

УДК 621.869

Л.В. Назаров, д-р техн. наук, И.Г. Кириченко, канд. техн. наук, И.А. Перевозник, канд. техн. наук, О.В. Щербак канд. техн. наук  
Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет

## АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ СОЕДИНИТЕЛЬНО-УПРАВЛЯЮЩЕГО МОДУЛЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ПОГРУЗЧИКА

Современные фронтальные ковшовые погрузчики в большинстве своем оборудованы шарнирно-сочлененной рамой с двумя гидроцилиндрами рулевого управления. Внедрение ковша погрузчика в штабель разрабатываемого материала производится за счет напорного усилия, развиваемого двигателями, и запаса кинетической энергии, приобретенной в процессе разгона. В ходе выполнения этой операции возможно резкое стопорение погрузчика, иногда сопровождаемое ударом его ковша о труднопреодолимое препятствие. В результате шарнирное сочленение полурам и гидроцилиндры рулевого управления воспринимают повышенные динамические нагрузки, что влечет за собой преждевременный их выход из строя. Поэтому необходимо всестороннее исследование данного режима нагружения машины. Поставленная задача решена на основании двухмассовой модели с тремя степенями свободы, учитывающей продольное и угловые перемещения погрузчика в процессе стопорения. На рис.1 представлена расчетная схема, соответствующая этому случаю.

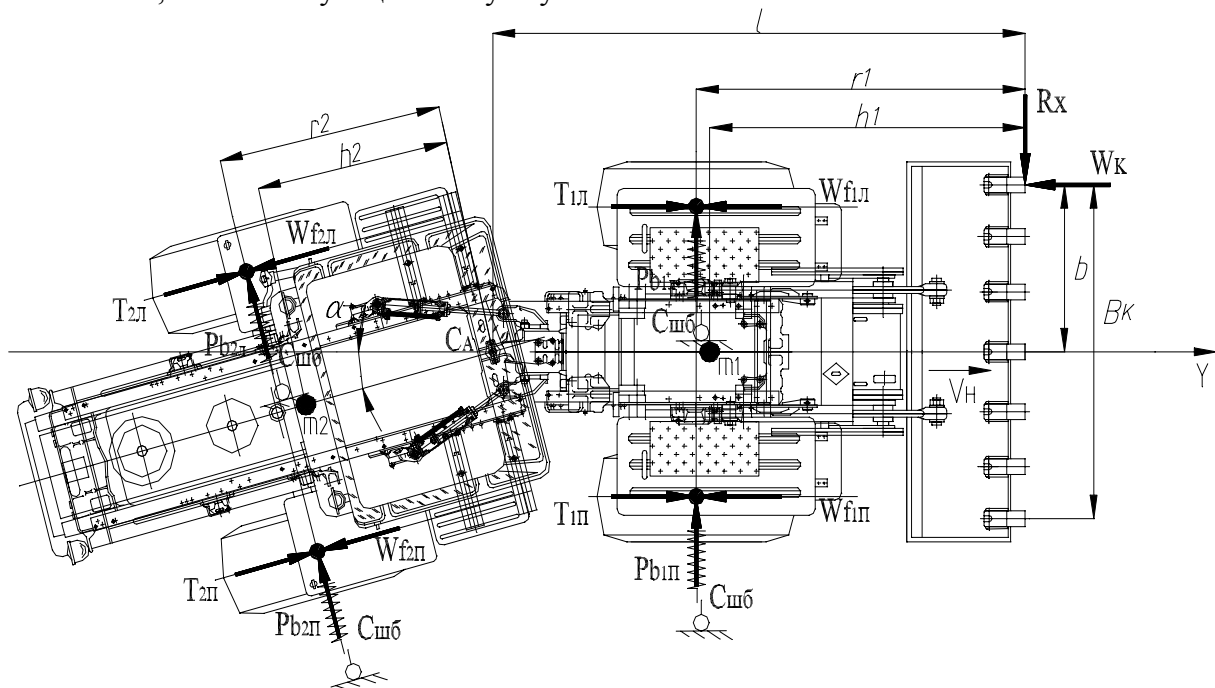


Рис.1. Расчетная схема погрузчика

При составлении математического описания модели приняты следующие допущения: рассматривается плоскопараллельное движение погрузочной машины в горизонтальной плоскости; технологический (ТМ) и энергетический (ЭМ) модули представляют собой твердые тела, а вся машина симметрична относительно продольной плоскости; при определении давления в гидроприводе рулевого управления рассматривается вариант, когда гидроцилиндры находятся в запортом состоянии; упругими элементами являются: гидропривод рулевого управления с приведенной круговой жесткостью  $C_A$ ; шины с боковой жесткостью  $C_{шб}$ ; боковые усилия на шинах ограничены сцеплением колес с дорогой; тяговое усилие и сопротивление внедрения ковша в сыпучую среду - нелинейные по скорости и перемещению.

Эквивалентная расчетная схема, учитывающая предложенные допущения представлена на рис.2. Рассматривается асимметричное приложения внешней нагрузки на ковше при произвольном расположении полурам.

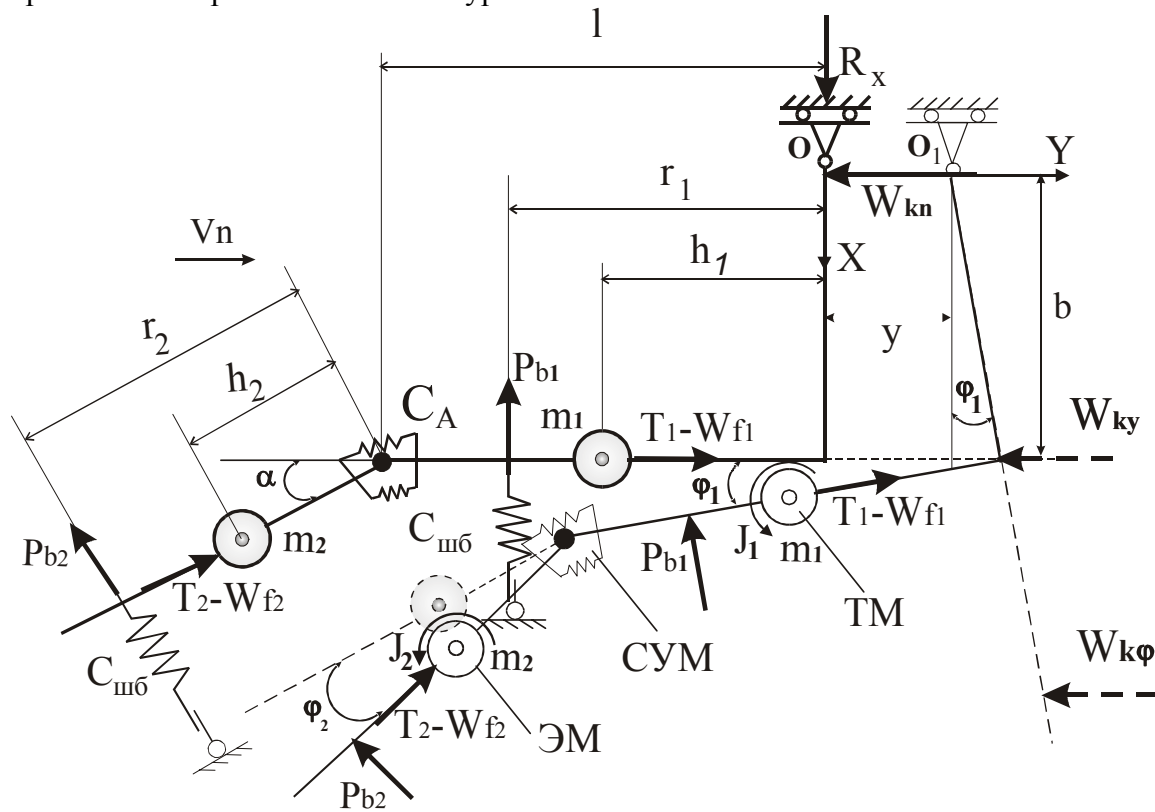


Рис. 2. Эквивалентная расчетная схема

Движения масс машины определяется уравнениями Лагранжа второго рода и описывается выражениями:

$$\begin{cases}
 (m_1 + m_2) \cdot \ddot{y} + (m_1 + m_2) \cdot b \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{\varphi}_2 = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha - P_{b2} \cdot \sin \alpha - W_{kn} - W_{ky} - W_{k\varphi}; \\
 (m_1 + m_2) \cdot b \cdot \ddot{y} + [J_1 + m_1 \cdot (h_1^2 + b^2) + m_2 \cdot (l^2 + b^2)] \cdot \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot (l \cdot h_2 \cos \alpha + b \cdot h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_2 = \\
 = T_1 \cdot b + T_2 \cdot (b \cdot \cos \alpha - l \cdot \sin \alpha) - P_{b1} \cdot r_1 - P_{b2} \cdot (l \cdot \cos \alpha + b \cdot \sin \alpha) + C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \\
 - W_{ky} \cdot b - W_{k\varphi} \cdot 2/3 \cdot (b + B_k/2); \\
 m_2 \cdot h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{y} + m_2 \cdot (l \cdot h_2 \cos \alpha + b \cdot h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + m_2 \cdot h_2^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 = - P_{b2} \cdot r_2 - C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1).
 \end{cases} \quad (1)$$

Составляющие обобщенных сил, движущие усилия и силы сопротивления движению являются функциями обобщенных координат, скоростей и определяются зависимостями [1]:

сила тяги на ведущих колесах ТМ:

$$T_1 = R_{z1} \cdot \varphi_{сц} \cdot \left[ 1 - \frac{0.065}{V_n} \cdot (\dot{y} + b \dot{\varphi}_1) - \frac{0.935}{V_n^5} \cdot (\dot{y} + b \dot{\varphi}_1)^5 \right]; \quad (2)$$

сила тяги на ведущих колесах ЭМ:

$$T_2 = R_{z2} \cdot \varphi_{сц} \cdot \left[ 1 - \frac{0.065}{V_n} \cdot (\dot{y} \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cos \alpha - l \cos \alpha)) - \frac{0.935}{V_n^5} \cdot (\dot{y} \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cos \alpha - l \cos \alpha))^5 \right]; \quad (3)$$

где  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$ - опорные реакции на колесах технологического и энергетического модуля соответственно;  $\varphi_{сц}$ -коэффициент сцепления движителей с опорной поверхностью;  $V_n$  - начальная скорость движения машины;  $V_{\partial 1} = (\dot{y} + b \cdot \dot{\varphi}_1)$  - действительная скорость ТМ;  $V_{\partial 2} = (\dot{y} \cdot \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cdot \cos \alpha - l \cdot \cos \alpha))$  - действительная скорость ЭМ.

Боковые реакции на колесах:

технологического модуля:

$$P_{b1} = C_{шб1} \cdot r_1 \cdot \varphi_1 \leq R_{z1} \cdot \varphi_{сц}; \quad (4)$$

энергетического модуля:

$$P_{b2} = C_{шб2} \cdot [y \cdot \sin \alpha + \varphi_1 \cdot (b \cdot \sin \alpha + l \cdot \cos \alpha) + r_2 \cdot \varphi_2] \leq R_{z2} \cdot \varphi_{сц}, \quad (5)$$

где  $C_{шб1}, C_{шб2}$  - боковые жесткости шин технологического и энергетического модулей.

Составляющие усилий ударного нагружения края ковша и сопротивление его внедрению в разрабатываемый материал представлены выражениями:

$$W_{kn} = C_{го} \cdot y; \quad (6)$$

$$W_{ky} = a_1 \cdot y + a_2 \cdot y^2 + a_3 \cdot y^3; \quad (7)$$

$$W_{k\varphi} = a_1 \cdot \varphi_1 \cdot \frac{L}{2} + a_2 \cdot \varphi_1^2 \cdot \frac{L^2}{3} + a_3 \cdot \varphi_1^3 \cdot \frac{L^3}{4}, \quad (8)$$

где  $C_{го}$  - жесткость рабочего оборудования;  $a_1, a_2, a_3$  - коэффициенты:

$$a_1 = 25.8 \cdot \left( \frac{\rho_x}{\rho_1} \right) \cdot \left( \frac{\delta_{1x}}{\delta_1} \right) \cdot \left( \frac{B_x}{B_1} \right);$$

$$a_2 = 0.644 \cdot a_1 \quad (9)$$

$$a_3 = 0.87 \cdot a_1$$

$$L = \frac{2}{3} \cdot \left( \frac{B_k}{2} + b \right), \quad (10)$$

где  $B_k$  - ширина ковша;  $b$  - координата приложения равнодействующей сопротивления;

$\delta$  - толщина режущей кромки;  $\rho$  - плотность разрабатываемого материала.

Систему нелинейных дифференциальных уравнений (1) не представляется решить в явном виде. Поэтому выбран численный метод решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений по алгоритму Дж. Форсайта, М. Малькольма, К.Моулера на основе метода Рунге Кутта-Фельберга 4-5 порядков. Реализация данного метода произведена средствами Turbo Pascal 7.0. Оценка динамической нагруженности элементов соединительно-управляющего модуля (СУМ) производится в два этапа. На первом этапе рассчитывается перемещение масс с заданными начальными условиями и параметрами движения, результаты расчета записываются в файл "Result.prn" и читаются при помощи пакета MathCAD-7.0.

В ходе решения системы дифференциальных уравнений были получены значения всех искомых величин: время процесса в с, скорость  $\dot{y}$  и перемещение  $y$ , угловые скорости и угловые перемещения технологического и энергетического модулей, силы тяги развиваемые ими, боковые реакции на колесах и составляющие силы сопротивления копанью на рабочем оборудовании, давление рабочей жидкости в рулевых гидроцилиндрах.

В ходе моделирования варьировались: скорость погрузчика, ( $V_n = 0 \div 1.5$ , м/с), начальный угол складывания полурам ( $\alpha = 0 \div 30^\circ$ ) вправо и влево, координата точки приложения внешнего усилия на ковше ( $b = 0 \div 1.22$ , м) вправо и влево, жесткость рабочего оборудования ( $C_{го} = 500 \div 5000$ , кН/м), приведенная круговая жесткость СУМ ( $C_A = 210 \div 270$ , кНм/рад), боковая жесткость шин ( $C_{шб} = 750 \div 1440$ , кН/м) и коэффициент сцепления движителей с опорной поверхностью ( $\varphi_{сц} = 0.5 \div 0.8$ ).

Предложенная математическая модель в сочетании с начальными условиями и варьруемыми факторами позволила посредством ЭВМ исследовать свыше 10 тыс. однократных реализаций процессов нагружения СУМ с гидроцилиндрами рулевого управления, что охватывает практически все возможные варианты эксплуатационного нагружения погрузчика и его элементов.

С целью подтверждения адекватности расчетной модели, на натурной машине (погрузчик на тракторе Т-150К) были поставлены соответствующие эксперименты. В качестве примера на рис.3 приведены в сопоставлении друг с другом процессы фактического нагружения

гидроцилиндров рулевого управления погрузчика, во времени, при ударе края ковша в препятствие (поз.2) и полученные расчетом на ЭВМ (поз.1).

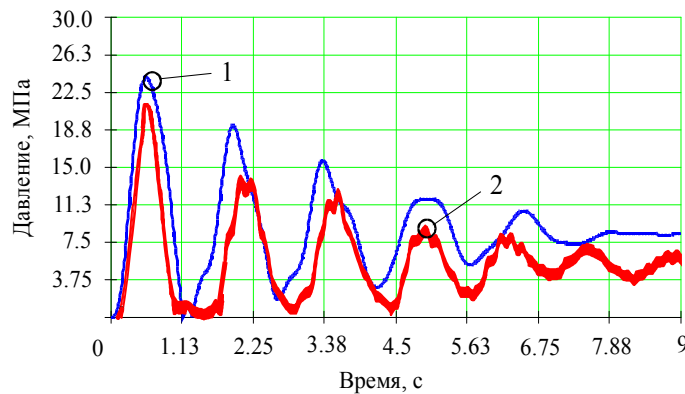


Рис.3. Изменение давления в гидроприводе рулевого управления СУМ, полученное экспериментальным путем и на основе математической модели

Эти данные свидетельствуют о совпадении расчетных и экспериментальных показателей исследуемых процессов, как по характеру, так и по абсолютным величинам (частота, пиковые выбросы давления рабочей жидкости, затухание колебаний).

В натурном эксперименте реализован двухфакторный план, в котором варьировались начальная скорость внедрения и угол складывания полурам погрузчика.

Обработка опытных данных позволила получить уравнение регрессии (11), позволяющее оценить наивысшую нагруженность гидропривода рулевого управления в зависимости от начальной скорости движения машины и угла складывания полурам в диапазонах изменения скоростей  $0.5 \div 1.5$  м/с и угла складывания полурам  $0 \div 15^\circ$ .

$$P_{\text{эсп}} = 3.3 + 19.3V + 0.22\alpha - 1.18V^2 - 0.018\alpha^2 + 0.343V\alpha. \quad (11)$$

С учетом полученного на рис. 4 представлены данные эксперимента и теоретического расчета давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах СУМ при внедрении ковша на первой передаче КП погрузчика.

Расчетные значения предельного давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах СУМ отклоняются от экспериментальных не более чем на 12%.

Адекватность предложенной расчетной модели подтверждается также экспериментальными данными динамического нагружения рабочих органов погрузчиков других моделей - ТО-11 на тракторе К-701, ПМТС-1200, оборудованного гидрообъемной трансмиссией [2, 3] (рис.5).

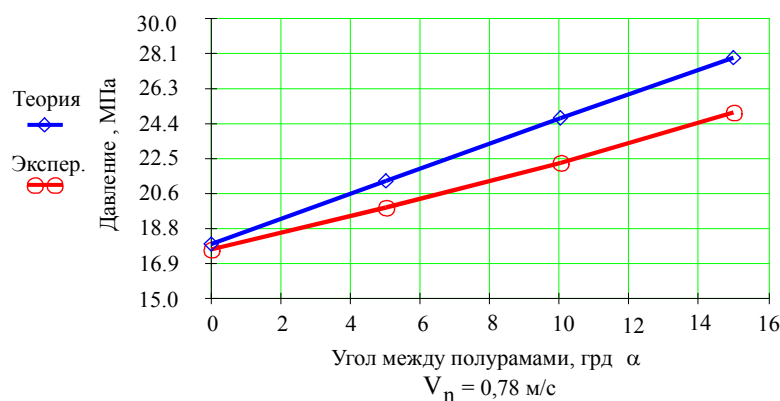


Рис.4. Соотношения экспериментальных и теоретических значений давления в гидроприводе механизма рулевого управления

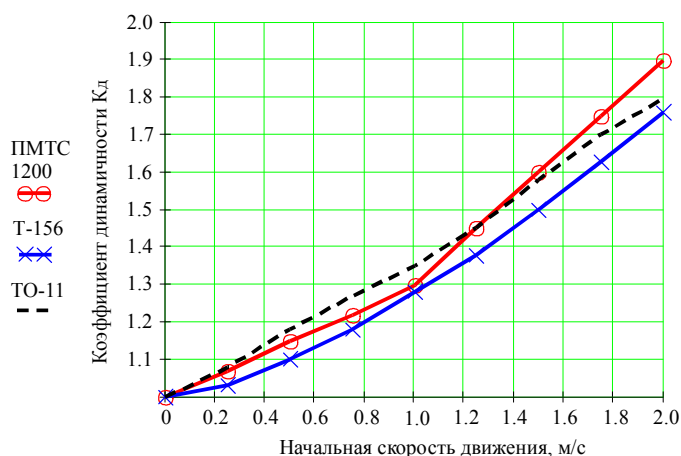


Рис.5. Соотношения коэффициента динамичности по силе сопротивления копанию в зависимости от начальной скорости движения

Расхождения расчетных значений коэффициента динамичности нагружения рабочего оборудования в сопоставлении с экспериментальными данными не превышают 8.5 %. Таким образом, проверка адекватности модели позволяет сделать вывод, о том, что предлагаемая математическая модель адекватно описывает нагружения рабочего органа и гидропривода механизма рулевого управления погрузчика и может быть использована в прочностных расчетах машины данного типа.

Результаты проведенного исследования использованы в программном комплексе, позволившем на базе конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния получить прочностные показатели корпуса шарнира СУМ и произвести его конструктивную оптимизацию с целью повышения долговечности.

#### *Список литературы*

1. Л.В. Назаров. Динамические нагрузки на трактор Т-150К, агрегатируемый с бульдозерным оборудованием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. № 3. - С. 17-19.
2. Нассер Амашех. Динамика одноковшового фронтального пневмоколесного погрузчика оборудованного нелинейным газо-гидравлическим амортизатором: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.05.04/ Хар. автом. дор. инст.- Харьков.-1995.- 16 с.
3. И.А. Перевозник. Прогнозирование основных параметров и нагруженности малогабаритных одноковшовых погрузчиков с регулируемыми гидрообъемными передачами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.04/ Хар. автом. дор. инст.- Харьков.- 2000.- 16 с.