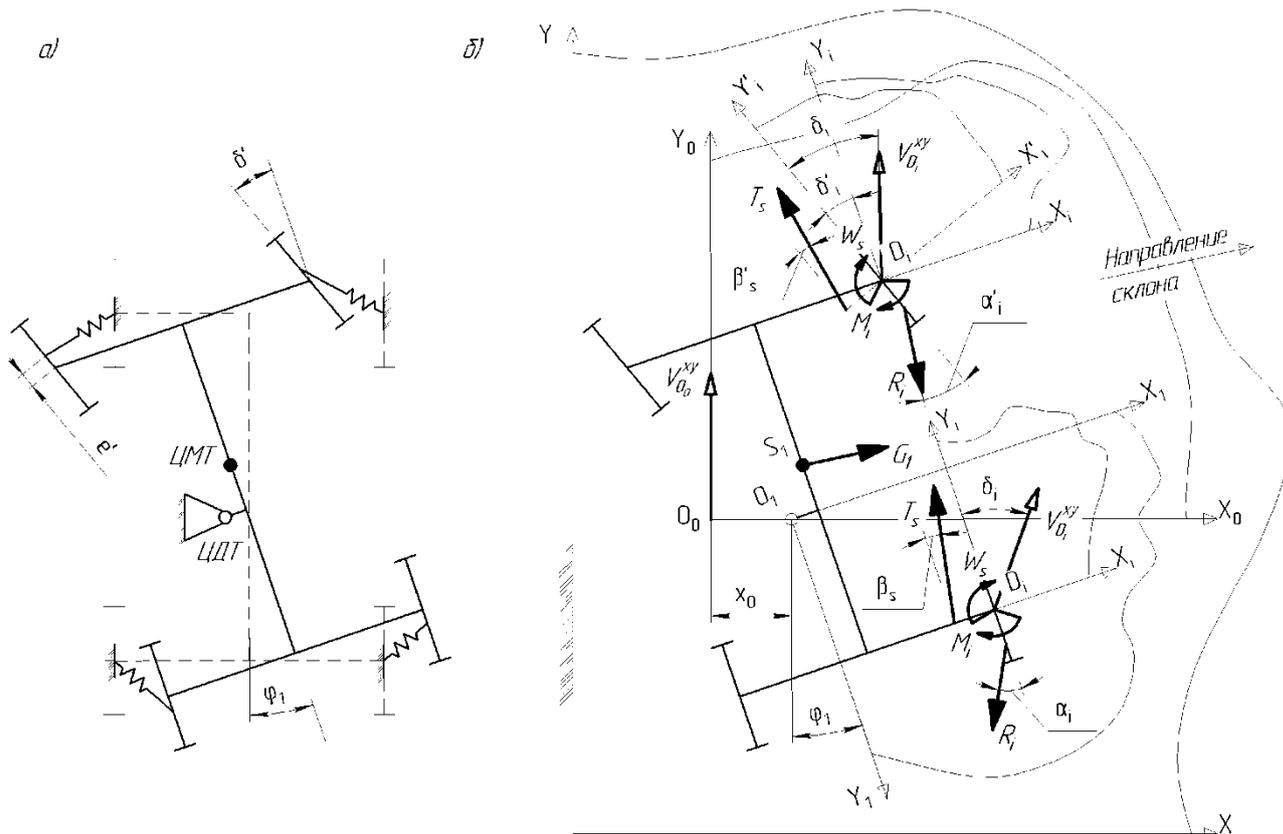


Рисунок 3 – Механическая модель (а) и расчетная схема (б) колесного трактора в горизонтальной плоскости

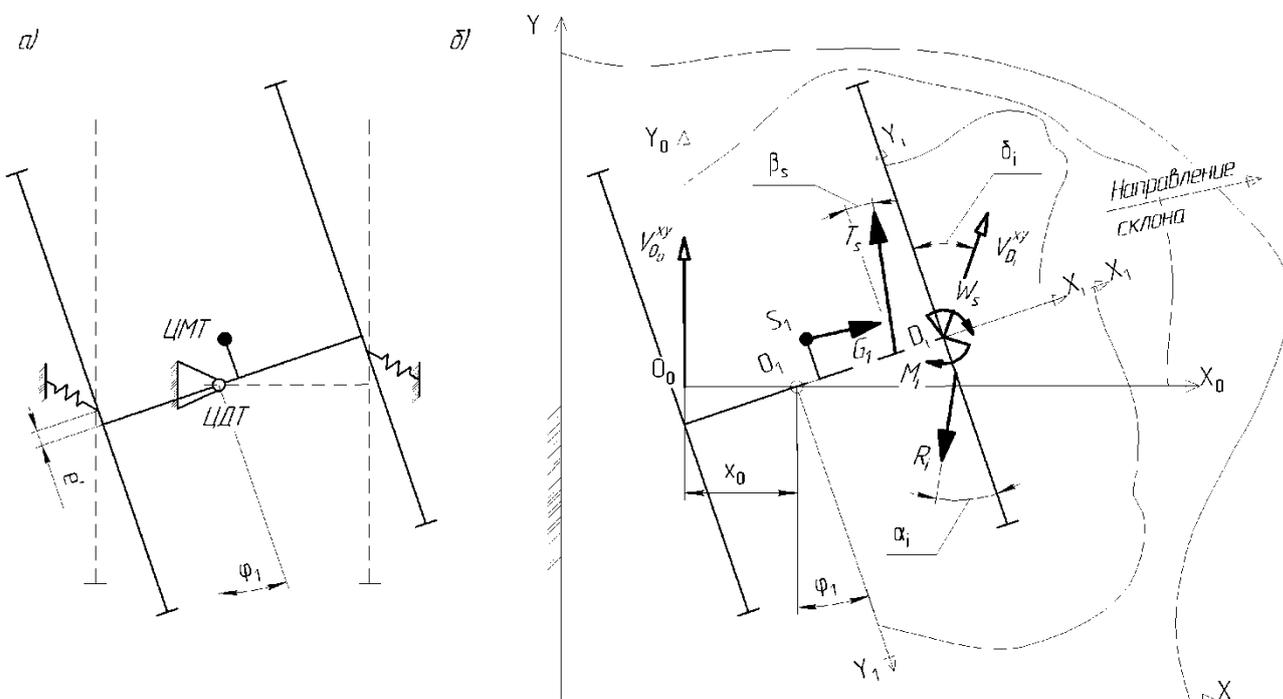


Рисунок 4 – Механическая модель (а) и расчетная схема (б) гусеничного трактора в горизонтальной плоскости

Обозначим системы координат. Система XU – неподвижна; X_0Y_0 – движется вместе с трактором равномерно и прямолинейно со скоростью V_0 ; X_1Y_1 – связана с трактором в т. O_1 ; X_iY_i – связана с колесами в т. D_i ; $X'_iY'_i$ – связана с управляемыми колесами трактора.

Сравнение расчетных схем колесного и гусеничного тракторов показывает, что схема гусеничного трактора является лишь частным случаем схемы колесного, из которой исключены управляемые колеса. Поэтому достаточно составить уравнения движения колесного трактора, из которых всегда можно получить уравнения движения гусеничного трактора, исключив «лишние» слагаемые.

Отметим еще одну важную особенность расчетной схемы гусеничного трактора. Из нее вытекает, что для трактора с одной степенью свободы φ_1 , при одинаковой жесткости гусениц, симметрично расположенных на одной оси относительно ЦДТ, и при движении без проскальзывания, т.е. при малых углах отклонения, суммарный момент всех сил относительно ЦДТ равен сумме главных моментов:

$$Q_1 = \sum_i^{n_1} \sum_s^{n_1} (M_i + W_s), \quad (1)$$

где n_1 – количество колес или гусениц трактора.

В продольно-вертикальной плоскости движение орудия, навешенного на трактор при помощи несимметричного шарнирного четырехзвенного механизма (рис. 5, а), можно представить как качение подвижной центроиды с переменным радиусом кривизны ρ_2 по неподвижной центроиде с переменным радиусом кривизны ρ_1 (рис. 5, б). При этом неподвижная центроида представляет собой геометрическое место точек, в которых располагается мгновенный центр

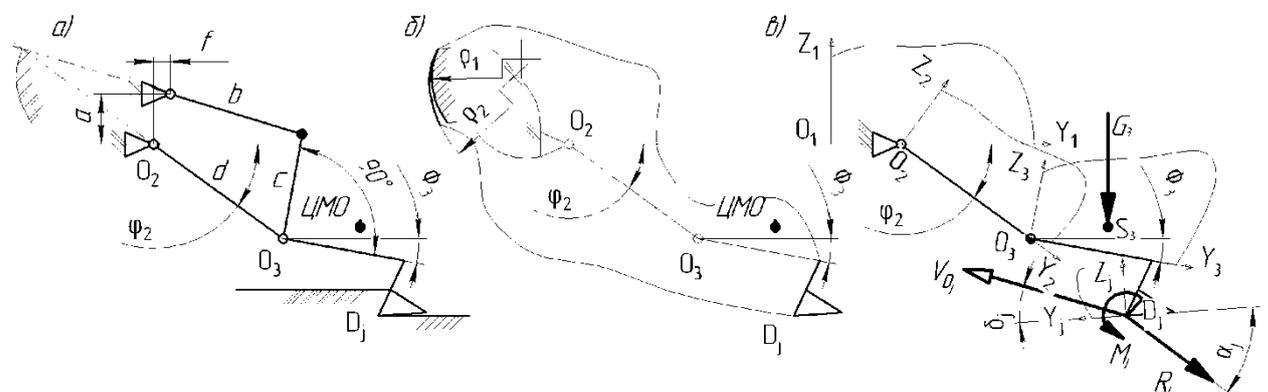


Рисунок 5 – Навесное орудие (а), его механическая модель (б) и расчетная схема (в) в продольно-вертикальной плоскости

вращения (МЦВ) механизма навески при его поворотах. Механизм, таким образом, представляет собой систему с 1-ой степенью свободы. Если за обобщенную координату принять угол поворота нижних тяг φ_2 (переносное движение), то вращение Φ_3 орудия вокруг т. O_3 (относительное движение) будет связано с переносным движением зависимостью $\Phi_3 = \Phi_3(\varphi_2)$, названной передаточной функцией механизма.

При заданных геометрических параметрах системы a, b, c, d и f передаточная функция имеет сложный трансцендентный вид:

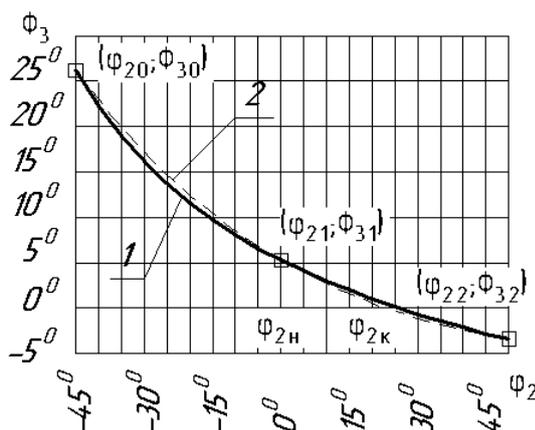
$$\Phi_3 = \pi/2 - \varphi_2 - \arccos\left(\frac{b^2 - c^2 - g^2}{cg}\right) - \arccos\left(\frac{s^2 - d^2 - g^2}{dg}\right), \quad (2)$$

где $g = \sqrt{s^2 + d^2 - sd \cos\left(\pi/2 + \varphi - \arctg \frac{f}{a}\right)},$

$$s = \sqrt{a^2 + f^2}.$$

Дифференцирование и интегрирование таких функций представляют определенные трудности.

Обратимся к графику (рис. 6) функции (2), вычисленной при заданных геометрических параметрах $a = 550$ мм, $b = 750$ мм, $c = 700$ мм, $d = 900$ мм, $f = 100$ мм и, таким образом, соответствующих реальной навесной системе трактора ДТ-75.



1 – трансцендентный вид; 2 – многочлен

Рисунок 6 – Графики передаточной функции

Как видим, функция (2) с достаточной для практических целей точностью может быть интерполирована многочленом второго порядка, проходящим через

три ее точки. Для определения коэффициентов многочлена используем интерполяционную формулу Ньютона. После преобразований передаточная функция навесной системы примет вид:

$$\Phi_3 = U_0 + U_1\varphi_2 + U_2\varphi_2^2, \quad (3)$$

где $U_0 = \Phi_{3,0} - \varphi_{2,0}\Delta_1 + \varphi_{2,0}\varphi_{2,1}\Delta_2,$

$U_1 = \Delta_1 - \varphi_{2,1}\Delta_2 - \varphi_{2,0}\Delta_2,$

$U_2 = \Delta_2,$

$$\Delta_1 = \frac{\Phi_{3,1} - \Phi_{3,0}}{\varphi_{2,1} - \varphi_{2,0}}, \quad \Delta_2 = \frac{\frac{\Phi_{3,2} - \Phi_{3,1}}{\varphi_{2,2} - \varphi_{2,1}} - \frac{\Phi_{3,1} - \Phi_{3,0}}{\varphi_{2,1} - \varphi_{2,0}}}{\varphi_{2,2} - \varphi_{2,0}}, \quad (4)$$

где $(\Phi_{3,0}, \varphi_{2,0}), (\Phi_{3,1}, \varphi_{2,1}), (\Phi_{3,2}, \varphi_{2,2})$ – узлы интерполяции.

Узлы интерполяции выбирают в характерных точках исследуемого интервала, например, по краям и посередине интервала или в точке экстремума функции. Координаты выбранных узлов интерполяции вычисляют по формуле (2). Узлы интерполяции могут быть неравноотстоящими.

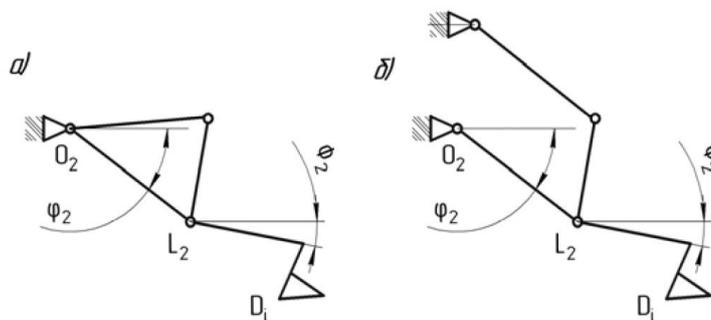


Рисунок 7 – Одношарнирная (а) и параллелограммная (б) схемы соединения орудия и трактора

При определенных геометрических параметрах системы и малых углах отклонения, например, в интервале $[\varphi_{2,н}, \varphi_{2,к}]$ (рис. 6), передаточную функцию (3) можно представить линейной зависимостью вида:

$$\Phi_3 \approx U_0 + U_1\varphi_2. \quad (5)$$

Нетрудно убедиться, что при одношарнирной схеме соединения орудия и трактора (рис. 7, а) передаточная функция имеет вид:

$$\Phi_3 = U_0 + \varphi_2 ; \quad (6)$$

для шарнирного параллелограмма (рис. 7, б) –

$$\Phi_3 = U_0 = const . \quad (7)$$

В горизонтальной плоскости (рис. 8) навесная система представляет собой 4-звеной, симметричный относительно центральной оси. В качестве обобщенной координаты выберем угол поворота φ_2 центральной оси. При углах поворота обобщенной координаты в пределах от -20^0 до $+20^0$ с достаточной для практических целей точностью можно считать подвижную и неподвижную центры дугами окружностей постоянного радиуса, соответственно, $\rho_2 = const$ и $\rho_1 = const$. Передаточная функция примет вид:

$$\Phi_3 = U_1 \varphi_2 , \quad (8)$$

где $U_1 = 1 - u$,

u – передаточное число механизма навески, определяемое из соотношения

$$u = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{a}{c} . \quad (9)$$

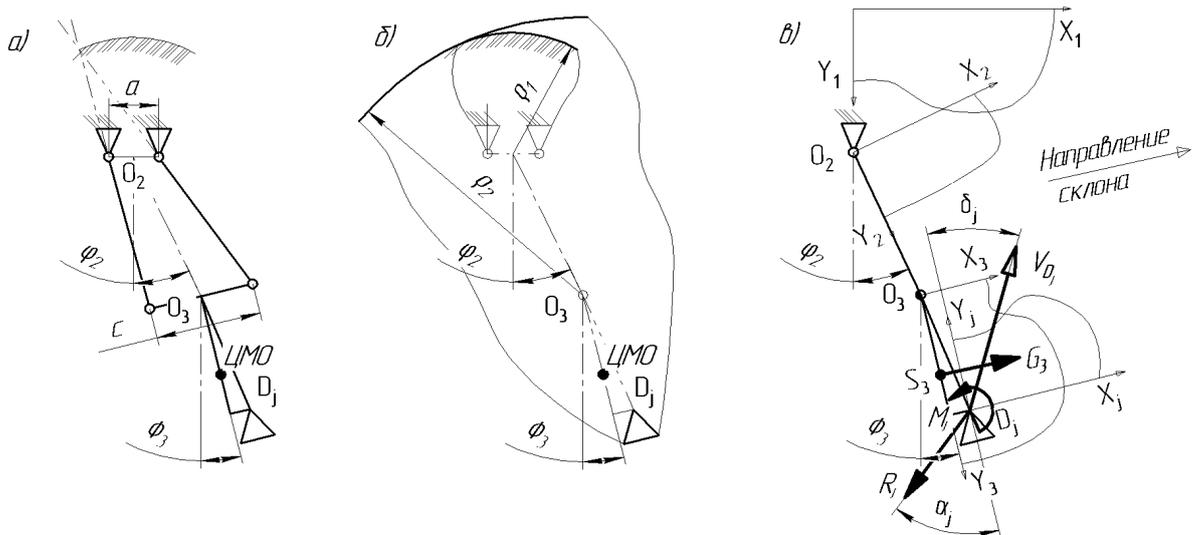


Рисунок 8 – Навесное орудие (а), его механическая модель (б) и расчетная схема (в) в горизонтальной плоскости

На расчетных схемах (см. рис. 5, в и 8, в) возмущающие и стабилизирующие нагрузки приведены к динамическому винту R_j и M_j , параметры которого

зависят от углов δ_j и δ'_j ; G_3 – сила тяжести орудия или ее горизонтальная составляющая; т. S_3 – центр масс орудия (ЦМО).

Число степеней свободы орудия зависит от способа закрепления рабочих органов на раме орудия. Понятно, что при шарнирной схеме присоединения рабочих органов степень свободы орудия возрастает на 1 и т.д. по мере использования промежуточных шарнирных звеньев.

Выводы

Представленные в статье механические модели позволяют описать колебания МТА в продольно-вертикальной и горизонтальной плоскостях. Также приводятся механические модели навесных орудий описывающие их колебания в продольно-вертикальной и горизонтальной плоскостях.

В дальнейшем представленные механические модели могут использоваться при составлении дифференциальных уравнений колебаний в рамках развития теории устойчивости движения МТА. Это позволит определять наиболее стабильные конфигурации МТА еще на стадии проектирования без применения дорогостоящих методик натурных испытаний.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-38-00920.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Донцов, И. Е. Устойчивость движения МТА с орудиями фронтальной или задней навески // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9 – С. 31-34.
- 2 Бартнев, И. М. Общая концепция блочно-модульного построения лесных почвообрабатывающих орудий / И. М. Бартнев, М. Н. Лысыч // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 2. – С. 18-26.
- 3 Лысыч, М. Н. Моделирование колесных МТА с использованием специализированных приложений для инженерных расчетов // Воронежский научно-технический вестник. – 2019. – Т. 2, № 2 (28). – С. 143-151.
- 4 Гячев, Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев – М. : Машиностроение, 1981. – 206 с.
- 5 Ren A. J., Wu Z. C., Bao J. Study on lateral stability of vehicle-trailer system based on multi-body dynamic simulation // Adv. Mater. Res. 2013. – Vol. 765-767. – P. 345-350.

6 Ziel N. Das, Ii D., Testrig C. Domänenübergreifende Modellbildung eines aktiv gefederten Nutzfahrzeugs (CAMel-View TestRig) [Text] // Auslegung A Grad. J. Philos. 2006. – P. 117-136.

7 Клубничкин, В. Е. Динамическое моделирование движения гусеничной лесозаготовительной машины с использованием прикладных пакетов компьютерных программ // Лесной вестник. 2012. – № 8 (91). – P. 41-47.

8 Поддубный В. И., Павлюк А. С., Warkentin A. Мехатронная модель колесного трактора для исследования устойчивости движения и управляемости // Вестник КрасГАУ. 2008. – Vol. 2. – P. 228-232.

9 Moslim, E. M. Design of a tractor guidance system using simulation trajectory results of multibody dy: program “DADS” // Retrospect. Theses Diss. 1997. – P. 157.

10 Gironimo G. DI et al. Simulation of forest harvesting alternative processes and concept design of an innovative skidding winch focused on productivity improvement // Turkish J. Agric. For. 2015. – Vol. 39. – P. 350-359.

11 Bonanno A., Paoluzzi R. Vehicle dynamic simulation for efficiency improvement in agricultural tractors // Proc. 17th Int. Conf. ISTVS. 2011. № August 2014. – P. 169-179.

12 Han X. et al. Application of a 3D tractor-driving simulator for slip estimation-based path-tracking control of auto-guided tillage operation // Biosyst. Eng. Elsevier Ltd, 2019. – Vol. 178. – P. 70-85.

13 Previati G., Gobbi M., Mastinu G. Farm tractor models for research and development purposes // Veh. Syst. Dyn. 2007. – Vol. 45, – № 1. – P. 37-60.

14 Nicolini A., Mocera F., Somà A. Multibody simulation of a tracked vehicle with deformable ground contact model // Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-body Dyn. 2018. – Vol. 0, № 0. – P. 1-11.

15 Mocera F., Nicolini A. Multibody simulation of a small size farming tracked vehicle // Procedia Struct. Integr. 2018. – Vol. 8. – P. 118-125.

16 Rubinstein D., Hitron R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles // J. Terramechanics. 2004. – Vol. 41, – № 2–3. – P. 163–173.