

УДК 658.512.011

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ «АМКОДОР 208В»

**В. Б. ПОПОВ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

### **Введение**

Ряд предприятий в СНГ и за рубежом освоили производство малогабаритных погрузчиков, которые успешно механизмируют ручной труд в условиях ограниченного пространства: на строительных площадках, внутри складских помещений или когда использование специальной техники нецелесообразно.

Разработанный ОАО «Амкодор» малогабаритный погрузчик с бортовым поворотом «Амкодор 208В» с набором машин и орудий относится к вышеупомянутым малогабаритным погрузчикам. Он предназначен для механизации небольших по объему работ, выполняемых как в обычных, так и в стесненных условиях: погрузочно-разгрузочных, по очистке и обустройству территории, прокладке коммуникаций, посадке зеленых насаждений и уходу за ними, ремонту дорог, зданий и сооружений. При этом изменяющийся шлейф сменного рабочего оборудования погрузчика требует анализа возможности подъема навешиваемого на погрузчик рабочего орудия и управляемости мобильного агрегата.

### **Постановка задачи**

Возможность эффективного агрегатирования «Амкодор 208В» с различными рабочими машинами и орудиями как отечественного, так и импортного производства, определяется в первую очередь грузоподъемностью его подъемно-навесного устройства (ПНУ). ПНУ это необходимый компонент строительно-дорожного или землеройного энергомашиного комплекса, предназначенный для связи мобильного энергоносителя (погрузчика, трактора) с навесной машиной или орудием. ПНУ погрузчика состоит из нерегулируемого объемного гидропривода, гидроцилиндры которого движут, расположенные симметрично относительно продольной плоскости симметрии погрузчика механизмы подъема стрелы (МПС) и поворота траверсы (МПТ), на которой жестко крепится рабочая машина или орудие [2]. На рис. 1 представлен общий вид погрузчика с бортовым поворотом «Амкодор 208В» и схема движения его ПНУ с рабочим орудием в виде ковша.

МПС устроен следующим образом: на раме погрузчика шарнирно закреплена стрела, поворачивающаяся при помощи гидроцилиндра в продольной плоскости на угол 40–45°. Структурный анализ, выполненный по методике, изложенной в [1], показывает, что в проекции на продольную плоскость симметрии погрузчика МПС представляет собой одноподвижный четырехзвенник со средней поступательной парой. Справа и слева на стреле шарнирно закреплены два МПТ, включающие два гидроцилиндра, соединенные одним концом со стрелой, а другим непосредственно с траверсой. На плоскости МПТ идентифицируется одноподвижным четырехзвенником.

Гидропривод ПНУ, связанный с МПС или МПТ через силовой гидроцилиндр, состоит из шестеренного гидронасоса, трехпозиционного гидрораспределителя, силового одностороннего гидроцилиндра, фильтра, бака, предохранительного клапана, регулируемого дросселя и гидромагистрالی. Регулируемый дроссель в сливной магистрали обеспечивает ограничение скорости движения поршня относительно гильзы в гидроцилиндре, что особенно важно в режиме опускания рабочего орудия.

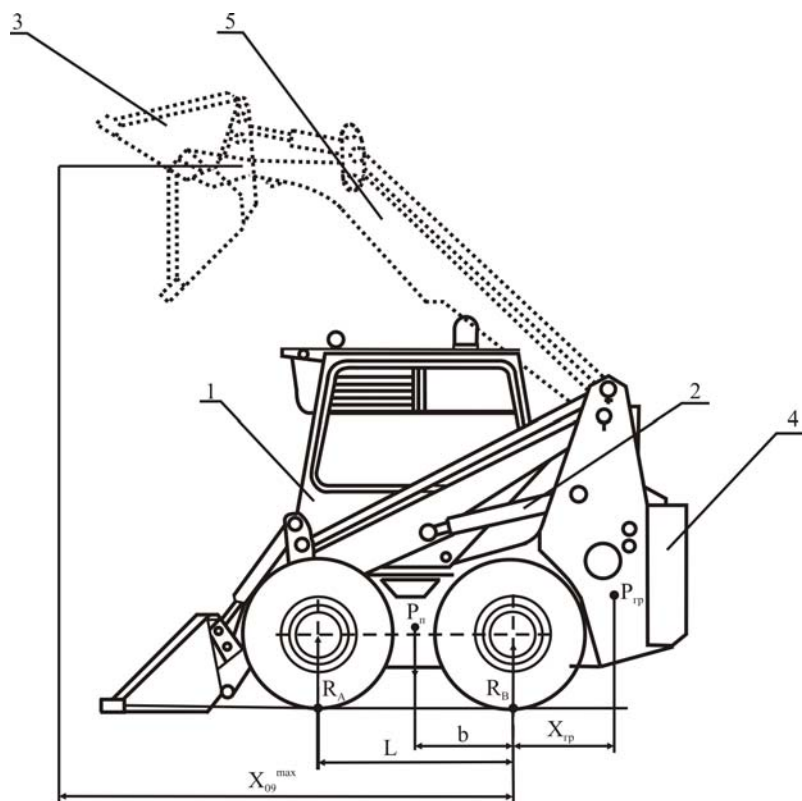


Рис. 1. Схема движения ПНУ с ковшом погрузчика «Амкодор 208В»: 1 – кабина погрузчика; 2 – механизм подъема стрелы; 3 – ковш (рабочее орудие); 4 – топливный бак; 5 – стрела

Математическая модель гидропривода ПНУ с переменной нагрузкой на силовом гидроцилиндре подробно изложена в работе [4]. Следует отметить, что в установившемся режиме подъема стрелы грузоподъемность ПНУ пропорциональна величине установившегося давления в гидроцилиндре МПС со стороны нагнетающей магистрали. Это давление определяется внешней нагрузкой, причем его максимум ограничивается настройкой предохранительного клапана ( $p_{пк}$ ), а также потерями давления на дросселе ( $\Delta p_{др}$ ) и в гидромагистрالی ( $\Delta p_{гм}$ ):

$$p_{гц}^{max} = p_{пк} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{гм}). \quad (1)$$

Аналитическое исследование механизмов ПНУ было выполнено на основе метода векторных контуров [1], разработанного В. А. Зиновьевым (рис. 2). Так, в результате геометрического анализа МПС были получены аналитические выражения для координат центра тяжести стрелы  $S_3$  и оси подвеса стрелы (центр шарнира  $\Pi_{09}$ ) в зависимости от обобщенной координаты  $S$ :

$$X_{S_3}(S) = X_{03} + L_{S_3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (2)$$

$$Y_{S_3}(S) = Y_{03} + L_{S_3} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi]; \quad (3)$$

$$X_{09}(S) = X_{03} + L_{39} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1]; \quad (4)$$

$$Y_{09}(S) = Y_{03} + L_{39} \cdot \sin[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1], \quad (5)$$

где  $\Delta\varphi$  – угол между векторами  $\vec{L}_3$  и  $\vec{L}_{S_3}$ ;  $\Delta\varphi_1$  – угол между векторами  $\vec{L}_3$  и  $\vec{L}_{39}$ .

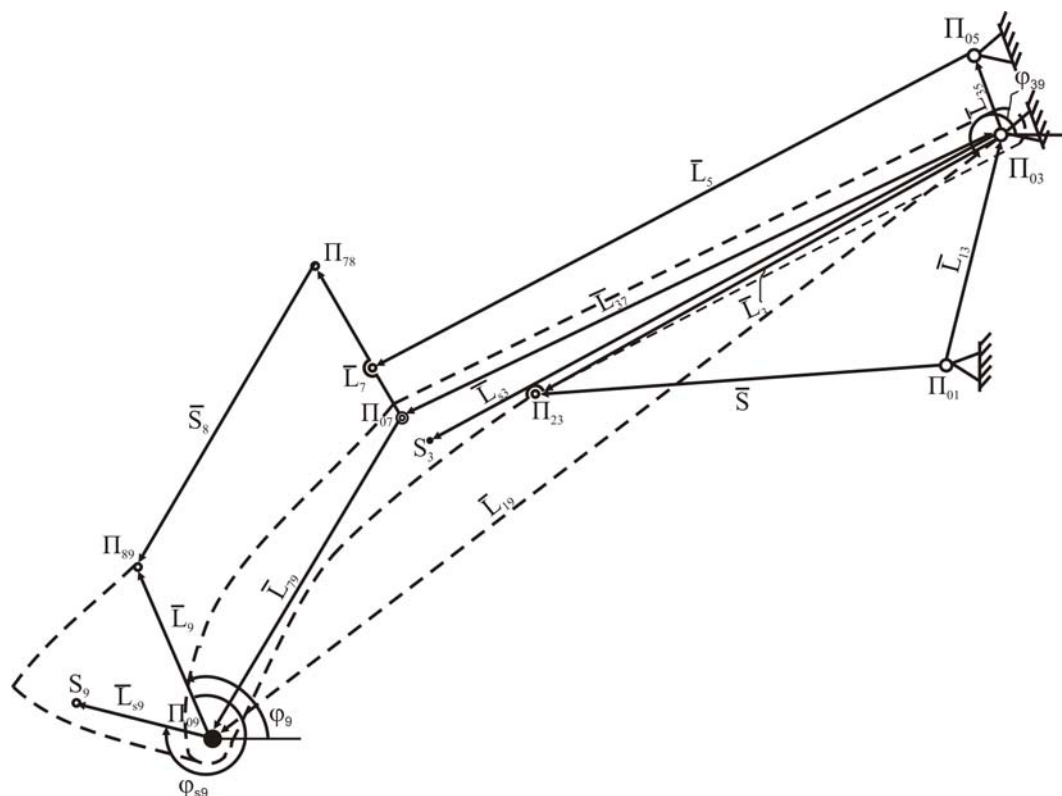


Рис. 2. Векторная интерпретация механизмов подъема стрелы и поворота траверсы

Затем, по результатам анализа МПТ были определены координаты центра тяжести рабочего орудия (точка  $S_9$ ) в зависимости от обобщенных координат  $S$ ,  $S_8$ :

$$X_{S_9}(S, S_8) = X_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \cos[\varphi_9(S_8) + \varphi_{S_9}]; \quad (6)$$

$$Y_{S_9}(S, S_8) = Y_{09}(S) + L_{S_9} \cdot \sin[\varphi_9(S_8) + \varphi_{S_9}], \quad (7)$$

где  $\varphi_9$  – угол, образуемый вектором  $\vec{L}_9$  (геометрическая модель траверсы) в правой декартовой системе координат;  $\varphi_{S_9}$  – угол между векторами  $\vec{L}_9$  и  $\vec{L}_{S_9}$  в момент начала движения закрепленного на траверсе рабочего орудия.

Влияние МПС и МПТ на изменение координат центра тяжести рабочего орудия аналитически связано с изменением независящих друг от друга обобщенных координат  $S$  и  $S_8$ . Причем первая изменяет положение оси подвеса стрелы ( $\Pi_{09}$ ) относительно корпуса погрузчика, а вторая – положение траверсы ( $L_9$ ) относительно стрелы и оси подвеса.

Понятие грузоподъемности ПНУ погрузчика здесь вводится по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора или другого мобильного энергоносителя [3]. В частности, грузоподъемность ПНУ трактора определяется массой поднимаемого груза

( $m$ ) при максимальной величине усилия на штоке гидроцилиндра механизма навески  $F_{шт}^{max}$  :

$$m = \frac{F_{шт}^{max} \cdot \eta_{МН}}{g \cdot I_S}, \quad (8)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $I_S$  – передаточное число механизма навески;  $\eta_{МН}$  – КПД механизма навески.

Передаточное число механизма навески представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины или кинематическую передаточную функцию первого порядка [5], зависящую только от внутренних параметров механизма навески. Максимально возможная сила на штоке гидроцилиндра МПС определяется по выражению

$$F_{шт}^{max} = p_{гц}^{max} \cdot F_n, \quad (9)$$

где  $F_n$  – площадь поршня со стороны напорной магистрали.

В выражении (9) верхняя граница  $p_{гц}^{max}$  определяется по формуле (1).

В приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузке –  $m \cdot g \cdot I_S$ , которая получена из выражения (8), не учитываются возникающие в момент начала подъема силы инерции и масса звеньев механизма навески [3]. Практика эксплуатации показывает, что для погрузчика, с одной стороны, невозможно пренебречь массой стрелы, а с другой – можно не учитывать силы инерции звеньев вследствие относительной краткости переходного процесса в нагруженном гидроприводе и относительной тихоходности МПС (процесс подъема стрелы продолжается 5,3 с).

С учетом принятых допущений из выражения (8) получим уравнение установившегося движения двух одинаково нагруженных поршней силовых гидроцилиндров:

$$m_{по} \cdot g \cdot I_{S9} + m_{стр} \cdot g \cdot I_{S3} = 2 \cdot F_{шт}^{max} \cdot \eta_{МПС}, \quad (10)$$

где  $I_{S9}, I_{S3}$  – аналоги вертикальной скорости характерных точек – центров тяжести рабочего орудия и стрелы ПНУ, КПД МПС при этом считается заданным.

Передаточное число МПС ( $I_{S9}$ ) и аналог вертикальной скорости центра тяжести, закрепленного на траверсе рабочего орудия – синонимы. Аналоги вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ получают дифференцированием по независимой переменной  $t$  выражений (3), (5), (7), разделив затем результаты на независимые друг от друга  $\dot{S}_7, \dot{S}_8$  соответственно:

$$I_{S3}(S) = \varphi'_3(S) \cdot L_{S3} \cdot \cos[\varphi_3(S) + \Delta\varphi_1]; \quad (11)$$

$$I_{09}(S) = \varphi'_3(S) \cdot L_{39} \cdot \cos(\varphi_{39}(S)); \quad (12)$$

$$I_{S9}(S, S_8) = I_{09}(S) + \varphi'_9(S_8) \cdot L_{S9} \cdot \cos(\varphi_9(S_8) + \varphi_{S9}), \quad (13)$$

где  $\varphi'_3(S)$  и  $\varphi'_9(S_8)$  – аналоги угловой скорости звеньев  $L_3$  и  $L_9$  [5];  $I_{09}(S)$  – аналог вертикальной скорости оси подвеса стрелы.

Поскольку аналоги вертикальных скоростей характерных точек изменяются в зависимости от текущего положения звеньев МПС и МПТ, то и грузоподъемность

ПНУ –  $G(S, S_8)$  в диапазоне изменения обобщенных координат  $(S, S_8)$ , как это следует из уравнения (10), будет величиной переменной:

$$G(S, S_8) = \frac{2 \cdot p_{\text{гц}}^{\text{max}} \cdot F_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{МПС}}}{g \cdot \left[ I_{S_9}(S, S_8) + I_{S_3}(S) \cdot \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{по}}} \right]}. \quad (14)$$

Разработчика минипогрузчика интересует, как правило, минимальное значение грузоподъемности, поскольку рабочее орудие такого веса устойчиво перемещается подъемно-навесным устройством во всем диапазоне изменения обобщенных координат  $(S, S_8)$ . В положении максимального удаления ковша от оси заднего моста погрузчика аналог вертикальной скорости центра тяжести рабочего орудия – наиболее влиятельный выходной параметр МПС. Грузоподъемность ПНУ можно рассматривать как его обобщенный критерий оптимальности, зависящий, с одной стороны, от параметров гидропривода – давления в гидроцилиндре и площади его поршня со стороны напорной магистрали, а с другой – от параметров механизмов ПНУ и рабочего орудия – их масс, кинематических передаточных функций первого порядка и КПД.

Интересно проанализировать связь между грузоподъемностью ПНУ и управляемостью мобильного агрегата, когда центр тяжести рабочего орудия максимально удален от центра тяжести погрузчика, т. е. когда МПС и МПТ одновременно обеспечивают  $X_{09}^{\text{max}}$  и  $X_{S_9}^{\text{max}}$  (рис. 1). В этом положении грузоподъемность ПНУ однозначно определяется из выражения

$$G(S^*, S_8^*) = \frac{2 \cdot p_{\text{гц}}^{\text{max}} \cdot F_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{МПС}}}{g \cdot \left[ I_{S_9}(S^*, S_8^*) + I_{S_3}(S^*) \cdot \frac{m_{\text{стр}}}{m_{\text{по}}} \right]}. \quad (15)$$

Значения  $S^*, S_8^*$  здесь соответствуют максимальному удалению шарнира  $\Pi_{09}$  и центра тяжести рабочего орудия от точек контакта  $(A, B)$  колес погрузчика с горизонтальной опорной поверхностью.

В этом положении опрокидывающий момент относительно точки  $A$ , создаваемый весом рабочего орудия, приобретает максимальное значение. Из практики эксплуатации «Амкодор 208В» и по аналогии с с/х агрегатами было принято, что для устойчивого управления движением мобильного агрегата часть его веса, приходящая на задний мост (точка  $B$ ), должна составлять не менее 20 % [6]. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно опорного колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (рис. 1), вместе с упомянутым выше ограничением получим систему, состоящую из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{\Pi} \cdot (L - b) - P_{\text{по}} \cdot (X_{S_9}^{\text{max}} - L)}{L}; \\ R_B \geq 0,2 \cdot (P_{\Pi} + P_{\text{по}}). \end{cases} \quad (16)$$

В результате ее решения получим условие управляемости агрегата, налагающее ограничение на массу навешиваемого рабочего орудия:

$$m_{\text{по}} \leq \frac{P_{\Pi} \cdot (4L - 5b)}{g \cdot (5X_{S_9}^{\text{max}} - 4L)}. \quad (17)$$

Использование противовеса (например, дополнительного бака с топливом), расположенного со стороны наиболее удаленного от оси подвеса стрелы колеса, повышает продольную устойчивость агрегата. Повторив операцию составления и решения модифицированной с учетом противовеса системы получим:

$$\begin{cases} R_B = \frac{P_{\Pi} \cdot (L - b) - P_{po} \cdot (X_{S9}^{\max} - L) + P_{гр} \cdot (L + X_{гр})}{L}; \\ R_B \geq 0,2 \cdot (P_{\Pi} + P_{po} + P_{гр}). \end{cases} \quad (18)$$

В результате решения системы (17) получаем условие управляемости агрегата, увеличивающее массу ( $m_{po}^*$ ) агрегируемого с погрузчиком рабочего орудия:

$$m_{po}^* \leq \frac{P_{уэс} \cdot (4L - 5b) + P_{гр} \cdot (4L + 5X_{гр})}{g \cdot (5X_{S9}^{\max} - 4L)}. \quad (19)$$

Рабочее орудие, имеющее с позиций грузоподъемности ПНУ минимальную массу, в процессе подъема может нарушить управляемость мобильного агрегата. Грузоподъемность мобильного агрегата всегда меньше грузоподъемности ПНУ, поскольку она ограничивается требованием управляемости мобильного агрегата. В самом деле, установив в МПС гидроцилиндры с большей площадью сечения поршня, можно увеличить грузоподъемность ПНУ, но это не изменит соотношение параметров, определяющих управляемость мобильного агрегата. Итак, грузоподъемность погрузчика как критерий качества его агрегирования с рабочим орудием определяется одновременно:

- параметрами гидропривода ПНУ;
- величинами аналогов вертикальных скоростей характерных точек МПС и МПТ;
- массово-геометрическими параметрами мобильного агрегата и его развесовкой.

### Заключение

Таким образом, навесоспособность погрузчика определяется грузоподъемностью ПНУ, а ограничивается параметром управляемости мобильного агрегата.

Расчетная грузоподъемность ПНУ для «Амкодор 208В» на оси подвеса составляет 12 кН, т. е. при закреплении на опорной поверхности наиболее удаленных от оси подвеса колес развиваемое на оси подвеса усилие, например, при корчевании пней, может достигать величины порядка 12 кН. С учетом развесовки погрузчика и при условии обеспечения давления не менее 20 % от веса агрегата на наиболее удаленные колеса грузоподъемность погрузчика (условно полагая вес рабочего орудия сосредоточенным на оси подвеса) составила 6,7 кН. Практика эксплуатации подтверждает рекомендации, полученные при помощи математического моделирования. В результате погрузчик устойчиво манипулирует самым нагруженным из агрегируемых с ним рабочих орудий – вилами грузовыми.

Полученное формализованное описание процесса подъема навесной машины позволяет рассчитывать грузоподъемность погрузчика в автоматизированном режиме и обоснованно расширять шлейф агрегируемых с ним рабочих машин и орудий. Методика анализа и полученные аналитические выражения (14)–(19) могут быть использованы также для исследования грузоподъемности других ПНУ и мобильных агрегатов, например:

- погрузчика с бортовым поворотом «Амкодор 211»;
- машины коммунально-строительной многоцелевой МКСМ-800..

**Литература**

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1988. – 640 с.
2. Попов, В. Б. Математическое обеспечение автоматизированного проектирования подъемно-навесных устройств погрузчиков / В. Б. Попов, В. А. Довгяло, // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса : тр. междунар. науч.-практ. конф., Гомель, 2001. – С. 91–92.
3. Тракторы : учеб. пособие для втузов. Ч. 3. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1981. – 383 с.
4. Попов, В. Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины / В. Б. Попов // Современные проблемы машиноведения : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель, 1998. – С. 80–83.
5. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та имени П. О. Сухого, 2000. – № 2. – С. 25–29.
6. Машины сельскохозяйственные, навесные и прицепные. Общие требования безопасности : ГОСТ 12.2.111–85.

*Получено 17.04.2009 г.*