



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 631.354.2.076

О.В. РЕХЛИЦКИЙ; Ю.В. ЧУПРЫНИН, канд. техн. наук
ОАО «Научно-технический центр комбайностроения», г. Гомель, Республика Беларусь

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРОВ МОБИЛЬНОЙ КОРМОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА

Представлено математическое описание рычажного механизма уравнивания адаптеров мобильной кормоуборочной машины векторным способом, математическое описание системы «гидроцилиндр — пневмогидроаккумулятор» для блока аккумуляторов с одинаковым и разным давлением зарядки газа. Приведена методика расчета характеристики уравнивания адаптера мобильной кормоуборочной машины для системы с использованием пневмогидроаккумулятора. Выявлены зависимости влияния различных факторов на характеристику уравнивания. Построение характеристики уравнивания проиллюстрировано на примере трех разных адаптеров, существенно отличающихся массовыми и геометрическими параметрами. На основе анализа воздействия различных факторов сформулированы критерии подбора параметров системы уравнивания.

Ключевые слова: механизм, система, гидроцилиндр, пневмогидроаккумулятор, давление, векторный способ, копирование, опорная реакция

Введение. Для обеспечения качественного технологического процесса заготовки кормов мобильной кормоуборочной машиной с минимальными потерями необходимо обеспечить заданную постоянную высоту рабочих органов адаптера относительно опорной поверхности поля. Учитывая, что поверхность поля имеет естественные неровности, для обеспечения постоянства высоты рабочих органов необходимо обеспечить возможность копирования адаптером рельефа поля. Копируя рельеф, адаптер передвигается в вертикальном направлении относительно рамы кормоуборочной машины, опираясь на поверхность поля посредством копирующих элементов. Адаптеры кормоуборочной машины имеют значительную массу, и перенос всей этой массы на опорные элементы недопустим, так как это приведет к значительному увеличению сопротивления передвижению, нарушению управляемости, разрушению верхнего слоя почвы и, как следствие, к нарушению технологического процесса. Именно поэтому задача обеспечения допустимой величины опорной реакции является одной из важных и актуальных задач повышения эффективности мобильных кормоуборочных машин.

Постановка задачи. С целью снижения нагрузки на опорные элементы адаптера до необходимого уровня применяют системы уравнивания,

которые, перенося значительную часть массы адаптера на раму кормоуборочной машины, снижают величину нагрузки на опорные элементы до допустимой величины, обеспечивая при этом постоянный контакт опорных элементов с почвой.

В специальной технической литературе и в научных публикациях широко освещены навесные устройства самоходных сельскохозяйственных машин, посредством которых осуществляется агрегатирование с адаптером [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Однако недостаточно внимания уделено механизмам уравнивания адаптеров. Немногочисленные, рассмотренные в научных публикациях [1, 7], механизмы уравнивания в качестве упругого элемента используют пружины растяжения. В то же время в технической литературе практически отсутствует математическое описание механизмов уравнивания с применением пневмогидроаккумуляторов (ПГА).

Механизмы на основе ПГА в последнее время получили широкое распространение в качестве систем уравнивания адаптеров на мобильных кормоуборочных машинах, в том числе и отечественного производства. В качестве упругого элемента в таких механизмах используется гидроцилиндр (ГЦ) с присоединенным к нему пневмогидроаккумулятором (ПГА).

Наиболее распространенной схемой системы уравнивания с применением ПГА на кормоворобочных машинах является схема, показанная на рисунке 1.

В схеме, приведенной на рисунке 1, адаптер жестко присоединен к питающе-измельчающему аппарату (ПИА) и совершает копирование профиля поля за счет качания совместно с ПИА вокруг шарнира, расположенного на оси вращения вала измельчающего барабана. Такая схема получила широкое распространение не только благодаря минимальному количеству используемых элементов и простоте компоновки на комбайне. Качание ПИА совместно с адаптером вокруг оси вращения измельчающего аппарата позволяет иметь постоянный зазор между подающими вальцами питающего аппарата и ножами ротора измельчителя, а жесткое соединение адаптера с ПИА позволяет организовать стационарно зону перехода технологической массы из адаптера в питающий аппарат.

В системах этого типа для разгрузки опорных элементов адаптера используются те же ГЦ, которые осуществляют подъем и перевод адаптера в транспортное положение. Отсюда и первое неоспоримое преимущество этих систем — нет необходимости иметь два исполнительных элемента: установленный ГЦ выполняет роль и разгрузки адаптера при осуществлении технологического процесса в диапазоне копирования, и поднимает адаптер в транспортное положение. Вторым преимуществом этих механизмов является то, что система «ГЦ — ПГА», являясь упругим элементом, имеет непостоянную и нелинейную жесткость и это качество позволяет подбирать необходимую характеристику изменения реакции на опорных элементах адаптера.

Данная система уравнивания функционирует следующим образом. Адаптер вместе с ПИА опускается до касания опорными элементами поверхности поля, после чего в систему «ГЦ — ПГА» подается жидкость до тех пор, пока давление в системе за счет сжатия газа в ПГА не достигнет заданной величины, рекомендованной для использования этого

конкретного адаптера на этом типе почвы. После этого гидрораспределитель переводится в замкнутое положение, перекрывая выход поданной в «ГЦ — ПГА» жидкости. При движении по полю в процессе копирования неровностей ГЦ меняет свою длину, и жидкость перемещается из ГЦ в ПГА и обратно. При увеличении длины ГЦ давление в ПГА и во всей замкнутой гидросистеме падает, при уменьшении длины ГЦ давление увеличивается. Пропорционально изменению давления в ПГА и ГЦ меняется и удерживающее действие механизма уравнивания.

Для математического описания системы уравнивания целесообразно воспользоваться векторным методом [8, 9, 10].

Основой рассматриваемого метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора в вектор, который может быть получен из исходного путем поворота его на некоторый угол в заданном направлении в рассматриваемой плоскости:

$$\text{Turn}V(\vec{Vec}, \alpha) = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) & 0 \\ \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Vec_x \\ Vec_y \\ Vec_z \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где \vec{Vec} — поворачиваемый вектор; α — угол поворота исходного вектора. Значение угла α принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки, а при повороте по часовой стрелки — со знаком «-».

Выражение (1) означает, что новый вектор может быть получен из вектора \vec{Vec} путем его поворота на угол α в рассматриваемой плоскости. Полученный вектор будет иметь длину, равную исходному вектору, но другое направление.

Для получения повернутого в плоскости вектора, имеющего длину, не равную исходному поворачиваемому вектору, необходимо полученный с помощью выражения (1) вектор умножить на его длину и разделить на модуль исходного вектора. Это преобразование можно записать в виде выражения

$$\text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{Vec}, \alpha, L_{new}) = \text{Turn}V(\vec{Vec}, \alpha) \cdot \frac{L_{new}}{|\vec{Vec}|}, \quad (2)$$

где L_{new} — длина нового вектора.

Определение величин углов, на которые необходимо поворачивать известные вектора для нахождения неизвестных векторов, будем осуществлять по теореме косинусов для треугольника с известной длиной всех сторон:

$$T \cos(L_1, L_2, L_3) = \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right), \quad (3)$$

где L_1 и L_2 — стороны треугольника, прилежащие к искомому углу; L_3 — сторона треугольника, противолежащая искомому углу.

Кинематика механизма. С учетом всего вышеизложенного кинематика механизма может быть описана выражениями (4–16):

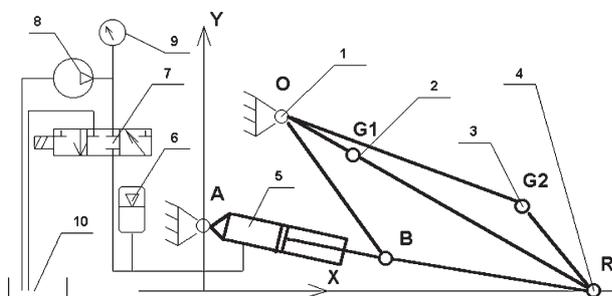


Рисунок 1 — Принципиальная схема системы уравнивания с ПГА: 1 — ось качания ПИА совместно с адаптером, она же ось вращения вала измельчающего барабана; 2 — точка G_1 — центр тяжести ПИА; 3 — точка G_2 — центр тяжести адаптера; 4 — опорный элемент адаптера; 5 — гидроцилиндр или гидроцилиндры (ГЦ); 6 — блок пневмогидроаккумуляторов (ПГА); 7 — гидрораспределитель; 8 — гидронасос; 9 — манометр; 10 — гидробак

$$h = 0 \dots L_{\max}^{\text{гп}}; \quad (4)$$

$$Lab(h) = L_{\min}^{\text{гп}} + h; \quad (5)$$

$$\vec{OA} = \vec{A} - \vec{O}; \quad (6)$$

$$\hat{A}OB(h) = T \cos(|\vec{OA}|, Lob, Lab(h)); \quad (7)$$

$$\vec{OB}(h) = TurnV_{Lnew}(\vec{OA}, \hat{A}OB, Lob); \quad (8)$$

$$\vec{OR}(h) = TurnV_{Lnew}(\vec{OB}, \hat{B}OR, Lor); \quad (9)$$

$$\vec{OG1}(h) = TurnV_{Lnew}(\vec{OB}, \hat{B}OG1, Log1); \quad (10)$$

$$\vec{OG2}(h) = TurnV_{Lnew}(\vec{OB}, \hat{B}OG2, Log2); \quad (11)$$

$$\vec{B}(h) = \vec{O} + \vec{OB}(h); \quad (12)$$

$$\vec{AB}(h) = \vec{B}(h) - \vec{A}; \quad (13)$$

$$\vec{R}(h) = \vec{O} + \vec{OR}(h); \quad (14)$$

$$\vec{G1}(h) = \vec{O} + \vec{OG1}(h); \quad (15)$$

$$\vec{G2}(h) = \vec{O} + \vec{OG2}(h). \quad (16)$$

Для проведения силового анализа и определения реакции на опорном элементе адаптера необходимо знать усилия в ГЦ, а для этого требуется разработать математическую модель системы «ГЦ — ПГА».

Математическая модель системы «ГЦ — ПГА». Рассмотрим два распространенных варианта установки блока ПГА: первый вариант — все ПГА в блоке заряжены одинаковым давлением газа и являются аналогом одного ПГА с суммарным объемом; второй вариант — все ПГА в блоке заряжены двумя разными давлениями газа и являются аналогом двух соединенных вместе ПГА с разной зарядкой газом.

Включение в гидросистему нескольких ПГА, имеющих разную величину давления зарядки газом, применяется для расширения диапазона изменения параметров системы, при которых ПГА продолжают функционировать.

Описание характеристики ПГА для этих двух вариантов будет разным, приведем поочередно описание каждого из них.

Рассмотрим работу гидросистемы по первому варианту с одним ПГА. ПГА характеризуется рабочим объемом $V_0^{\text{г}}$, и давлением зарядки газа $P_0^{\text{г}}$.

Для описания характеристики ПГА предположим, что процессы сжатия и расширения рабочего газа происходят в нем по изотермическому закону, в соответствии с которым $PV = \text{const}$ [11].

Давление газа после закачки жидкости запишем в виде

$$P_1^{\text{г}} = \begin{cases} P_1^* & \text{если } P_1^* \geq P_0^{\text{г}}; \\ P_0^{\text{г}} & \text{если } P_1^* < P_0^{\text{г}}, \end{cases} \quad (17)$$

где $P_0^{\text{г}}$ — давление зарядки ПГА газом; P_1^* — давление подаваемой в ПГА жидкости; $P_1^{\text{г}}$ — давление газа в ПГА после подачи в него жидкости, кг/см².

Объем газа в ПГА, после подачи в него жидкости в соответствии с изотермическим законом, равен

$$V_1^{\text{г}} = \frac{V_0^{\text{г}} \cdot P_0^{\text{г}}}{P_1^{\text{г}}}, \quad (18)$$

где $V_0^{\text{г}}$ — объем газа в ПГА после его зарядки газом (рабочий объем); $V_1^{\text{г}}$ — объем газа в ПГА после подачи в него жидкости.

Объем газа в ПГА после подачи в него дополнительного известного объема жидкости выражается следующим соотношением

$$V_2^{\text{г}} = V_1^{\text{г}} - \Delta V^* = \frac{V_0^{\text{г}} \cdot P_0^{\text{г}}}{P_1^{\text{г}}} - \Delta V^*, \quad (19)$$

где ΔV^* — поданный в ПГА объем жидкости; $V_2^{\text{г}}$ — объем газа в ПГА после подачи в него порции жидкости.

Давление в гидросистеме с учетом известного количества поступившей в ПГА жидкости определяется выражением

$$P_2^* = \frac{P_1^{\text{г}} \cdot V_1^{\text{г}}}{V_2^{\text{г}}}; \quad (20)$$

где P_2^* — давление в гидросистеме.

С учетом выражений (18) и (19) выражение (20) запишем в следующем окончательном виде:

$$P_2^* = \begin{cases} \frac{V_0^{\text{г}} \cdot P_0^{\text{г}} \cdot P_1^{\text{г}}}{V_0^{\text{г}} \cdot P_0^{\text{г}} - \Delta V^* \cdot P_1^{\text{г}}} & \text{если } \Delta V^* < V_0^{\text{г}}; \\ 0 & \text{если } \Delta V^* \geq V_0^{\text{г}}, \end{cases} \quad (21)$$

Как видно из (21), блок ПГА выключается из работы гидросистемы тогда, когда давление в гидросистеме падает ниже давления зарядки газом, а при увеличении количества поступающей в него жидкости резко растет. Зона наиболее благоприятного использования конкретного ПГА будет находиться в средней части, где характеристика изменения давления имеет небольшой рост.

Рассмотрим работу гидросистемы по второму варианту с двумя ПГА соединенными в один блок и имеющими разную зарядку газом. Давление газа в I-го и II-го ПГА после подачи в них жидкости определяется выражениями (22) и (23):

$$P_1^{\text{I}} = \begin{cases} P_1^* & \text{если } P_1^* \geq P_0^{\text{I}}; \\ P_0^{\text{I}} & \text{если } P_1^* < P_0^{\text{I}}, \end{cases} \quad (22)$$

$$P_1^{\text{II}} = \begin{cases} P_1^* & \text{если } P_1^* \geq P_0^{\text{II}}; \\ P_0^{\text{II}} & \text{если } P_1^* < P_0^{\text{II}}, \end{cases} \quad (23)$$

где P_0^{I} и P_0^{II} — давление зарядки I-го и II-го ПГА газом соответственно; P_1^* — давление подаваемой в блок ПГА жидкости; P_1^{I} и P_1^{II} — давление газа в каждом ПГА после подачи в него жидкости соответственно.

Объем газа в I-м и II-м ПГА, после подачи в них жидкости в соответствии с принятым изотермическим законом определяется выражениями:

$$V_1^{rI} = \frac{V_0^{rI} \cdot P_0^{rI}}{P_1^{rI}}; \quad (24)$$

$$V_1^{rII} = \frac{V_0^{rII} \cdot P_0^{rII}}{P_1^{rII}}, \quad (25)$$

где V_0^{rI} и V_0^{rII} — рабочий объем I-го и II-го ПГА соответственно; V_1^{rI} и V_1^{rII} — объем газа в I-м и II-м ПГА соответственно после подачи в них жидкости.

Суммарный объем газа в двух ПГА после подачи в них жидкости под давлением, равным большому из двух давлений зарядки газом, определяется выражением

$$V_1^{r\Sigma} = V_0^{rI} + \frac{V_0^{rII} \cdot P_0^{rII}}{P_0^{rI}}, \quad (26)$$

где $V_1^{r\Sigma}$ — суммарный объем газа в двух ПГА при указанных условиях.

Отобранный суммарный объем жидкости ΔV_1^* двумя ПГА из системы при изменении давления от P_0^{rI} до P_1^* определяется выражением

$$\Delta V_1^* = V_1^{r\Sigma} - V_1^{rI} - V_1^{rII}. \quad (27)$$

Отобранный суммарный объем жидкости ΔV_2^* двумя ПГА из системы при изменении давления от P_0^{rII} до P_1^* определяется выражением

$$\Delta V_2^* = V_0^{rI} - V_1^{rI} + V_0^{rII} - V_1^{rII}. \quad (28)$$

Объем газа $V_2^{r\Sigma}$ в двух ПГА при их совместной работе, когда из них вышел заданный объем жидкости ΔV^* определяется выражением

$$V_2^{r\Sigma} = V_1^{r\Sigma} + \Delta V^* - \Delta V_1^*. \quad (29)$$

Давление в гидросистеме при работе двух аккумуляторов одновременно определяется выражением

$$P_2^{*\Sigma} = \frac{V_1^{r\Sigma} \cdot P_1^*}{V_2^{r\Sigma}}, \quad (30)$$

где $P_2^{*\Sigma}$ — искомое давление в гидросистеме в том диапазоне изменения параметров системы, когда оба ПГА участвуют в работе.

Объем газа в одном из двух ПГА (втором) V_2^{rII} , имеющем меньшее давление зарядки газом P_0^{rII} , когда он работает самостоятельно, а второй ПГА, имеющий большее давление зарядки газом, из работы уже выключился, при отборе из него порции жидкости ΔV^* определяется

$$V_2^{*II} = V_1^{rII} + \Delta V^* - V_0^{rI} + V_1^{rI}. \quad (31)$$

Давление в гидросистеме P_2^{*II} при работе только одного, имеющего меньшее давление зарядки газом ПГА, определяется выражением

$$P_2^{*II} = \frac{V_1^{rII} \cdot P_1^*}{V_2^{*II}}. \quad (32)$$

Общее выражение для определения давления в гидросистеме, в которой установлен блок из двух ПГА, имеющих разное давление зарядки газом, для всех возможных ситуаций при отборе из блока порции жидкости ΔV^* определяется выражением

$$P_2^* = \begin{cases} P_2^{*\Sigma} = \frac{V_1^{r\Sigma} \cdot P_1^*}{V_2^{r\Sigma}} & \text{если } \Delta V^* < \Delta V_1^*; \\ P_2^{*II} = \frac{V_1^{rII} \cdot P_1^*}{V_2^{*II}} & \text{если } \Delta V_2^* > \Delta V^* \geq \Delta V_1^*; \\ 0 & \text{если } \Delta V^* \geq \Delta V_2^*. \end{cases} \quad (33)$$

Выражение (33) универсально и его можно использовать для описания работы блока ПГА с одинаковой зарядкой газом, задавая нулевую величину объема отсутствующих аккумуляторов. Однако при описании блока ПГА с одинаковой зарядкой целесообразно пользоваться выражением (21) чтобы не перегружать математическую модель.

Силовой анализ механизма. На первом этапе силового анализа необходимо установить опорный элемент адаптера на условный горизонт, т. е. определить длину $Lab(h)$ и ход h гидроцилиндра в положении, когда точка R находится на условном горизонте.

Под условным горизонтом подразумевается горизонтальная теоретическая линия, совпадающая с горизонтальной осью координат. Эта линия является номинальной опорной поверхностью комбайна, стоящего на колесах с номинальным статическим радиусом в положении, в котором были определены координаты неподвижных точек механизма O и A .

Задавшись вертикальной координатой точки R , равной нулю, и используя кинематические зависимости (4...16) можно определить длину Lab^{top} и ход h^{top} гидроцилиндра в положении механизма на условном горизонте.

Запишем выражения для силового анализа. Плечо гидроцилиндра относительно точки качания можно определить с помощью векторного произведения вектора \vec{OB} на направление (орт) вектора гидроцилиндра \vec{AB} и взяв от него составляющую по оси Z :

$$Hab(h) = (\vec{OB}(h) \times \text{ort}(\vec{AB}(h)))_Z. \quad (34)$$

В выражении (34) плечо гидроцилиндра $Hab(h)$, определенное с использованием векторного произведения векторов, является аналогом крутящего момента, где роль силы выполняет единичный орт вектора гидроцилиндра. Именно поэтому для получения плеча гидроцилиндра в виде скалярной величины необходимо взять составляющую по оси Z этого выражения. Рассматриваемый механизм является плоским и поэтому, если все исходные данные заданы правильно, первые две составляющие X и Y этого выражения должны быть равны нулю. Использование векторного произведения для получения плеча гидроцилиндра позволяет сразу автоматически определить знак искомого силового фактора.

Для определения потребного давления закачиваемой на горизонте жидкости в блок ПГА необхо-

димом задаться допустимой величиной реакции на опорном элементе $[F_R^{\text{доп}}]$. Величина давления $P_{\text{ж}}^{\text{гор}}$ примет вид:

$$P_{\text{ж}}^{\text{гор}} = \frac{g \cdot (m_1 \cdot \vec{OG1}_x(h^{\text{гор}}) + m_2 \cdot \vec{OG2}_x(h^{\text{гор}})) - [F_R^{\text{доп}}] \cdot \vec{OR}_x(h^{\text{гор}})}{Hab(h^{\text{гор}}) \cdot 0,25 \cdot (\pi \cdot D_{\text{гц}}) \cdot N_{\text{гц}}}, \quad (35)$$

где m_1 и m_2 — массы ПИА и адаптера соответственно; g — ускорение свободного падения; $\vec{OG1}_x(h^{\text{гор}})$, $\vec{OG2}_x(h^{\text{гор}})$, $\vec{OR}_x(h^{\text{гор}})$ — горизонтальные составляющие соответствующих векторов, которые одновременно являются плечами действия вертикальных сил тяжести и реакции опорного элемента адаптера; $Hab(h^{\text{гор}})$ — плечо гидроцилиндра на горизонте; $D_{\text{гц}}$ — диаметр поршня гидроцилиндра; $N_{\text{гц}}$ — количество гидроцилиндров.

Количество отбираемой жидкости $\Delta V^*(h)$ из блока ПГА относительно положения на горизонте, когда в систему была подана жидкость под определенным из выражения (35) давлением, равно

$$\Delta V^*(h) = (h - h^{\text{гор}}) \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot D_{\text{гц}} \cdot N_{\text{гц}}. \quad (36)$$

Теперь, зная величину $P_{\text{ж}}^{\text{гор}}$ из выражения (35) и величину $\Delta V^*(h)$ из выражения (36), используя выражение (33), описывающее характеристику системы «ГЦ — ПГА» с учетом разной зарядки газом в одном блоке, можно получить значение давления жидкости в гидросистеме во всем диапазоне копирования $P_{\text{ж}}(h) = f(V01, P01, V02, P02, P_{\text{ж}}^{\text{гор}}, \Delta V^*(h))$.

Зная это давление, из выражения (37) получим суммарную силу в гидроцилиндрах и с ее учетом из выражения (38) величину опорной реакции

$$F_{\text{гц}}(h) = P_{\text{ж}}(h) \cdot \frac{(\pi \cdot D_{\text{гц}})}{4} \cdot N_{\text{гц}}; \quad (37)$$

$$F_R(h) = \frac{g \cdot (m_1 \cdot \vec{OG1}_x(h) + m_2 \cdot \vec{OG2}_x(h)) - Hab(h) \cdot F_{\text{гц}}(h)}{\vec{OR}_x(h)}, \quad (38)$$

где $F_{\text{гц}}(h)$ — сила гидроцилиндров.

Для оценки влияния трения в гидроцилиндре на величину опорной реакции введем добавку к давлению в гидросистеме, равную давлению страгивания гидроцилиндра $\Delta P_{\text{тр}}$ (39). При движении адаптера вверх при копировании трение будет условно уменьшать давление в гидросистеме на величину $\Delta P_{\text{тр}}$ и тем самым увеличивать опорную реакцию, при движении вниз — трение будет увеличивать давление и уменьшать реакцию:

$$P_{\text{ж}}(h) = f(V01, P01, V02, P02, P_{\text{ж}}^{\text{гор}}, \Delta V^*(h)) \pm \Delta P_{\text{тр}}. \quad (39)$$

Для определения влияния сил трения в шарнирах на изменение опорной реакции необходимо путем силового анализа определить реакцию в конкретном шарнире, умножив ее на радиус трения получить момент трения и, через передаточное отношение, определить влияние этого момента трения на опорную реакцию, подставив эту добавку в выражение (38) со знаком плюс или минус в зави-

симости от того движется адаптер вверх или вниз, т. е. помогает ли этот момент удерживать адаптер или препятствует этому.

Наиболее значимым для данной схемы является шарнир O качания ПИА с адаптером. Для такой компоновки, когда, во-первых, на нем висит значительная масса технологических органов комбайна, во-вторых, сквозь него проходит цапфа измельчающего барабана, этот шарнир должен обладать значительными размерами и поэтому трение в этом шарнире оказывает существенное влияние на величину опорной реакции.

Шарнир O является точкой качания ПИА с адаптером, поэтому момент трения в этом шарнире можно подставлять в выражение (38) без передаточного отношения, т. к. это выражение получено из суммы моментов вокруг шарнира O .

Реакцию в шарнире O можно получить путем сложения векторов всех внешних сил, действующих на ПИА с адаптером (40). Внешними силами для этого звена являются сила гидроцилиндра, силы тяжести ПИА и адаптера и опорная реакция. Тогда момент трения $M_{O_{\text{тр}}}(h)$ в шарнире O может быть определен из выражения (41)

$$\vec{F}_O(h) = \text{ort}(AB(h)) \cdot F_{\text{гц}}(h) + \text{ort}(-\vec{Y}) \cdot (g \cdot (m_1 + m_2) - F_R(h)); \quad (40)$$

$$M_{O_{\text{тр}}}(h) = |\vec{F}_O| \cdot R_{O_{\text{тр}}} \cdot f_{\text{тр}}, \quad (41)$$

где $R_{O_{\text{тр}}}$ — радиус трения в шарнире O ; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения.

Для учета влияния трения в шарнирах A и B , которые не являются точкой качания звена ПИА с адаптером, необходимо вычислить передаточную функцию между углами поворота звеньев в этих шарнирах и обобщенной координатой. Легче всего осуществить нахождение передаточной функции путем численного дифференцирования взаимного угла поворота звеньев в этих шарнирах по обобщенной координате.

Как показала практика, с учетом того, что для данного исполнения механизма размеры шарниров A и B , которые являются проушинами гидроцилиндра со встроенными в них шаровыми опорами, значительно меньше размеров шарнира O , углы поворота в этих шарнирах незначительные и коэффициент трения ниже за счет наличия смазки в шаровых опорах, влиянием трения в этих шарнирах при анализе данного механизма можно пренебречь.

Критерии подбора параметров системы. При подборе параметров механизма необходимо руководствоваться тем, что для обеспечения устойчивого технологического процесса при копировании профиля поля, исключения автоколебаний и минимизации эффекта самоусиления требуется, чтобы реакция на опорных элементах адаптера при его движении вверх увеличивалась, а при движении

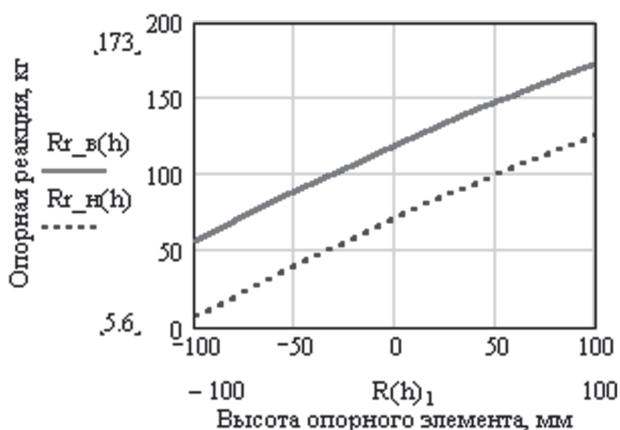
вниз уменьшалась. Причем, желательно, чтобы закон изменения опорной реакции был нелинейным.

Растущий нелинейный характер изменения опорной реакции обеспечивается, с одной стороны, за счет правильного подбора геометрических параметров рычажного механизма, с другой стороны, за счет характеристики самого ПГА.

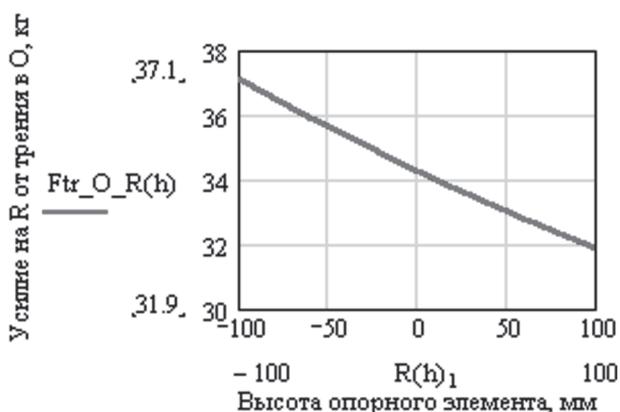
При подборе давления закачки жидкости на горизонте для каждого адаптера необходимо руководствоваться не только требуемой величиной опорной реакции, но и тем условием, чтобы с учетом имеющегося в системе гистерезиса при движении вниз не происходило зависания адаптера во всем диапазоне копирования, т. е. чтобы величина опорной реакции не становилась отрицательной.

Проиллюстрируем настройку механизма, схема которого показана на рисунке 1, для трех адаптеров. В системе имеется два блока ПГА, в каждом из которых по два ПГА объемом 2 л, первый блок заряжен газом под давлением 50 кг/см², второй — 25 кг/см². Вес ПИА — 1500 кг.

На рисунке 2 а показана характеристика изменения опорной реакции на каждом из двух опорных элементов для адаптера № 1, имеющего массу 2 000 кг.



а



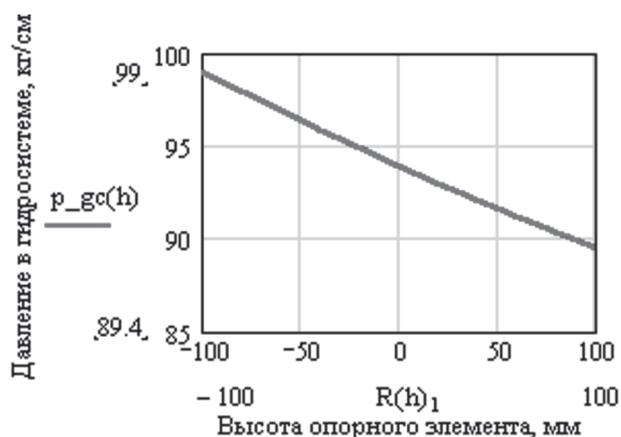
б

Рисунок 2 — Характеристика для адаптера № 1: а — изменения опорной реакции при движении вверх ($Rr_{в}(h)$) и вниз ($Rr_{н}(h)$), кг; б — изменения момента трения в шарнирах O , приведенного в виде усилия в зону опорных элементов, кг

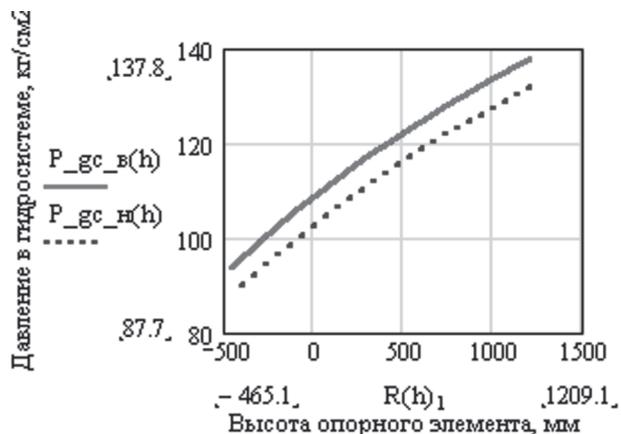
Давление закачки жидкости на горизонте для адаптера № 1 принято равным 94 кг/см². Как видно из рисунка 2 а, давление подобрано исходя из условия обеспечения минимальной положительной величины опорной реакции при движении вниз. Разница по вертикали между двумя линиями является гистерезисом, вызванным только трением в гидроцилиндре, соответствующем по величине давлению 3 кг/см². Трение в шарнире O при этом не учтено.

На рисунке 2 б показана для этого же адаптера характеристика изменения суммарного момента трения в шарнирах O , имеющих радиус трения 70 мм, коэффициент трения 0,15, приведенного в виде усилия в зоне опорных элементов, которое является чистой добавкой к разнице по вертикали между линиями, показанными на рисунке 2 а, или гистерезисом за счет пары трения в шарнирах O .

Как видно из сопоставления графиков на рисунках 2 а и 2 б, обязательным условием работоспособности данного механизма является установка подшипника качения в шарнирах O , т. к. в случае наличия этой пары трения гистерезис опорной ре-



а



б

Рисунок 3 — Характеристика для адаптера № 1: а — изменения давления в ПГА при копировании, кг/см²; б — потребное давление для подъема во всем диапазоне, при перемещении его вверх ($P_{gc_{в}}(h)$) и ($P_{gc_{н}}(h)$) вниз, кг/см²

акции почти удваивается, что потребует снижения давления на горизонте и приведет к увеличению опорной реакции при движении адаптера вверх.

На рисунке 3 для адаптера № 1 показана характеристика изменения давления в гидросистеме при копировании и требуемое давление для подъема при перемещении во всем диапазоне вверх и вниз соответственно. Как видно из графика, требуемое давление при движении вверх растет. Эта характеристика, накладываясь на характеристику ПГА, давление в котором падает при выдвигании гидроцилиндра, обеспечивает рост опорной реакции при копировании.

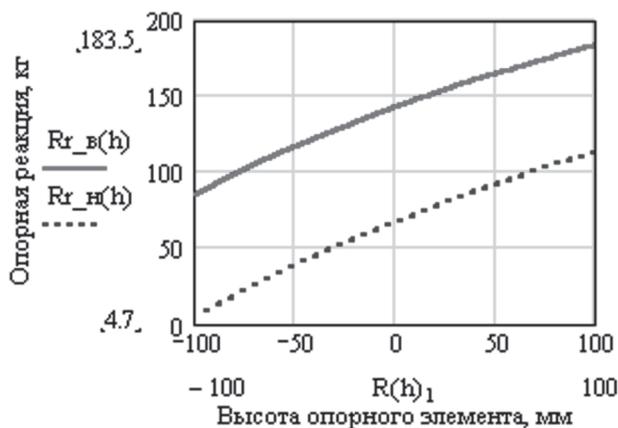
На рисунке 4 а показана характеристика изменения опорной реакции для адаптера № 2, имеющего массу 1000 кг. Давление на горизонте принято для этого адаптера равным 34 кг/см² по критерию отсутствия зависания при движении вниз.

На рисунке 4 б показан график изменения давления в гидросистеме при копировании профиля поля адаптером № 2. Как видно из графика, уровень давления при копировании имеет такую величину, что часть ПГА, имеющих зарядку газом 50 кг/см², автоматически выключилась из работы. За счет этого

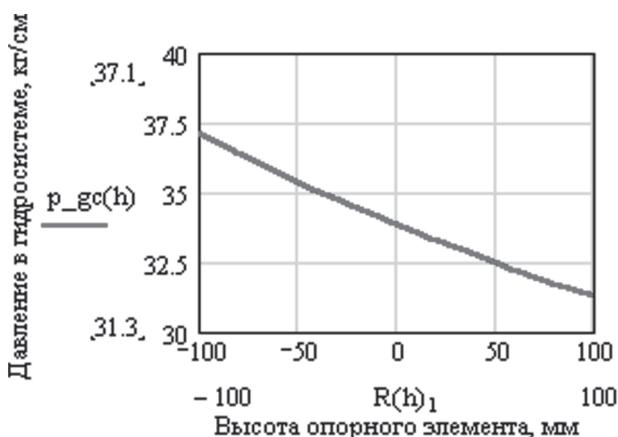
понижилась жесткость системы, что благоприятно повлияло на приспособление параметров системы к менее тяжелому адаптеру № 2. В этом смысле системе уравнивания на основе ПГА с разной зарядкой аккумуляторов можно назвать адаптивной.

На рисунке 5 показаны характеристики для адаптера № 3, имеющего массу 1500 кг. Давление на горизонте принято для этого адаптера равным 50 кг/см². Геометрические и весовые параметры этого адаптера сложились таким образом, что требуемое давление получилось на стыке перехода от работы одного блока ПГА к двум. Зона перехода от характеристики одного блока к двум отчетливо видна в виде перелома линии графика.

Таким образом, на примере этих трех адаптеров, имеющих существенное различие в геометрических и массовых характеристиках, проиллюстрирована настройка системы уравнивания с применением ПГА, которая не требует изменения геометрических характеристик рычажного механизма при смене адаптера, а его настройка осуществляется изменением давления на горизонте и автоматическим подключением/отключением дополнительных аккумуляторов.



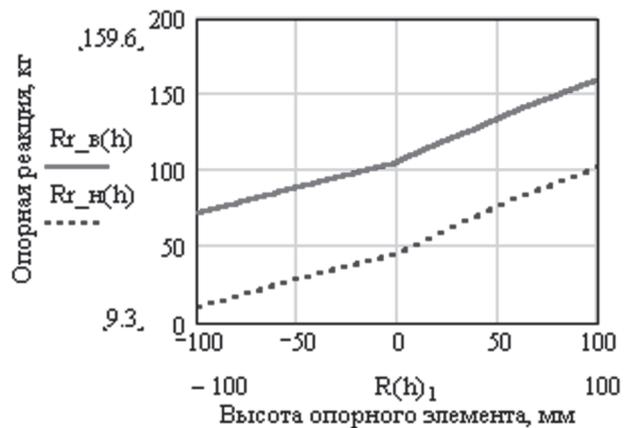
а



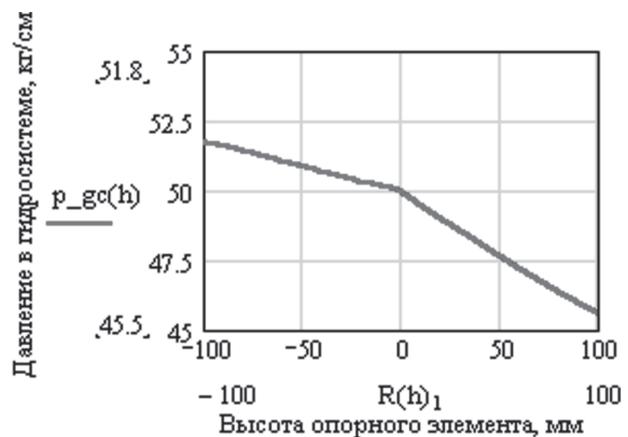
б

Рисунок 4 — Характеристика для адаптера № 2:

а — изменения опорной реакции при движении вверх ($Rr_{в}(h)$) и вниз ($Rr_{н}(h)$), кг; б — изменение давления в ПГА, кг/см²



а



б

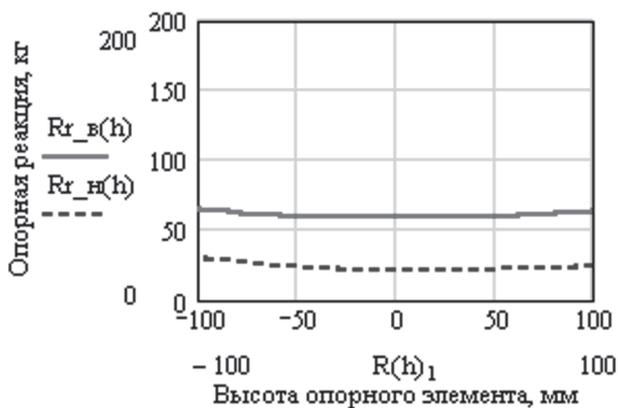
Рисунок 5 — Характеристика для адаптера № 3:

а — изменения опорной реакции на при движении вверх ($Rr_{в}(h)$) и вниз ($Rr_{н}(h)$), кг; б — изменения давления в ПГА, кг/см²

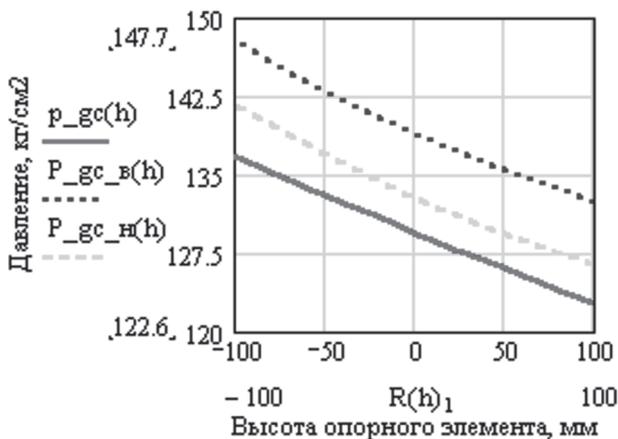
В некоторых случаях требуется обеспечить стабильную опорную реакцию при копировании. Для получения стабильной опорной реакции необходимо обеспечить согласование характеристики изменения давления в ПГА с характеристикой изменения потребного давления для подъема, а для минимизации влияния гистерезиса необходимо обеспечить увеличение потребного давления для подъема до максимально допустимой величины с минимальным запасом.

На рисунке 6 а приведены графики стабилизированной опорной реакции для улучшенного механизма с адаптером № 1, а на рисунке 6 б показаны согласованные графики потребного для подъема давления и давления в ПГА. Если сравнить эти графики с графиками, приведенными на рисунках 2 а, 3 а и 3 б для этого же адаптера, можно отметить существенную стабилизацию характеристики опорной реакции, согласованность характеристик давления и заметное снижение гистерезиса, что в свою очередь позволило уменьшить величину опорной реакции.

Проверка адекватности модели. На рисунке 7 приведена характеристика изменения опорной ре-



а



б

Рисунок 6 — Характеристика для адаптера № 1 с улучшенным механизмом: а — изменения опорной реакции при движении вверх ($Rr_в(h)$) и вниз ($Rr_н(h)$), кг; б — изменения давления в ПГА ($P_{gc}(h)$) при копировании и потребное давление для подъема при перемещении вверх ($P_{gc_в}(h)$) и ($P_{gc_н}(h)$) вниз, кг/см²

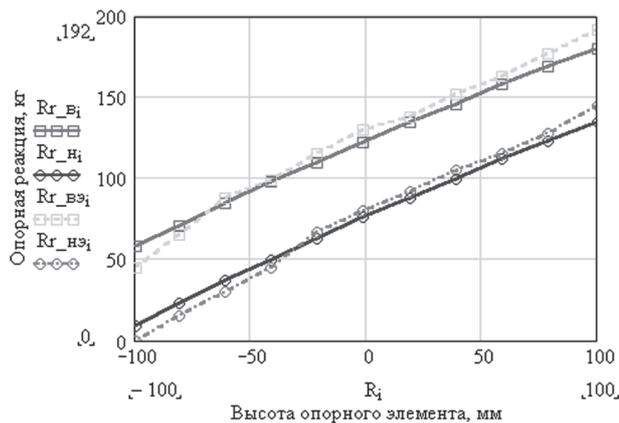


Рисунок 7 — Характеристика изменения опорной реакции на башмаке жатки ЖГР-4,5 в составе кормоуборочного комплекса «Полесье-800», кг (при движении вверх: $Rr_в$ — расчетная, $Rr_вэ$ — экспериментальная; при движении вниз: $Rr_н$ — расчетная, $Rr_нэ$ — экспериментальная)

акции на башмаке жатки для уборки грубостебельных культур ЖГР-4,5 в составе кормоуборочного комплекса «Полесье-800». Сплошными линиями показана теоретическая характеристика, пунктирными — экспериментальная. Отклонение теоретических значений от экспериментальных составляет не более 7 %.

Заключение.

1. Приведенное математическое описание позволяет вычислять характеристику уравновешивания и подбирать параметры для ее оптимизации.

2. Применение блока из двух типов ПГА с разной зарядкой газом позволяет существенно расширить диапазон использования механизма, получить адаптивную самонастраивающуюся систему. Это, в свою очередь, позволяет использовать на одном кормоуборочном комбайне различные адаптеры, имеющие существенное отличие по геометрическим и массовым параметрам.

3. Для получения стабильной характеристики изменения опорной реакции для механизма с ПГА необходимо, чтобы характеристика рычажного механизма подъема была согласована с характеристикой ПГА. Для получения согласованной характеристики механизма подъема с характеристикой ПГА требуется, чтобы потребное давление для подъема в зоне копирования уменьшалось по закону, аналогичному закону уменьшения давления в ПГА при выходе из него жидкости.

4. Для обеспечения падения потребного давления при подъеме адаптера необходимо так подобрать точки крепления ГЦ на раме и на ПИА, чтобы плечо ГЦ в зоне копирования при движении адаптера вверх увеличивалось.

5. Для обеспечения приемлемой величины гистерезиса необходимо во все шарниры качения звеньев, имеющих значительные размеры, установить подшипники качения. Для минимизации влияния силы трения в гидроцилиндре на величину гисте-

резиса необходимо обеспечить максимально высокий уровень потребного давления для подъема с минимальным запасом.

Данная методика много лет успешно применяется в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш» при проектировании систем уравнивания адаптеров мобильных кормоуборочных машин с применением пневмогидроаккумуляторов.

Список литературы

1. Основы проектирования и расчет сельскохозяйственных машин / Л.А. Резников [и др.]. — М. Агропромиздат, 1991. — 542 с.
2. Гуськов, В.В. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В.В. Гуськов. — Минск: Выш. шк., 1981. — С. 383.
3. Шуринов, В.А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения / В.А. Шуринов. — Гомель: ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси, 1999. — 392 с.: ил.
4. Попов, В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В.Б. Попов // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2000. — № 2. — С. 25–29.
5. Попов, В.Б. Анализ агрегатирования универсального энергетического средства УЭС 290/450 «Полесье» с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В.Б. Попов // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. — 2012. — № 4. — С. 29–36.
6. Попов, В.Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация подъемнонавесного устройства универсального энергетического средства УЭС-290/450 «Полесье» / В.Б. Попов, В.Т. Придухо, Т.А. Мархель // Материалы МНТК «Инновации в машиностроении-2012», г. Минск, 17–19 окт. 2012 г.
7. Попов, В.Б. Математическое моделирование механизма вывешивания косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 / В.Б. Попов // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2001. — № 3–4. — С. 17–22.
8. Дюжев, А.А. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа / А.А. Дюжев, А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Энергосберегающие технологии и технические средства в сельскохозяйственном производстве: докл. Междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. — Минск, 2008. — Ч. 1. — С. 78–74.
9. Чупрынин, Ю.В. / Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом / Ю.В. Чупрынин, А.А. Дюжев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2005. — № 6. — С. 39–40.
10. Котов, А.В. / Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании / А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 2(7). — С. 43–48.
11. Калицун, В.И. / Основы гидравлики и аэродинамики / В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. — М.: Стройиздат, 1980.

Rekhlitski O.V., Chuprynin Yu.V.

A mathematical formulation of mobile forage harvester adapters balance system with hydropneumatic accumulator application

A mathematical formulation of the balancing adapters lever mechanism in the mobile forage harvester by a vectorial method and the mathematical formulation of a system: hydraulic ram — hydropneumatic accumulator for an accumulator unit with the same and the different gas charging pressure are presented. A design procedure of the balancing adapters characteristic for the mobile forage harvester in the system with a hydropneumatic accumulator application is presented. Influence dependences of various factors on the balancing performance are determined. A structure of balancing characteristic is illustrated on an example of three different adapters, essentially differing by mass and geometrical parameters. Criteria of parameters selection in the balancing system are formulated on the basis of various influence factors analysis.

Keywords: mechanism, system, hydraulic actuator, hydropneumatic accumulator, pressure, vector method, copying, supporting resistance

Поступила в редакцию 01.10.2013.