

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАМЫ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

Щербак О.В.¹, Иваненко О.И.¹, Резников А.А.¹, Хачатурян С.Л.²
¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
²Центральноукраинський національний технічний університет

Аннотация. Выполнено исследование влияния степени приближения математической модели к реальному процессу и изменение нагруженности основных элементов рамы фронтального погрузчика. Используя компьютерное моделирование, было исследовано напряженное состояние основных элементов рамы погрузчика с учетом динамических нагрузок, полученных путём математического моделирования.

Ключевые слова: погрузчик, математическое моделирование, напряженное состояние.

Введение

Создание современных комплексов землеройно-транспортных машин на базе шарнирно-сочлененных машин сталкивается с рядом трудностей, обусловленных недостаточным их теоретическим и экспериментальным исследованием. Это относится, в частности, к разработке их математических моделей и исследованию нагруженности основных элементов несущих систем – шарнирного сочленения.

Анализ публикаций

Первая работа [1] по исследованию нагруженности шарнирного сочленения фронтального погрузчика, созданного на базе колесного шарнирно-сочлененного трактора Т-150К, основана на применении расчетной схемы, где начало системы координат привязано к точке ковша, которой он зацепляется за труднопреодолимое препятствие, вызывающее разворот полурам. Эта схема позволила изучить случай нагружения шарнирного сочленения фронтального погрузчика в экстремальной ситуации нагружения ковша. Представляет интерес исследование нагруженности шарнирного сочленения по дифференциальным уравнениям, составленным на базе обобщенной модели шарнирно-сочлененных машин [2], с тем, чтобы в дальнейшем провести сопоставление нагруженности шарнирного сочленения в случаях, когда выполнение технологического процесса фронтальным погрузчиком приводит к его сложному движению: рыскание-крен, рыскание-дифферент и т.п. с целью выработки конструктивных рекомендаций. В работе [3] рассмотрено семейство математических мо-

делей, отображающих с различной степенью точности моделирования рабочего процесса фронтального погрузчика и бульдозера.

Цель и постановка задачи

Представлено математическое моделирование и исследование нагруженности шарнирного сочленения фронтального погрузчика, выполненного на базе тягача Т-150.

Целью работы является исследование нагруженности шарнирного сочленения при выполнении технологических операций с помощью разработанных математических моделей.

Математическое моделирование нагруженности шарнирного сочленения

В соответствии с работой [3] введем следующие системы координат: условно неподвижную систему координат, жестко связанную с полотном дороги; инерциальную систему координат $Oxuz$, начало которой совпадает с полюсом O – точкой пересечения вертикального и горизонтального шарниров тягача; системы координат $Ox_1y_1z_1$ и $Ox_2y_2z_2$ – также с началом в точке O , жестко связаны с полурами 1 и 2 соответственно. Полагаем, что центр масс каждой из полурам расположен в вертикальной продольной плоскости. Для определенности считаем, что рабочее оборудование находится на первой полураме. Предполагаем, что связи голономные; во время выполнения рабочего процесса отсутствует буксование.

Степень приближения описания математической моделью рабочего режима любой шарнирной машины, и в частности фрон-

тального погрузчика, определяется числом степеней свободы.

За нулевую степень приближения математического моделирования рабочего режима фронтального погрузчика примем случай, когда отсутствует относительное движение полурам и рабочего оборудования. Тогда это обычная жесткая одномассная система с одной степенью свободы, описывающая прямолинейное движение. На базе этой модели исследована [4] динамика землеройно-транспортных машин, где рассмотрены закономерности неустановившегося движения машины в процессе копания однородных грунтов и при взаимодействии рабочих органов с жесткими препятствиями большой массы, определены условия, способствующие буксованию. Описание движения приведено к линейному дифференциальному уравнению

$$m\ddot{x}_1 = T - W_k, \quad (1)$$

в котором линейность обеспечена за счет введения линейных зависимостей силы тяги T и силы сопротивления копанью W_k .

Примем за первое приближение, что характер изменения силы тяги T и силы сопротивления копанью W_k меняются в соответствии с [4], в результате чего дифференциальное уравнение (1) становится нелинейным вида

$$m\ddot{x}_1 = T_0(1 - 0,065 \cdot \dot{x}_1 / V_n - 0,935\dot{x}_1^5 / V_n^5) - (Ax_1 + Cx_1^2 + Dx_1^3). \quad (2)$$

Во втором приближении математического моделирования рабочего процесса фронтального погрузчика учтем наличие упругой связи между полурамой 1 и рабочим оборудованием при прямолинейном движении фронтального погрузчика в целом. В этом случае система описывается двумя обобщенными координатами $q_1 = x_1$ и $q_2 = x_3$, где x_3 – смещение рабочего оборудования. Математическая модель представляет систему двух нелинейных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = m_3 \cdot \ddot{x}_3 - c_{po}(x_1 - x_3) + T_1 + T_2 - W_k \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_3 \cdot \ddot{x}_1 + c_{po}(x_1 - x_3) - W_k. \end{cases} \quad (3)$$

Третье приближение будет соответствовать случаю, когда первая полурама вместе с рабочим оборудованием разворачивается

вокруг вертикальной оси, а вторая полурама продолжает прямолинейное движение. Система описывается тремя обобщенными координатами $q_1 = x_1$, $q_2 = x_3$ и $q_3 = \psi_1$ и дифференциальные уравнения имеют вид

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 + m_3 \ddot{x}_3 \cdot \cos \psi_1 + \\ + (m_1 a_1 + m_3 l_1) \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - 2m_3 \sin \psi_1 \cdot \dot{\psi}_1 \dot{x}_3 - \\ - m_3 x_3 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - c_{po}(x_1 - x_3) + T_1 \cos \psi_1 - \\ - P_{b1} \sin \psi_1 + T_2 - W_k \cos \psi_1; \\ J_1 \cdot \ddot{\psi}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{x}_1 - m_3 \sin \psi_1 x_3 \ddot{x}_1 - \\ - c_{sum} \psi_1 + P_{b1} l_1 + W_k b; \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_3 \cos \psi_1 \ddot{x}_1 + c_{po}(x_1 - x_3) - W_k. \end{cases} \quad (4)$$

Более сложные случаи движения не моделировались.

Таким образом, системы дифференциальных уравнений (1)–(4) представляет семейство математических моделей, описывающих рабочий режим фронтального погрузчика с различным приближением:

- нулевое и первое приближения соответствуют внедрению рабочего оборудования в мягкий однородный грунт, когда жесткость металлоконструкций фронтального погрузчика значительно превышает жесткость со стороны грунта; равнодействующая W_k совпадает с продольной осью машины;

- второе приближение соответствует внедрению рабочего оборудования в однородный, но труднопреодолимый грунт, что вызывает деформацию упругой связи между полурамой 1 и рабочим оборудованием, при этом результирующая сила сопротивления копанью продолжает совпадать с продольной осью машины;

- третья степень приближения, более реальная и чаще всего имеющая место, описывает ассиметричное приложение нагрузки на ковш, вызывающее разворот полурамы.

Первые два случая из рассматриваемого семейства математических моделей можно назвать идеальными рабочими режимами фронтального погрузчика, что для практики редкое явление. Эти случаи требуют незначительных усилий гидроцилиндров рулевого управления.

О величине динамических нагрузок, как известно, можно судить по величине ускорений элементов системы. На рис. 1–3 приняты обозначения: через 1 обозначены ускорения, возникающие в модели первого приближения; через 2 – ускорения второго приближе-

ния; через 3 – ускорения третьего приближения.

По рис. 1–3 видно, что с повышением степени моделирования выявляются колебания с более высокой частотой полурамы 1 $x_1(t)$ и рабочего оборудования $x_3(t)$.

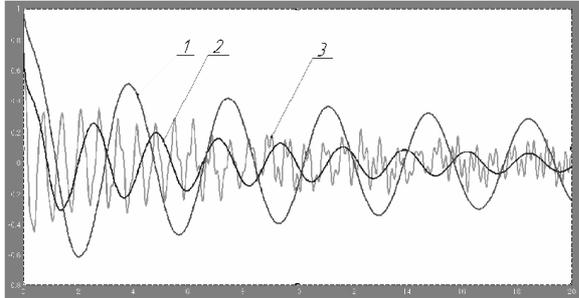


Рис. 1. Ускорения полюса O: 1 – первое приближение; 2 – второе приближение; 3 – третье приближение

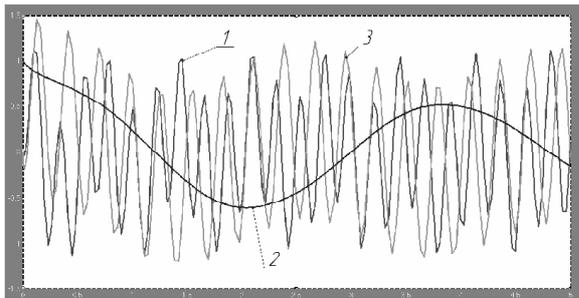


Рис. 2. Ускорения ковша: 1 – первое приближение; 2 – второе приближение; 3 – третье приближение

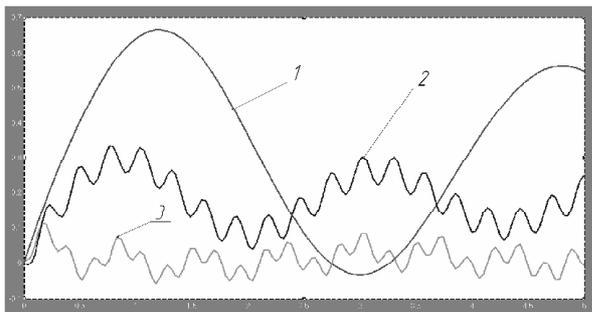


Рис. 3. Перемещение ковша: 1 – первое приближение; 2 – второе приближение; 3 – третье приближение

В работе [4], принятой нами за математическое моделирование в нулевом приближении, утверждается, что «...движение машины в каждом диапазоне скоростей продолжается ограниченное время, в течение которого не всегда ускорение может достигнуть своего максимума». Однако из рис. 1–3 видно, что

на самом деле ускорение уже для первого, второго приближений и тем более третьего приближения несколько раз достигает своего наибольшего значения.

Явление рыскания, которое описывается системой дифференциальных уравнений (4), обуславливается ассиметричным приложением внешней нагрузки со стороны грунта на ковш, вызывая угловое смещение полурамы 1 и создавая нагруженность в соединительно-управляющем модуле. Полагаем, что момент, возникающий в соединительно-управляющем модуле, линейно зависит от круговой жесткости и угла рыскания:

$$M_{sum} = c_{sum} \cdot \psi_1. \quad (5)$$

При этом величина угла рыскания в первую очередь определяется круговой жесткостью c_{sum} соединительно-управляющего модуля и боковой жесткостью шин, которая входит в боковую силу P_{b1} .

Машинный эксперимент был проведен при постоянном значении круговой жесткости, равной 500 кНм, и различных значениях жесткостей шин, которые принимались равными 500, 750 и 1000 кН/м; графики изменения момента соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика представлены на рис. 4–6.

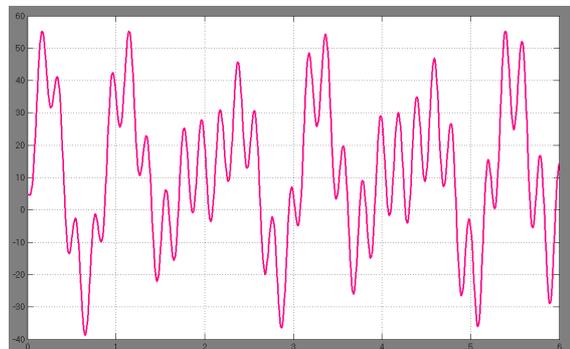


Рис. 4. Изменение кругового момента погрузчика при жесткости шины 500 кН/м



Рис. 5. Изменение кругового момента погрузчика при жесткости шины 750 кН/м



Рис. 6. Изменение кругового момента погрузчика при жесткости шины 1000 кН/м

Из сопоставления графиков 4–6 следует, что жесткость шины существенно влияет на величину момента шарнирного сочленения: с увеличением жесткости шин возрастает частота момента шарнирного сочленения.

Выводы

Представлено семейство математических моделей для фронтального погрузчика, с различной степенью моделирующих его рабочий процесс.

Степень приближения математического моделирования существенно меняет характер кинематических характеристик.

Момент шарнирного сочленения значительно зависит от жесткости шин.

Проведенные исследования свидетельствуют о необходимости дальнейших исследований, в частности с целью сопоставления зависимости момента шарнирного сочленения фронтального погрузчика и бульдозера с целью выработки практических рекомендаций.

Литература

1. Щербак О.В. Разработка и обоснование рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: автореф. дис. на соискание научн. ст. канд. техн. наук. – Харьков, 2000.
2. Кириченко И.Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 119 с.
3. Кулешова М.Ф. Семейство математических моделей шарнирно-сочлененного фронтального погрузчика // VI International Triennial Conference Heavy Machinery – HM'08 Kravevo, June 2008. В. 99. 24–29.
4. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. – Москва: Машиностроение 1968. – 156 с.
5. Назаров Л.В. Динамические нагрузки на трактор Т-150К, агрегатируемый с бульдозерным

оборудованием // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. – № 3. – С. 17–19.

References

1. Shcherbak O.V. Razrabotka i obosnovanie racional'nyh parametrov soedinitel'no-upravlyayushchego modulya frontal'nogo pogruchika: avtoref. dis. na soiskanie nauchn. st. kand. tekhn. nauk. – Har'kov, 2000.
2. Kirichenko I.G. Modul'naya koncepciya proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya stroitel'nogo proizvodstva. – Har'kov: HNADU, 2002. – 119 s.
3. Kuleshova M.F. Semejstvo matematicheskikh modelej sharnirno-sochlenennogo frontal'nogo pogruchika // VI International Triennial Conference Heavy Machinery – HM'08 Kravevo, June 2008. В.99. 24–29.
4. Holodov A.M. Osnovy dinamiki zemlerojno-transportnyh mashin. – Moskva: Mashinostroenie 1968. – 156 s.
5. Nazarov L.V. Dinamicheskie nagruzki na trak-tor T-150K, agregatiruemyj s bul'dozernym oborudovaniem // Traktory i sel'hozmashiny. – 1978. – № 3. – S.17–19.

Щербак Олег Витальевич¹, к.т.н., доцент, +380(97) 233-30-83, olegcherbak@gmail.com,

Иваненко Олег Иванович¹, к.н.н., доцент, +380(50)905-74-90, ivanenko_o_i@ukr.net,

Резников Александр Александрович¹, к.т.н., доцент, +380(66) 657-81-41, reznikovalex@i.ua,

Хачатурян Сергей Леонидович², к.т.н., доцент, +380(50)457-23-37, serg5407@rambler.ru.

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

²Центральноукраинский национальный технический университет.

Mathematical and computer modeling of loading of the frontal loader frame basic elements

Abstract. The creation of modern complexes of earth moving machines based on hinged machines faces a number of difficulties caused by insufficient theoretical and experimental research. This applies, in particular, to the development of their mathematical models and the study of the loading of the main elements of the frame. We take the case when there is no relative movement of the semi-frames and the working equipment for the zero degree of approximation of mathematical modeling of the operating mode of the front-end loader. Then it is an ordinary rigid single-mass system with one degree of freedom describing rectilinear motion. We take for the first approximation that the nature of the change in traction and digging resistance varies depending on dynamic loading. In the second approximation of mathematical modeling of the front loader working process the presence of elastic connection between the frame and the working equipment with the linear movement of the front loader as a whole is taken into account. The third approximation will correspond to the case when

the first half-frame, together with the working equipment, rotates around a vertical axis, and the second half-frame continues the linear motion. The degree of approximation of mathematical modeling significantly changes the nature of kinematic characteristics. The moment of articulation depends significantly on the stiffness of the tires. The studies indicate the need for further research, in particular, comparing the dependence of the moment of articulation of the front loader and the bulldozer in order to develop practical recommendations.

Key words: loader, mathematical modeling, stress.

Shcherbak Oleg¹, PhD, Professor,

tel. +380(97) 23-33-083, oleg@ukr.net,

Ivanenko Oleg¹, PhD, Professor,

tel. +380(50)905-74-90, ivanenko_o_i@ukr.net,

Reznikov Alexandr¹, PhD, Professor,

tel. +380(66) 657-81-41, reznikovalex@i.ua,

Hachaturan Sergey², PhD, Professor,

tel. +380(50)457-23-37, serg5407@rambler.ru.

¹Kharkiv National Automobile and Highway University,

²Central-Ukrainian National Technical University.

Математичне та комп'ютерне моделювання навантаження основних елементів рами фронтального навантажувача

Анотація. Створення сучасних комплексів землерийно-транспортних машин на базі шарнірних машин стикається з низкою труднощів, обумовлених недостатнім їх теоретичним та експериментальним дослідженням. Це стосується, зокрема, розроблення їх математичних моделей і дослідження навантаженості основних елементів рами. За нульовий ступінь наближення математичного моделювання робочого режиму фронтального навантажувача приймемо випадок, коли відсутній відносний рух напіврам і робочого обладнання. Тоді це звичайна жорстка

одномасна система з одним ступенем свободи, що описує прямолінійний рух. Приймемо за перше наближення, що характер зміни сили тяги та сили опору копання змінюються залежно від динамічного навантаження. У другому наближенні математичного моделювання робочого процесу фронтального навантажувача врахована наявність пружного зв'язку між напіврамами і робочим обладнанням за умови прямолінійного руху фронтального навантажувача загалом. Третє наближення буде відповідати випадку, коли перша напіврама разом з робочим обладнанням розгортається навколо вертикальної осі, а друга напіврама продовжує прямолінійний рух. Ступінь наближення математичного моделювання істотно змінює характер кінематичних характеристик. Момент шарнірного зчленування значно залежить від жорсткості шин. Проведені дослідження свідчать про необхідність подальших експериментів, зокрема для зіставлення залежності моменту шарнірного зчленування фронтального навантажувача і бульдозера з метою вироблення практичних рекомендацій.

Ключові слова: навантажувач, математичне моделювання, пружний стан.

Щербак Олег Віталійович¹, к.т.н., доцент,
+380(97) 233-30-83,

olegcherbak@gmail.com,

Іваненко Олег Іванович¹, к.н.н., доцент,

+380(50)905-74-90, ivanenko_o_i@ukr.net,

Резников Олександр Олександрович¹, к.т.н., доцент,
+380(66) 657-81-41,

reznikovalex@i.ua,

Хачатурян Сергій Леонідович², к.т.н., доцент,
+380(50)457-23-37,

serg5407@rambler.ru.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

²Центральноукраїнський національний технічний університет.