

**МЕХАΝІЗАЦЫЯ І ЭНЕРГЕТЫКА**

УДК 631.3.072+631.3.072.3

Г. С. ГОРИН<sup>1</sup>, А. В. ЗАХАРОВ<sup>1</sup>, А. В. ВАЦУЛА<sup>2</sup>

**ВЛИЯНИЕ МАЛЫХ ВЗАИМНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТРАКТОРА И НАВЕСНОГО СЕЛЬХОЗОБОРУДОВАНИЯ НА ТЯГОВУЮ И ОБЩУЮ ДИНАМИКУ ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ**

<sup>1</sup>Белорусский государственный аграрный технический университет,

<sup>2</sup>Белорусская машино-испытательная станция

(Поступила в редакцию 07.04.2009)

Для тракторов класса тяги 50 кН К-700 и К-701 старой концепции с равными колесами создавали в основном навесные плуги и орудия. Тракторы «Беларус» классов тяги 14 и 20 кН также концептуально использовали в основном с навесными орудиями. При этом благодаря использованию силового, позиционного и смешанного регулирования, вероятно, достигался существенный энергетический эффект.

Тракторы «Беларус 2522/3022/3522» новой концепции сориентированы на работу с полунавесными плугами. Производственные испытания подтвердили их более высокую энергетическую эффективность по сравнению с навесными.

Руководствуясь положениями теории взаимодействия трактора и сельхозорудия, невозможно в достаточной степени объяснить причины существенного снижения тягово-сцепных свойств тракторов в составе навесных и прицепных машинно-тракторных агрегатов (МТА) при сочетании неблагоприятных факторов.

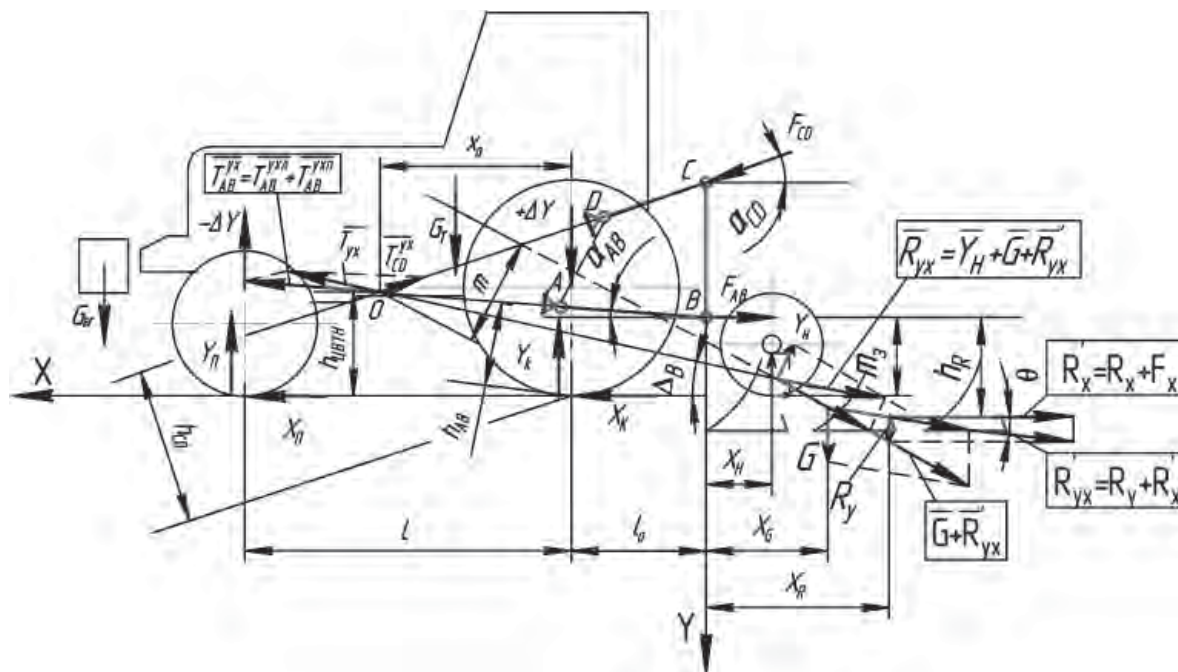


Рис. 1. Схема сил, действующих на навесной МТА в продольно-вертикальной плоскости при установившемся движении без дифференциала корпуса трактора назад

**Анализ на основе имеющейся теории взаимодействия трактора и сельхозорудия.** Рассмотрим силы, действующие в продольно-вертикальной плоскости  $ux$  на трактор со стороны навесного орудия с опорным колесом при отсутствии избыточного давления в силовом цилиндре (рис. 1) [1]. Показатели силового взаимодействия трактора с сельхозорудием в продольно-горизонтальной плоскости рассмотрены в работах [2, 3].

Если раскосы навесного устройства (НУ) разгружены, усилия  $T_{AB}^{xy} = F_{AB}^{xy}$ , действующие в нижних тягах  $AB$ , направлены вдоль этих тяг. В общем случае (при движении правых колес по дну борозды) направления усилий в левой и правой тягах не совпадают. На рис. 1 показано положение нижнего условного звена  $AB$ , которое определяет направление проекции  $T_{AB}^{yx}$  равнодействующей усилий  $T_{AB}^{yx1}$  и  $T_{AB}^{yx2}$  в нижних тягах НУ (в левой и правой).

К трактору приложим внешние силы:  $G_T$  и  $G_{БГ}$  – веса трактора и передненавешенных балластных грузов;  $Y_{П}$ ,  $Y_{К}$ ,  $X_{П}$  и  $X_{К}$  – нормальные и тангенциальные реакции передних и задних колес соответственно;  $F_{AB}$  и  $F_{CD}$  – силы в точках креплений  $A$  и  $D$  тяг НУ на тракторе.

На орудие с опорным колесом действуют следующие внешние силы:  $G$  – вес орудия, кН;  $Y_H$  – нормальная реакция опорного колеса орудия, кН;  $\bar{R}'_{yx} = \bar{R}_y + \bar{R}'_x$  – результирующий вектор сил сопротивления рабочих органов орудия в продольно-вертикальной плоскости, включая силу  $F_x$  трения полевых досок о стенку борозды и действующее на них нормальное усилие  $F_y$  прижатия ко дну борозды.

На рис. 1 также показаны:  $\bar{T}_{AB}^{yx} = \bar{T}_{AB}^{yx1} + \bar{T}_{AB}^{yx2}$  – проекция на плоскость  $ux$  суммы усилий в нижнем условном звене НУ, включающем нижние тяги;  $\bar{T}_{CD}^{yx}$  – проекция усилия в верхней тяге НУ на плоскость  $ux$ ; усилие  $F_{CD}$  соответствует сжатию верхней тяги.

На рис. 1 координатные оси проведены следующим образом:  $Y$  – через ось подвеса вниз;  $X$  – через точку пересечения оси  $Y$  с опорной поверхностью вперед.

С учетом принятых обозначений условия равновесия орудия в продольно-вертикальной плоскости определяются следующими уравнениями проекций сил:

$$\begin{cases} \Sigma X = -T_{CD}^{yx} \cos \alpha_{CD} + T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB} - R'_x - P_{fH} = 0, \\ \Sigma Y = -T_{CD}^{yx} \sin \alpha_{CD} + T_{AB}^{yx} \sin \alpha_{AB} + G \pm R_y - Y_H = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\alpha_{CD}$  – угол наклона верхней тяги  $CD$  к горизонтали,  $\alpha_{CD} = \frac{\pi}{2} - \beta = \alpha - \alpha_{AB}$ ;  $\alpha$  – угол между осями верхней и нижней тяг НУ;  $\alpha_{AB}$  – угол наклона нижней тяги к горизонтали,  $\alpha_{AB} = \frac{\pi}{2} - \gamma$ ;  $\beta$  и  $\gamma$  – углы наклона соответствующих звеньев  $CD$  и  $AB$  к вертикали;  $P_{fH}$  – сила сопротивления перекачиванию опорного колеса орудия, кН; ( $P_{fH} = f_H Y_H^0$ , а  $\bar{Y}_H = \bar{Y}_H^0 + \bar{P}_{fH}$ , где  $f_H$  – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного колеса орудия).

Усилие в верхней тяге  $CD$  можно определить из уравнения моментов (2) относительно оси подвеса (точки  $B$ ):

$$\Sigma M_B = 0; T_{CD}^{yx} r_{BC} \sin [M^0 - (\alpha - \alpha_{AB})] + G x_G \pm R'_y x_R - Y_H (x_H + f_H m_3) - R'_x h_R = 0, \quad (2)$$

где  $M^0$  – угол между стойкой  $BC$  и рамой орудия  $\angle M^0 \approx 90^\circ$ ;  $r_{BC}$  – высота стойки, м;  $x_H$  и  $m_3$  – продольная и нормальная к опорной поверхности координаты центра пятна контакта колеса орудия от оси подвеса  $B$ , м;  $h_R = m_3 + h_{пл} / 2$  – нормальная к опорной поверхности координата действия силы  $R'_x$  от оси подвеса  $B$ , м.

Два уравнения системы (1) выражают условие, когда при равновесии орудия равнодействующая  $R'_{yx}$  всех сил сопротивления и веса орудия проходит через центр вращения тяг навески (ЦВТН) механизма навесного устройства, т. е.

$$\bar{R}'_{yx} = \bar{T}_{yx}. \quad (3)$$

Здесь  $\bar{R}'_{yx} = \bar{Y}_H + \bar{G} + \bar{R}'_{yx}$  – вектор суммы сил сопротивления и веса орудия;  $\bar{T}_{yx} = \bar{T}_{AB}^{yx} + \bar{T}_{CD}^{yx}$  – вектор суммарного усилия в тягах НУ.

При практических расчетах значения  $R'_x$ ,  $R_y$  и  $f_H$  принимают в соответствии с экспериментальными данными. По данным научно-исследовательского института ВИСХОМ [4], коэффици-

ент сопротивления перекачиванию  $f_H$  опорного колеса можно принять равным 0,15 на плотных и 0,20 на рыхлых почвах, а силу трения  $F_x$  полевых досок о стенку борозды  $F_x \approx \frac{1}{6}R_x$  ( $R_x = k_y ab$  – тяговое сопротивление орудия с шириной захвата  $b$  при пахоте на глубину  $a$  на почвах с удельным сопротивлением  $k_y$ , Н/м<sup>2</sup>).

По этим же данным вертикальная составляющая силы сопротивления будет равна  $R_y \approx \pm 0,25R_x$ , причем верхний знак определяет направление  $R_y$  вниз (при острых лемехах), а нижний знак – вверх (при затупленных лемехах) (рис. 1). С учетом знака  $R'_x$  может принимать значение  $R'_x = R_x + F_x \approx 1\frac{1}{6}R_x$ .

Для практических расчетов усилий в тягах навески поперечную составляющую силы сопротивления плуга можно принимать  $R_z = \frac{1}{3}R_x$  [4].

Удельное сопротивление  $k_y$  в выражении для  $R_x$  учитывает только сопротивление на деформацию и оборот пласта. Для практических расчетов можно принимать  $R'_x = k_y ab$ .

Вектор  $\bar{T}_{yx}$  разложим на горизонтальную  $T_x^{yx}$  и вертикальную  $T_y^{yx}$  составляющие, приложенные в ЦВТН:

$$T_x^{yx} = T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB} - T_{CD}^{yx} \cos \alpha_{CD}, \quad (4)$$

$$T_y^{yx} = T_{AB}^{yx} \sin \alpha_{AB} + T_{CD}^{yx} \sin \alpha_{CD}. \quad (5)$$

Соответствующие составляющие внешних сил  $F_y^{yx} = T_y^{yx}$ ,  $F_x^{yx} = T_x^{yx}$  направлены в противоположную сторону. Составляющая  $F_x^{yx}$  догружает задние колеса трактора, разгружая передние. Составляющая  $F_y^{yx}$  догружает передние и задние колеса трактора.

При этих условиях определим распределение веса по осям трактора:

$$Y_{\Pi} = G_{12} + \frac{-F_y^{yx} x_0 + F_x^{yx} h_{\text{ЦВТН}} - M_f}{L}, \quad (6)$$

$$Y_{\text{K}} = G_{34} + \frac{F_y^{yx} (L - x_0) + F_x^{yx} h_{\text{ЦВТН}} + M_f}{L}, \quad (7)$$

где  $G_{12}$ ,  $G_{34}$  – составляющие веса трактора, приходящиеся на переднюю и заднюю оси соответственно, кН;  $h_{\text{ЦВТН}} = m_3 + (r_{AO} + r_{AB}) \text{tg} \alpha_{AB}$  – высота ЦВТН над опорной поверхностью;  $r_{AB}$  и  $r_{AO}$  – расстояния соответственно от оси подвеса  $B$  до точки  $A$  крепления нижних тяг на тракторе и от точки  $A$  до ЦВТН, м;  $x_0$  – продольное расстояние от ЦВТН до нормали, проведенной через ось задних колес, м;  $L$  – колесная база трактора, м.

Перераспределение веса  $\Delta Y$  между передними и задними колесами в продольной плоскости  $ux$  (рис. 2) можно найти по выражению

$$\Delta Y = \frac{F_{AB}^{yx} m_{AB} - F_{CD}^{yx} m_{CD}}{L}, \quad (8)$$

где  $m_{AB}$  и  $m_{CD}$  – плечи действия усилий  $F_{AB}^{yx}$  и  $F_{CD}^{yx}$  относительно центра пятна контакта задних колес, м.

Если  $F_{AB}^{yx} m_{AB} > F_{CD}^{yx} m_{CD}$ , передние колеса разгружаются, а задние догружаются.

Если  $F_{AB}^{yx} m_{AB} < F_{CD}^{yx} m_{CD}$ , передние колеса догружаются, а задние разгружаются.

Плечи  $m_{AB}$  и  $m_{CD}$  определим из следующих соображений.

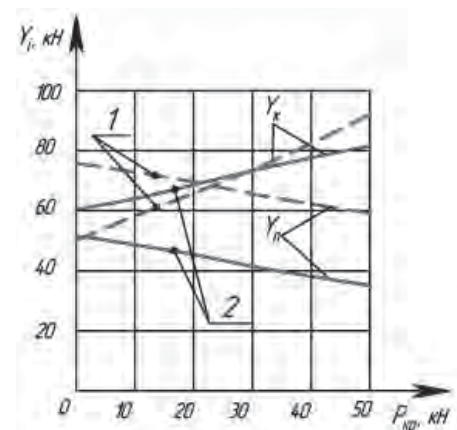


Рис. 2. Изменение распределения веса по осям трактора «Беларус 2522» в составе навесного МТА в зависимости от  $P_{\text{кр}}$ : 1 – с передним балластом; 2 – без балласта

Высоту точки пересечения оси нижней тяги с нормалью, проведенной через ось заднего колеса, вычислим по формуле

$$h_{AB} = h_{\text{ЦВТН}} - x_0 \operatorname{tg} \alpha_{AB}, \quad (9)$$

при  $\alpha_{AB} \approx 0$  получим  $h_{AB} = m_3 = 0,4$  м.

Высоту точки пересечения оси верхней тяги с осью заднего колеса

$$h_{CD} \approx (m_3 + r_{BC}) - l_0 \operatorname{tg} \alpha_{CD}, \quad (10)$$

при  $m_3 = 0,4$  м,  $r_{BC} = 1,1$  м,  $l_0 = 1,5$  м,  $\alpha_{CD} = 10^\circ$ , получим  $h_{CD} = 1,01$  м.

Тогда  $m_{AB} = h_{AB} \cos \alpha_{AB} = 0,40$  м, и  $m_{CD} = h_{CD} \cos \alpha_{CD} = 0,96$  м.

**Предпосылки для дополнительного исследования взаимодействия трактора и сельхозорудия.**

**Пример 1.** Приведем экспериментальные данные по изучению влияния балластирования трактора «Беларус 3022» в агрегате с навесным глубокорыхлителем КГР–40, опыты выполнены «Белорусской МИС» [5] с 8-кратной повторностью, чтобы исключить случайные факторы, влияющие на результаты. Масса серийных балластных грузов составила 1350 кг. Их навешивали на трактор спереди.

Установлено, что при работе трактора без балластных грузов с распределением веса в статике на передние колеса  $G_{12} = 23,5$  кН и на задние  $G_{34} = 123,3$  кН названный МТА работал со скоростью  $v = 5,5$  км/ч. При этом достигнута производительность  $W = 2,2$  га/ч, а расход топлива на гектар составил 16,73 кг/га; при работе с балластными грузами и распределением веса  $G_{12} = 48,8$  кН,  $G_{34} = 111,50$  кН достигнуты существенно лучшие результаты  $v = 6,4$  км/ч,  $W = 2,56$  га/ч, расход топлива на гектар 15,08 кг/га. Результаты по буксованию при балластировании трактора передненавешенными грузами составили  $\delta = 9\%$ , при работе без балластирования  $\delta = 18,8\%$ . В то же время при работе с полунавесными орудиями балластирование трактора передненавешенными грузами незначительно снижало буксование его колес.

**Пример 2.** Эксперименты, выполненные в Литовском университете сельского хозяйства [6], показали, что на буксование трактора МТЗ–82 в агрегате с плугом ПЛН–3–35 большое влияние оказывают угол  $\alpha_{CD}$  наклона верхней тяги НУ и перемещения опорного колеса плуга вдоль рамы:

максимальное буксование  $\delta_{\max} = 27\%$  трактор имел, если угол наклона верхней тяги мал  $\alpha_{CD} = 7^\circ$ , а продольное расстояние от оси подвеса  $B$  до оси опорного колеса минимальное  $l_{\text{пл}} = 0,55$  м;

промежуточное буксование  $\delta_{\text{пр}} = 23\%$  получено при сочетании  $\alpha_{CD} = 16^\circ$  и  $l_{\text{пл}} = 0,55$  м;

минимальное буксование  $\delta_{\min} = 9\%$  трактор имел, если угол наклона верхней тяги максимальный  $\alpha_{CD} = 16^\circ$ , а опорное колесо отодвинуто на максимальное расстояние от оси подвеса  $l_{\text{пл}} = 2,35$  м.

К сожалению, какие-нибудь аналитические расчеты автор не приводит. Тем не менее очевидно, что в последнем эксперименте нормальная нагрузка на опорное колесо орудия минимальная, а взаимные перемещения трактора и сельхозорудия в продольно-вертикальной плоскости возможны (не «стеснены»).

**Пример 3.** В работе [7] приводятся результаты агрокинематического анализа взаимных перемещений (дифферентов) гусеничного трактора и сельхозорудия, а также звеньев НУ. Установлено, что поломки опорных катков, раскосов и тяг НУ возникали из-за несовершенства кинематики НУ. Предлагается снизить негативные последствия дифферентов трактора, для чего следует предусмотреть двухсторонний компенсатор-амортизатор, позволяющий изменять длину верхней тяги НУ.

**Пример 4.** Компания Lemken разработала 8-корпусный гибридный плуг Lemken Vari Tansanit 8 со встроенным в верхнюю тягу гидроцилиндром [8]. В рабочем положении в названном гидроцилиндре создают давление подпора, что позволяет догрузить трактор массой плуга 1,6 т, при этом требуется балластировать трактор спереди грузом 1,5–2,0 т.

Таким образом, устранение «избыточных» связей между трактором и сельхозорудием способствует повышению тягового КПД и снижению усилий в звеньях НУ. Признаком «избыточных» связей является, например, появление усилий сжатия в верхней тяге НУ.

Тяговый КПД трактора при работе в составе МТА почти не изучен, не исследованы также составляющие дополнительных энергетических потерь, вызванные неравномерностью распределения веса по всем четырем колесам трактора; трением о полевую обрез боковин колес, движущихся по дну борозды; дополнительным буксованием колес, вызванным асимметрией приложения тяговой нагрузки; «бочением» орудия в горизонтальной плоскости, которое вызвано уводом колес трактора; перекосом орудия в продольно-вертикальной плоскости; «защемлением» тяг НУ при движении по неровностям рельефа.

Эти и многие другие вопросы рассматриваются в научном направлении «Динамика МТА», которое еще только формируется. Признано, что результаты оценки энергетической эффективности одного и того же МТА существенно зависят от эксплуатационных настроек последнего, которые, в свою очередь, обусловлены почвенно-климатическими условиями.

В настоящее время многие прикладные задачи создания и регулирования навесных МТА решают на основе интуитивных подходов.

Классическая теория тяги движителей утверждает, что существенное снижение тяговых показателей трактора может быть получено при следующих предпосылках:

*рост давления в контакте колес с почвой.* Например, в работе В. В. Гуськова [9] приведены зависимости коэффициента трения скольжения резины с почвой  $f_{ск}$  от нормального давления в контакте  $q$ . Зависимости  $f_{ск} = f(q)$  имеют гиперболический вид. Например, при  $q = 0,25$  МПа и влажности суглинистой почвы  $W = 14-16\%$  коэффициент  $f_{ск} = 1,5$ , при  $q = 0,15$  МПа коэффициент  $f_{ск} = 0,75$ .

Из приведенных данных следует, что при  $P_{кр} = 50$  кН разгрузка передних и догрузка задних колес трактора достигает в навесном агрегате примерно  $\Delta Y = 20$  кН. Тогда с учетом перераспределения веса  $G_{12} = 35$  кН,  $G_{34} = 143,3$  кН. Тем не менее изменения площади контакта колес с почвой и снижение коэффициента трения  $f_{ск}$  в два раза невозможно;

*рост коэффициента поперечного расширения почвы  $\mu$  (Пуассона).* В нашей работе [10] показано, что с ростом влажности почвы и нагрузки на колесо у почвогрунтов названный коэффициент увеличивается от  $\mu = 0,3$  (как у металла) до  $\mu = 1,0$  (как у резины). Эксперименты подтверждают, что у тракторов с большой нормальной нагрузкой на колесо тяговый КПД, как правило, на 2–5% ниже, чем у легких;

*влияние эффекта многопроходной работы (мультипассэффекта).* Ряд авторов [11] считает, что высокий тяговый КПД задних колес, на которые приходится большая нормальная нагрузка, достигается, когда передние колеса «подпрессовывают» почву в горизонтальном направлении, что выполняется, если балластировать передние колеса. Мультипассэффект также не превышает 2–5%.

Объяснить приведенные экспериментальные данные можно, если учитывать эффекты, вызванные малыми взаимными перемещениями трактора и сельхозорудия, которые имеют место как при установившемся, так и неустановившемся движении.

**Исследования взаимодействия трактора и сельхозорудия с учетом малых взаимных перемещений.**

*Уравнение кинематических связей.* Если в составе навесного МТА передние колеса трактора «Беларус 2522» разгрузятся примерно на 20 кН, а задние догрузятся примерно на эту же величину, то из-за деформации шин ось задних колес опустится примерно на  $f_{ст.к} \approx 5$  см, ось передних поднимется на величину  $f_{ст.п} \approx 3$  см, а корпус трактора получит дифферент назад примерно  $\varphi \approx 3^\circ$ , соответственно, точки  $A$  и  $D$  крепления тяг НУ на тракторе переместятся.

В работе [12] показано, что малые относительные продольно-угловые перемещения трактора и сельхозорудия могут быть описаны с помощью уравнения связи

$$f(\varphi, \psi, y_{ЦУП}, q) = \varphi \left( 1 - \frac{l_A \text{ ЦУП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right) - \psi \left( K_1 - K_2 \frac{l_{ПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right) + (q - y) \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = 0, \quad (11)$$

где  $\psi$  – дифферент сельхозорудия вокруг оси опорного колеса, град;  $K_1 = \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{BC})}{r_{AD} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AD})}$  и  $K_2 = \frac{r_{AB} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AD})}$  – коэффициенты;  $y_{ЦУП}$  и  $q$  – перемещения, нормальные к опорной

поверхности, центра упругости подвески и шин (ЦУП) трактора, а также опорного колеса сельхозорудия соответственно, м;  $l_{A \text{ ЦУП}}$  и  $l_{\text{пл}}$  – продольные расстояния от ЦУП до  $A$  и от  $B$  до оси опорного колеса сельхозорудия соответственно, м.

ЦУП – точка, вокруг которой перемещается корпус трактора. Перемещения ЦУП вызваны упругими деформациями подвески и шин. Продольную координату ЦУП определим из условия

$$\Delta Y_{\text{П}} a_{\text{ЦУП}} + \Delta Y_{\text{К}} (L - a_{\text{ЦУП}}) = 0,$$

где  $\Delta Y_{\text{П}} = c_{\text{П}} a_{\text{ЦУП}} \varphi$  и  $\Delta Y_{\text{К}} = c_{\text{К}} (L - a_{\text{ЦУП}}) \varphi$  – приращения нормальных реакций на переднюю и заднюю оси трактора соответственно;  $c_{\text{П}}$  и  $c_{\text{К}}$  – жесткости колес передних и задних соответственно, кН/м;  $a_{\text{ЦУП}}$  – продольное расстояние от оси задних колес до ЦУП, м.

Откуда

$$c_{\text{П}} (L - a_{\text{ЦУП}})^2 = c_{\text{К}} a_{\text{ЦУП}}^2 \text{ и } a_{\text{ЦУП}} = \frac{\sqrt{c_{\text{П}}}}{\sqrt{c_{\text{П}} + c_{\text{К}}}} L.$$

Преобразуем уравнение связи. Для этого рассмотрим  $\Delta OAD$ . Используя теорему синусов, запишем

$$\frac{r_{AD}}{\sin(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})} = \frac{\rho_{AO}}{\sin(90^\circ - \alpha_{CD} - \alpha_{AB})} = \frac{\rho_{AO}}{\cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})},$$

тогда

$$\frac{1}{\rho_{AO}} = \frac{\sin(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})}. \quad (12)$$

С учетом выражения (12)

$$\frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{\sin(\alpha_{CD} + \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AB}) \cos \alpha_{AB}} = \frac{1}{\rho_{AO} \cos \alpha_{AB}}, \quad (13)$$

тогда уравнение связи (11) будет иметь следующий вид:

$$(q - y_{\text{ЦУП}}) = \varphi (l_{A \text{ ЦУП}} - \rho_{AO} \cos \alpha_{AB}) - \psi (l_{\text{пл}} - K_1 \rho_{AO} \cos \alpha_{AB}). \quad (14)$$

Из полученного уравнения (14) следует: влияние дифферента трактора не проявляется, если  $l_{A \text{ ЦУП}} \approx \rho_{AO} \cos \alpha_{AB}$ , т. е. если ЦУП совпадает с ЦВТН; влияние дифферента орудия не проявляется, если  $l_{\text{пл}} = K_1 \rho_{AO} \cos \alpha_{AB} = \rho_{AO} \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{BC})}{r_{AD} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{AD})} = \rho_{AO} \frac{r_{BC}}{r_{AD}} \approx \rho_{BO}$ . Чтобы выдержать это соотношение следует отодвинуть опорное колесо навесного орудия назад.

Если  $q - y_{\text{ЦУП}} = 0$ , то

$$\varphi (l_{A \text{ ЦУП}} - \rho_{AO} \cos \alpha_{AB}) = \psi (l_{\text{пл}} - K_1 \rho_{BO} \cos \alpha_{AB}). \quad (15)$$

При дифференте корпуса трактора назад  $\varphi < 0$  и  $l_{\text{пл}} - \rho_{BO} \cos \alpha_{AB} < 0$ : если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и  $l_{A \text{ ЦУП}} - \rho_{AO} \cos \alpha_{AB} < 0$ , дифферент орудия  $\psi < 0$ , что приводит к опоре орудия на полевую доску заднего корпуса и появлению усилий сжатия в верхней тяге  $CD$ ; если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и  $l_{A \text{ ЦУП}} - \rho_{AO} \cos \alpha_{AB} > 0$ , дифферент орудия  $\psi > 0$ , что приводит к опоре орудия на лемех переднего корпуса. В этом случае из приведенного уравнения (15) следует, что при дифференте корпуса трактора назад  $\varphi \approx -3^\circ$  навесное орудие получает дифферент вперед  $\psi \approx +1^\circ$ .

Установленные закономерности согласуются с экспериментальными данными Литовского университета сельского хозяйства [6].

Поскольку орудие заглублено в почву, свободный поворот его невозможен. Этот эффект приводит к появлению «избыточных» связей между трактором и сельхозорудием, которые проявляются в виде дополнительных усилий в верхней тяге НУ. Дополнительные усилия появляются также при дифферентах, вызванных переездом неровностей макро- и микрорельефа. При поло-

жительном дифференте  $\psi$  на крайней точке (лемехе переднего корпуса) возникает нормальное усилие  $R_y''$ , проходящее примерно через ось подвеса (точку  $B$ ) вверх.

Если  $Y_H l_{пл} < R'_{yx} m_B$ , возникают усилия растяжения в тяге  $CD$  и, как следствие, сила  $R_y''$  приложена к лемеху переднего корпуса. У трактора появляется дополнительная точка опоры на лемех переднего корпуса орудия.

Если  $Y_H l_{пл} > R'_{yx} m_B$ , в тяге  $CD$  возникает усилие сжатия. В результате «защемления» верхней тяги НУ и появления дифферента назад орудия сила  $R_y''$  уже приложена к полевой доске заднего корпуса.

Далее на рис. 3, а для навесного МТА с углом наклона верхней тяги  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и дифферентом орудия  $\psi > 0$  произведем следующие построения:

приложим к лемеху первого корпуса орудия  $R'_{yx}$  и направим ее вниз, а реакцию  $F_y''$  вверх в ось подвеса  $B$ ;

перенесем силу  $R'_{yx}$  по направлению ее действия и получим вектор силы  $\bar{F}'_{yx} = \bar{R}'_{yx} + \bar{Y}_H$ ; перенесем силу  $\bar{F}'_{yx}$  по направлению ее действия и получим вектор силы  $\bar{R}''_{yx} = \bar{F}'_{yx} + \bar{R}_y''$ , приложенной в  $K$  на нормали, проведенной через ось подвеса  $B$ ;

соединим полученную точку  $K$  с ЦВТН и приложим в нем реакцию  $\bar{T}''_{yx} = \bar{R}''_{yx}$ . Последнюю разложим на составляющие  $T''_{AB}$  и  $T''_{CD}$ , направленные вдоль соответствующих тяг. Примем при этом  $T''_{AB} = -F_{AB}^{op}$  и  $T''_{CD} = -F_{CD}^{op}$ , где  $F_{AB}^{op}$  и  $F_{CD}^{op}$  – внешние силы, действующие на трактор со стороны орудия вдоль соответствующих тяг (на рис. 3, а показаны усилия  $T''_{CD} = -F_{CD}^{op}$  растяжения верхней тяги).

На рис. 3, б произведем аналогичные построения для навесного агрегата с углом наклона верхней тяги  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и дифферентом корпуса орудия назад  $\psi < 0$ : приложим в контакте полевой доски заднего корпуса силу  $R_y'''$ , возникающую под действием усилия сжатия верхней тяги  $+F_{CD}^{op}$ . Силу  $R_y'''$  направим вниз, а равную ей реакцию  $F_y'''$  – вверх; перенесем силу  $R'_{yx}$  по направлению ее действия и получим вектор результирующей силы  $\bar{R}''_{yx} = \bar{R}'_{yx} + \bar{R}_y'''$ ; перенесем силу  $R''_{yx}$  по направлению ее действия и получим вектор результирующей силы  $\bar{R}'''_{yx} = \bar{R}''_{yx} + \bar{Y}_H$ ; соединим полученную точку  $K$  с ЦВТН и приложим в ней реакцию  $\bar{T}'''_{yx} = \bar{R}'''_{yx}$ , которую разложим на составляющие  $T'''_{AB}$  и  $T'''_{CD}$ , направленные вдоль соответствующих тяг. Примем также  $T'''_{AB} = -F_{AB}^{op}$  и  $T'''_{CD} = +F_{CD}^{op}$ .

С учетом изложенных выше построений имеем следующие равенства: для схемы на рис. 3, а

$$T''_{yx} = |\bar{R}''_{yx}| = \bar{T}''_{AB} + \bar{T}''_{CD} = \bar{F}'_{yx} + \bar{R}_y'' = \bar{R}'_{yx} + \bar{Y}_H + \bar{R}_y'';$$

для схемы на рис. 3, б

$$T'''_{yx} = |\bar{R}'''_{yx}| = \bar{T}'''_{AB} + \bar{T}'''_{CD} = \bar{F}'_{yx} + \bar{R}_y''' = \bar{R}'_{yx} + \bar{Y}_H + \bar{R}_y'''.$$

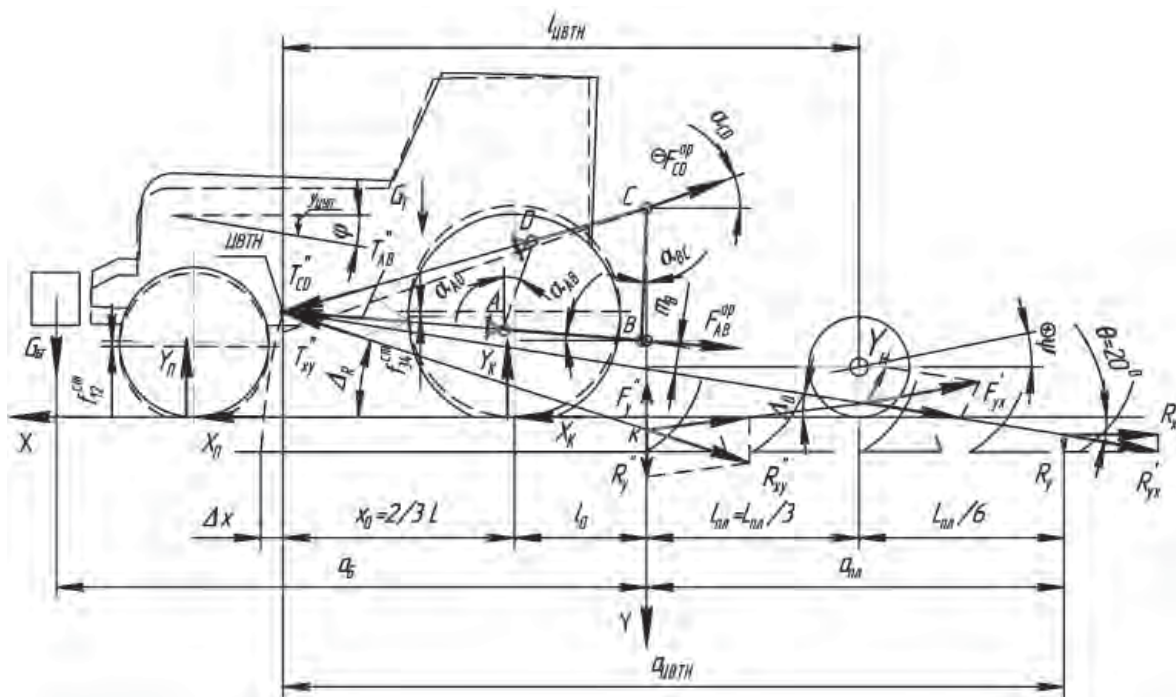
**Уравнения динамики агрегата и алгоритм их решения.** Система уравнений динамики МТА должна содержать шесть неизвестных  $Y_{пл}, Y_K, Y_H, T''_{AB}, T''_{CD}$ , а также  $R_y''$ , если  $\psi > 0$ , или  $R_y'''$ , если  $\psi < 0$ .

В общем случае для ее решения нужно иметь жесткостные характеристики колес трактора, НУ и системы «рабочие органы – почва», что позволило бы получить дополнительные уравнения и рассчитать значения  $\phi, \psi$ , а также перемещения, нормальные к опорной поверхности  $u_{ЦП}$  центра упругости и  $u_{ЦВТН}$  центра вращения тяг навески.

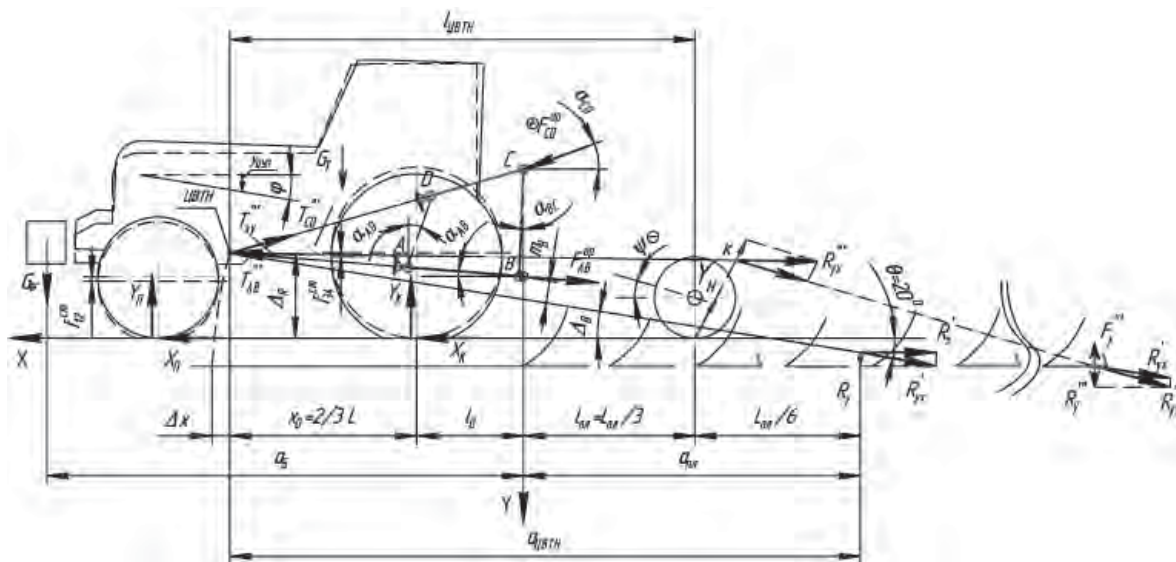
Для решения прикладных задач в первом приближении алгоритм определения перечисленных показателей строился на основе графоаналитических построений и некоторых допущений.

При этом (рис. 3, а), если  $\alpha_{AB} \approx 0$ , для навесного орудия рассмотрим:

$$\begin{cases} \Sigma X = 0; T''_{AB} \cos \alpha_{AB} + T''_{CD} \cos \alpha_{CD} - R'_x + P_{fH} = 0, \\ \Sigma Y = 0; -Y_H + R_y'' + R_y - T''_{CD} \sin \alpha_{CD} = 0, \end{cases} \quad (16)$$



a



b

Рис. 3. Схема сил, действующих на навесной МТА в продольно-вертикальной плоскости при установившемся движении с дифференцем корпуса трактора назад: а – с растяжением верхней тяги, если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и  $\psi > 0$ ; б – со сжатием верхней тяги, если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и  $\psi < 0$

В первом приближении, задавая усилия  $R'_x = 50$  кН,  $R_y = 16,2$  кН,  $R'_{xy} = R'_x / \cos \theta = 53$  кН, рассчитаем:

1) нормальную реакцию на опорное колесо орудия в статике

$$Y_H^0 = \frac{R'_{yx} m}{l_{\text{ЦВТН}}} = 15,3 \text{ кН,}$$



где  $m$  – плечо действия силы  $R'_{xy}$  относительно ЦВТН  $m = (a_{\text{ЦВТН}} + \Delta x) \sin \theta - \frac{y_{\text{ЦВТН}}}{\cos \theta}$ ,  $l_{\text{ЦВТН}}$  и  $a_{\text{ЦВТН}}$  – продольные расстояния от ЦВТН до опорного колеса орудия и точки приложения результирующей реакции  $R'_{xy}$  соответственно;  $\Delta x = \frac{y_{\text{ЦВТН}}}{\text{tg} \theta}$ ;  $y_{\text{ЦВТН}}$  – перемещение, нормальное к опорной поверхности ЦВТН  $y_{\text{ЦВТН}} = (r_{AB} + \rho_{AO}) \cos \alpha_{AB} \text{tg} \Delta_B$ ;  $\Delta_B$  – условный угол тяги  $\Delta_B = 10^\circ$  согласно [13]. Реальные значения  $Y_H$  отличаются от  $Y_H^0$ , что вызвано взаимными перемещениями трактора и сельхозорудия и «зачемлением» верхней тяги НУ;

2) угол наклона силы  $R''_{yx}$  к горизонтали по формуле

$$\text{tg} \Delta_R = \frac{m_3 + h_{\text{пл}} / 2}{x_0 + l_0 + a_{\text{пл}}}$$

( $a_{\text{пл}}$  – продольное расстояние от оси подвеса до середины орудия, м).

Тогда при  $m_3 = 0,4$  м,  $h_{\text{пл}} = 0,25$  м,  $x_0 = 2,0$  м,  $l_0 = 1,5$  м и  $a_{\text{пл}} = 4,0$  м получим  $\Delta_R = 8,76^\circ$ ;

3) вертикальную составляющую  $R''_y$  силы  $R''_{yx}$ :

$$R''_y = (R'_x + P_{\text{FH}}^0) \text{tg} \Delta_R,$$

где  $P_{\text{FH}}^0$  – сила сопротивления перекачиванию опорного колеса орудия без догрузки от дифференциала трактора. Приняв  $P_{\text{FH}}^0 \approx 1,5$  кН, получим  $R''_y = 7,98$  кН.

Во втором приближении, задавая усилие в верхней тяге  $T_{CD}^0$ , из уравнения моментов относительно оси подвеса  $B$ , получим:

если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и  $\psi > 0$ , то

$$Y_H = \frac{T_{CD}^0 r_{BC} \cos(\alpha_{BC} + \alpha_{CD}) + R'_{yx} m_B}{l_{\text{пл}}}; \quad (17)$$

если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и  $\psi < 0$ , то

$$Y_H = \frac{T_{CD}^0 r_{BC} \cos(\alpha_{BC} + \alpha_{CD}) + R'_{yx} m_B - R''_y L_{\text{пл}}}{l_{\text{пл}}}; \quad (18)$$

где  $m_B$  – плечо действия силы  $R'_{yx}$  относительно оси подвеса  $B$ ,  $m_B = [(m_3 + \frac{h_{\text{пл}}}{2}) - a_{\text{пл}} \text{tg} \theta] \cos \theta$ . При  $a_{\text{пл}} = 4$  м,  $m_B = 0,736$  м; при  $a_{\text{пл}} = 1$  м,  $m_B = 0,19$  м.

Подставив в уравнения (16) выражения (17) и (18) для  $Y_H$ , рассчитаем усилие в верхней тяге по формулам:

если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и  $\psi > 0$ , то

$$T_{CD}'' = \frac{R_y - \frac{R'_{yx} m_B}{l_{\text{пл}}}}{\frac{r_{CD} \cos \alpha_{CD}}{l_{\text{пл}}} + \sin \alpha_{CD}}; \quad (19)$$

если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и  $\psi < 0$ , то

$$T_{CD}''' = \frac{R_y - \frac{R'_{yx} m_B}{l_{\text{пл}}} + R''_y (\frac{L_{\text{пл}}}{l_{\text{пл}}} + 1)}{\frac{r_{CD} \cos \alpha_{CD}}{l_{\text{пл}}} + \sin \alpha_{CD}}. \quad (20)$$

Задавая геометрические размеры навесного МТА на базе трактора «Беларус 2522/3022», имеющего типоразмер навесного устройства НУ-3, имеем: если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$  и  $R''_y = 2$  кН, усилие сжатия верхней тяги  $T_{CD}''' = -17,3$  кН,  $Y_H = 15,48$  кН; если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$  и  $R''_y = 8$  кН, то  $T_{CD}'' = 1,23$  кН,  $Y_H = 15,00$  кН.

Нормальные реакции передних и задних колес трактора рассчитаем по формулам

$$Y_{\Pi} = Y_{\Pi}^{\text{CT}} + \frac{-F_{AB}^{\text{op}} m_{AB} + F_{CD}^{\text{op}} m_{CD} + F_y'' l_0}{L}; \quad (21)$$

$$Y_K = G_T - Y_{\Pi} - F_y''. \quad (22)$$

Подставляя в полученные формулы параметры трактора «Беларус 3022» без балласта  $G_T = 146,8$  кН,  $Y_{\Pi}^{\text{CT}} = 23,5$  кН,  $Y_K^{\text{CT}} = 123,3$  кН, с учетом значений внешних сил  $F_{CD}^{\text{op}}$ ,  $F_y''$ ,  $P_{\text{fH}}^0$  и усилия в нижних тягах НУ  $F_{AB}^{\text{op}} = R_x' + P_{\text{fH}}^0 - F_{CD}^{\text{op}} \cos \alpha_{CD}$ , получим:  $F_{AB}^{\text{op}} = 50 + 1,5 - 17,3 \cos 10^\circ = 34,41$  кН,  $Y_{\Pi} = 23,5 + \frac{-34,4 \cdot 0,4 + 17,3 \cdot 1,29 + 2 \cdot 1,2}{2,98} = 45,37$  кН,  $Y_K = 146,8 - 45,37 - 2 = 99,44$  кН, если  $\alpha_{CD} = 10^\circ$ ,  $m_{AB} = 0,4$  м,  $m_{CD} = 1,29$  м;  $F_y''' = 2$  кН;  $F_{AB}^{\text{op}} = 50 + 1,5 - 1,23 \cos 20^\circ = 49,16$  кН,  $Y_{\Pi} = 23,5 + \frac{-49,16 \cdot 0,4 + 1,23 \cdot 0,96 + 8 \cdot 1,2}{2,98} = 25,22$  кН,  $Y_K = 146,8 - 25,22 - 8 = 113,6$  кН, если  $\alpha_{CD} = 20^\circ$ ,  $m_{AB} = 0,4$  м,  $m_{CD} = 0,96$  м,  $F_y'' = 8$  кН.

Возникающая сила  $R_y''$  вызывает дополнительные потери на трение сельхозорудия с почвой  $\Delta R_x = \mu R_y''$ . Если усилия  $R_y'' = 8$  кН и  $\mu = 0,6$ , то  $\Delta R_x = 4,8$  кН. В результате дифферента трактора назад часть нормальной нагрузки не переносится на задние колеса трактора, а догружает сельхозорудие, при этом увеличиваются потери на трение навесного орудия и, как следствие, растут энергетические потери и увеличивается износ рабочих органов.

#### Выводы

1. Исследовав взаимодействия трактора и сельхозорудия с учетом малых взаимных перемещений и влияние их на тягово-сцепные свойства тракторов в составе навесных агрегатов было установлено, что разгрузка передних колес трактора «Беларус 3022» на 20 кН не приводит к соответствующей догрузке задних колес, но догружает рабочие органы сельхозорудия.

2. Рост тягового сопротивления навесного орудия и резкого увеличения буксования колес трактора вызван появлением дифферента корпуса трактора назад на угол  $\varphi \approx 3^\circ$  из-за деформации шин и переезда неровностей макро- и микрорельефа.

3. Выполненный анализ малых взаимных перемещений показал, что дифферент трактора назад вызывает:

положительный дифферент орудия с опорой на полевую доску заднего корпуса орудия и появлению усилий сжатия  $T_{CD}''' = -17,3$  кН в верхней тяге навесного устройства, если угол установки верхней тяги не более  $10^\circ$ ;

отрицательный дифферент орудия с опорой на лемех переднего корпуса орудия и появлению усилий растяжения  $T_{CD}'' = 1,23$  кН в верхней тяге навесного устройства, если угол установки верхней тяги более  $10^\circ$  при массо-геометрических показателях трактора «Беларус 3022» и навесного семикорпусного плуга, при этом дополнительная догрузка переднего корпуса плуга достигает  $R_y'' = 8$  кН.

Это приводит не только к снижению тягово-сцепных свойств тракторов, но и к ухудшению технико-экономических показателей технологического процесса в целом.

4. Из проведенных исследований следуют также предложения по выбору параметров эксплуатационных настроек навесного агрегата: увеличить угол наклона верхней тяги и сделать продолговатое отверстие в точке крепления ее к присоединительному устройству плуга, чтобы исключить ее сжатие, т. е. «зашемление», при дифферентах трактора назад; перенести опорное колесо навесного орудия назад; применять обоснованную систему балластирования трактора; создать автоматику регулирования длины верхней тяги навесного устройства с учетом того, что датчик силового регулятора неэффективно располагать в верхней тяге НУ.

## Литература

1. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет / Б. Г. Турбин [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1967. – 577 с.
2. Г о р и н, Г. С. Расчет показателей силового взаимодействия трактора с навесным орудием в рабочем и транспортном положениях / Г. С. Горин, А. В. Захаров // Современные технологии и комплексы технических средств в с.-х. производстве: материалы междунар. науч.-практ. конф., Минск, 25–27 мая 2005 г. / БГАТУ. – Минск, 2005. – С. 28–31.
3. З а х а р о в, А. В. Улучшение курсовой устойчивости и тягово-энергетических показателей пахотного агрегата стабилизацией в горизонтальной плоскости: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А. В. Захаров. – Минск, 2008. – 142 л.
4. С и н е о к о в, Г. Н. Проектирование почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – М.: Машиностроение, 1965. – 310 с.
5. Специальные испытания по оценке эффективности использования передних балластных грузов тракторов марки «БЕЛАРУС–2522ДВ» и «БЕЛАРУС–3022ДВ»: отчет № 129Б8/1 / ГУ «Белорусская МИС». – 30.10.08 г. – 21 с.
6. Я к у л я в и ч ю с, А. Зависимость буксования ведущих колес трактора от установки опорного колеса плуга / А. Якулявичюс // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 8 – С. 23–25.
7. О г р ы з к о в, Е. П. Агрокинематический анализ навесных систем «Трактор плуг» / Е. П. Огрызков, В. Е. Огрызков, П. В. Огрызков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 12. – С. 15–17.
8. Такой тяжелый и все таки такой легкой. Испытания плуга Lemken Vari Tansanit 8 // Современная с.-х. техника и оборудование. – 2007. – № 34–37.
9. Тракторы: Теория: учебник. / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
10. Г о р и н, Г. С. Тягово-энергетические показатели агрегатов для выполнения промышленных технологий в растениеводстве: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Г. С. Горин. – Минск, 1986. – 473 л.
11. О р д а, А. Н. Уплотнение почвы под воздействием ходовых систем / А. Н. Орда, А. Б. Селеши // Агропанорама. – 2007. – № 12. – С. 13–16.
12. Г о р и н, Г. С. Уравновешивание эшелонированного пахотного агрегата на базе гусеничного трактора в продольно-вертикальной плоскости / Г. С. Горин, А. В. Ващула // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2008. – № 1. – С. 89–95.
13. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы основные параметры и размеры: ГОСТ 10677–2001. – Введ. 01.03.03. – М.: Госстандарт РФ: Издательство стандартов, 2003. – 7 с.

*G. S. GORIN, A. V. ZAHAROV, A. V. VASHCHULA*

### **INFLUENCE OF SMALL MUTUAL MOVINGS OF A TRACTOR AND THE HINGED AGRICULTURAL TOOL ON TRACTION AND GENERAL DYNAMICS OF THEIR INTERACTION**

#### **Summary**

Preconditions on the basis of the experimental and literary data for additional research of tractor's interaction and the agricultural tool taking into account their small mutual movings are resulted.

The equations and the settlement schemes connecting small relative longitudinal-angular movings of a tractor and the agricultural tool, and also calculation algorithm of additional forces and the reactions arising at trims of a tractor back, caused by case movings at moving of roughnesses macro- and a microrelief and also are offered by deformation of tyres.