

УДК 631.31.02

Г. С. ГОРИН¹, А. В. ЗАХАРОВ¹, А. В. ВАЦУЛА²

**ВЛИЯНИЕ МАЛЫХ ВЗАИМНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТРАКТОРА
 И ПОЛУНАВЕСНОГО, ПРИЦЕПНОГО СЕЛЬХОЗОРУДИЙ
 НА ТЯГОВУЮ И ОБЩУЮ ДИНАМИКУ ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ**

¹Белорусский государственный аграрный технический университет

²Белорусская машинноиспытательная станция

(Поступила в редакцию 07.04.2009)

Анализ взаимодействия трактора с сельхозорудием на основе современной теории. Классический полунавесной плуг в отличие от навесного имеет два опорных колеса – переднее и заднее, причем одно из них перемещается по дну борозды (рис. 1). Кроме того, рама классического полунавесного плуга связана с навесным устройством (НУ) трактора вертикальным E и горизонтальным F шарнирами. Соединение плуга с трактором может быть как по двухточечной (за нижние тяги навески), так и по трехточечной системе навески. По сравнению с навесным орудием у полунавесного имеются дополнительно две степени свободы – возможен поворот вокруг поперечной горизонтальной оси – точки F и вокруг вертикальной оси, проходящей через шарнир E . Далее рассмотрим универсальную расчетную схему полунавесного машинно-тракторного агрегата (МТА) с плугом, имеющим два опорных колеса и один сферический шарнир крепления, расположенный в точке F .

На рис. 1 координатные оси проведены следующим образом: y – через шарнир F вниз; x – через точку пересечения оси y с опорной поверхностью вперед.

В шарнире F приложим следующие силы:

F_x – продольную, направленную назад, $F_x = R'_x - f_{НП}Y_{НП} - f_{НЗ}Y_{НЗ}$;

F_y – нормальную опорной поверхности, направленную вниз, вызванную работой силового регулятора трактора. Равная ей реакция $T_y = F_y$, направленная вверх, приложена к орудью.

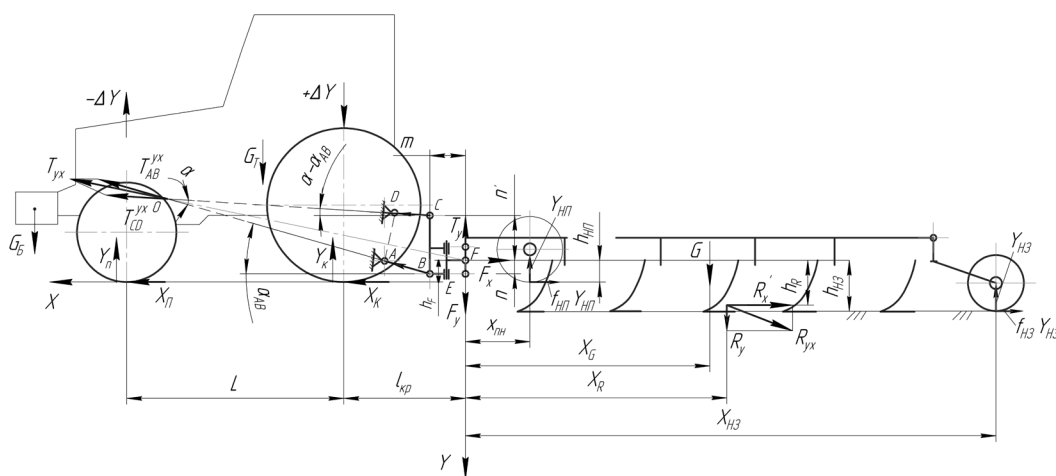


Рис. 1. Расчетная схема полунавесного пахотного МТА в продольно-вертикальной плоскости

Условия равновесия плуга в продольно-вертикальной плоскости определяются следующими уравнениями:

для двухточечного НУ (за нижние тяги)

$$\sum X = T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB} - R'_x - f_{\text{НП}} Y_{\text{НП}} - f_{\text{НЗ}} Y_{\text{НЗ}} = 0; \quad (1)$$

для трехточечного НУ

$$\sum X = T_{CD}^{yx} \cos(\alpha - \alpha_{AB}) + T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB} - R'_x - f_{\text{НП}} Y_{\text{НП}} - f_{\text{НЗ}} Y_{\text{НЗ}} = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_F = Gx_G \pm R_y x_R - Y_{\text{НП}} x_{\text{НП}} - Y_{\text{НЗ}} x_{\text{НЗ}} - R'_x h_R - f_{\text{НП}} Y_{\text{НП}} h_{\text{НП}} - f_{\text{НЗ}} Y_{\text{НЗ}} h_{\text{НЗ}} = 0. \quad (3)$$

Система уравнений равновесия полунавесного орудия содержит четыре неизвестных – усилия T_{CD}^{yx} и T_{AB}^{yx} в тягах НУ и вертикальные реакции передних $Y_{\text{НП}}$ и задних $Y_{\text{НЗ}}$ колес. Помимо уравнения равновесия (3) относительно F можно составить еще такое же уравнение моментов сил T_{CD}^{yx} и T_{AB}^{yx} :

для двухточечного НУ (за нижние тяги)

$$\sum M_F = T_{AB}^{yx} (m \sin \alpha_{AB} + n \cos \alpha_{AB}) = 0; \quad (4)$$

для трехточечного НУ

$$\sum M_F = T_{AB}^{yx} (m \sin \alpha_{AB} + n \cos \alpha_{AB}) - T_{CD}^{yx} [n' \cos(\alpha - \alpha_{AB}) - m \sin(\alpha - \alpha_{AB})] = 0, \quad (5)$$

где α – угол между продольными осями тяг AB и CD ; $x_G, x_R, x_{\text{НП}}, x_{\text{НЗ}}, l_{\text{кр}}$ – продольные расстояния от шарнира крепления орудия F соответственно до центра тяжести орудия, точки приложения результирующей силы тягового сопротивления R_{yx} , до осей колес орудия – переднего и заднего, а также до оси заднего колеса трактора; $h_R, h_{\text{НП}}, h_{\text{НЗ}}$ – соответствующие вертикальные расстояния от шарнира F ; m, n, n' – конструктивные размеры прицепного устройства плуга: расстояния от шарнира F – продольное до оси BC и вертикальные до шарниров B и C соответственно (рис. 1).

При установившемся движении корпусов плуга на заданной глубине результирующая сила тяги трактора T_{yx} должна проходить через мгновенный центр вращения тяг навески (ЦВТН) точки O , так как

$$\bar{T}_{yx} = \bar{R}_{yx} = \bar{F}_{yx} = F_x + F_y.$$

($F_x = \bar{R}'_x + \overline{f_{\text{НП}} Y_{\text{НП}}} + \overline{f_{\text{НЗ}} Y_{\text{НЗ}}}$ и $F_y = \bar{G} + \bar{R}_y + \bar{Y}_{\text{НП}} + \bar{Y}_{\text{НЗ}}$ – равнодействующие сил, действующих на полунавесной плуг в продольно-вертикальной плоскости).

Кроме того, вектор равнодействующего усилия T_{yx} в тягах НУ равен:

для двухточечного (за нижние тяги)

$$\bar{T}_{yx} = \bar{T}_{AB}^{yx}, \quad (6)$$

для трехточечного

$$\bar{T}_{yx} = \bar{T}_{CD}^{yx} + \bar{T}_{AB}^{yx}. \quad (7)$$

Для трехточечного НУ следует анализировать уравнения (2), (3), (5), а также выражения (6) и (7).

Вектор \bar{T}_{yx} разложим на горизонтальную T_x^{yx} и вертикальную T_y^{yx} составляющие:
при двухточечном НУ (за нижние тяги)

$$T_x^{yx} = T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB}, \quad (8)$$

$$T_y^{yx} = T_{AB}^{yx} \sin \alpha_{AB}, \quad (9)$$

при трехточечном НУ

$$T_x^{yx} = T_{AB}^{yx} \cos \alpha_{AB} + T_{CD}^{yx} \cos \alpha_{CD},$$

$$T_y^{yx} = T_{AB}^{yx} \sin \alpha_{AB} + T_{CD}^{yx} \sin \alpha_{CD}.$$

Выразим также нормальные реакции передних и задних колес трактора из рис. 1:

$$Y_{\Pi} = Y_{\Pi}^0 - \frac{F_x h_F + F_y l_{кр} - M_f}{L}, \quad (10)$$

$$Y_K = G_T - Y_{\Pi} + F_y, \quad (11)$$

где h_F – плечо действия усилия F_x относительно пятна контакта задних колес; Y_{Π}^0 – нормальная реакция передних колес в статике; L – колесная база трактора.

На рис. 2 приведены данные расчета распределения нормальных реакций по колесам трактора «БЕЛАРУС 2522». При работе в составе полунавесного МТА с тяговой нагрузкой $P_{кр} = 50$ кН задние колеса догружаются на $\Delta Y = 17$ кН, а передние, соответственно, разгружаются.

Анализ приведенных далее экспериментальных данных показывает, что при работе без балластирования в составе полунавесного МТА существенного снижения тягово-сцепных свойств трактора не зафиксировано. Объясняется это тем, что благодаря наличию шарниров сочленения точек E , F и B достигается возможность свободы относительных перемещений трактора и сельхозорудия.

Предпосылки для дополнительного исследования взаимодействия трактора и сельхозорудия. Проводившиеся на базе Белорусской МИС сравнительные испытания по оценке эффективности использования передних балластных грузов подтверждают влияние распределения нормальных нагрузок по мостам трактора на основные эксплуатационные показатели МТА (табл. 1, 2) [1].

Т а б л и ц а 1. Условия проведения сравнительных испытаний

Показатель	«Беларус 2522ДВ»			«Беларус 3022ДВ»		
	АДК «Деметра 650»	ППО-9.30/45-01	ППО-8-40 К	КГР-4,0	ППО-9.30/45-01	ППО-8-40К
Тип почвы	Дерново-подзолистые, средний суглинок					
Рельеф	Ровный	Ровный, с уклоном до 2°		Ровный	Ровный, с уклоном до 2°	
Предшествующая обработка	Не проводилась					
Влажность слоя почвы, %:						
0–10 см	16,7	18,0	23,9	15,6	23,9	
10–20 см	17,1	16,8	21,3	16,7	20,3	
20–30 см	16,6	14,8	18,9	15,5	20,9	
Твердость слоя почвы, МПа:						
0–10 см	2,3	2,8	3,7	3,1	2,7	
1–20 см	2,9	3,8	5,3	4,4	4,3	
20–30 см	3,3	4,6	6,9	5,5	5,2	

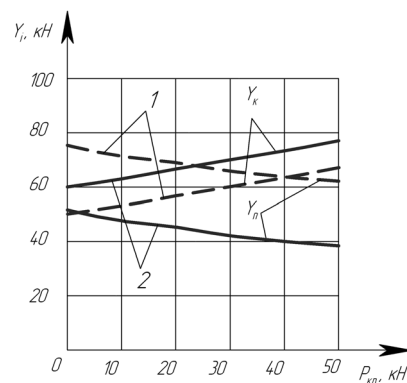


Рис. 2. Изменение распределения веса по осям трактора «Беларус 2522» в агрегате с полунавесным орудием в зависимости от $P_{кр}$: 1 – трактор с передним балластом; 2 – без балласта

Т а б л и ц а 2. Эксплуатационные показатели машинно-тракторных агрегатов на базе тракторов «Беларус 2522ДВ» и «Беларус 3022ДВ» (масса балласта 1350кг)

Агрегат	Нормальные нагрузки (в статике), кН		Буксование (δ), %	Удельный расход топлива, (G _T), кг/га	Производительность за час основного времени (W), га/ч	Средняя рабочая скорость (V), км/ч
	Y _П ⁰	Y _К ⁰				
<i>Дискование и глубокое рыхление</i>						
«Беларус 2522ДВ» + АДК «Деметра 650» (прицепной):						
без балластных грузов	45,90	82,00	12,5	5,35	5,22	8,7
с балластными грузами	69,60	71,80	4,0	5,05	6,0	10
«Беларус 3022ДВ» + КГР-4,0 (навесной):						
без балластных грузов	23,50	123,30	18,8	16,73	2,20	5,5
с балластными грузами	48,80	111,50	9,0	15,08	2,56	6,4
<i>Пахота</i>						
«Беларус 2522ДВ» + ППО-9.30/45-01 (полунавесной):						
без балластных грузов	40,40	94,70	5,0	13,84	2,37	7,3
с балластными грузами	59,70	88,90	4,9	13,63	2,41	7,4
«Беларус 3022ДВ» + ППО-9.30/45-01 (полунавесной):						
без балластных грузов	40,70	95,20	5,1	16,53	2,38	7,4
с балластными грузами	60,00	89,40	4,9	16,43	2,42	7,6
«Беларус 2522ДВ» + ППО-8-40К (полунавесной):						
без балластных грузов	41,90	86,30	11,0	13,47	2,69	8,6
с балластными грузами	64,70	77,00	10,8	13,20	2,71	8,7
«Беларус 3022ДВ» + ППО-8-40К (полунавесной):						
без балластных грузов	42,20	86,80	11,0	16,79	2,36	7,9
с балластными грузами	65,00	77,50	10,8	16,73	2,48	8,0

На вспашке балластирование трактора «Беларус 3022ДВ» позволяет увеличить производительность без увеличения удельного расхода топлива. Так, при работе полунавесного агрегата «Беларус 3022ДВ» + «ППО-8-40К» производительность увеличилась от 2,36 до 2,48 га/ч, при этом удельный расход топлива снизился с 16,79 до 16,43 кг/га. Во всех случаях при балластировании и работе без балласта буксование колес трактора было близким.

Борона АДК «Деметра 650» имеет два ряда дисковых батарей, соединенных с рамой пружинными листами. Сзади установлена батарея прикатывающих катков.

Конструкция прицепного устройства бороны АДК «Деметра 650», включающего непосредственно дышло с присоединительным кронштейном, как оказалось, не обеспечивает свободы взаимных перемещений трактора и сельхозорудия.

На дисковании балластирование передними грузами трактора «Беларус 2522ДВ» в составе прицепного агрегата «Беларус 2522ДВ» + АДК «Деметра 650» привело к большому снижению буксования – с 12,5 до 4%, увеличению рабочей скорости движения – с 8,7 до 10 км/ч (т. е. на 16%) и, как следствие, повышению производительности за час основного времени – с 5,22 до 6,0 га и уменьшению на 6% удельного расхода топлива – с 5,35 до 5,05 кг/га.

Такие снижения тягово-сцепных свойств трактора классическая теория объяснить не может, поэтому требуются дополнительные исследования, учитывающие малые относительные перемещения трактора и прицепного сельхозорудия.

Исследование взаимодействия трактора и прицепного сельхозорудия с учетом малых взаимных перемещений. В предыдущих исследованиях [2] показано, что малые взаимные перемещения трактора и навесного сельхозорудия существенно влияют на показатели их взаимодействия в продольной плоскости. Как следствие дифферента трактора назад, происходят «защемление» верхней тяги НУ, догрузка передних и частичное «зависание» (недогрузка) задних колес трактора, что приводит к существенному снижению его тягово-сцепных свойств. В навесном пахотном агрегате появляется дополнительная опора трактора на лемех переднего корпуса либо на полевую доску заднего корпуса орудия, из-за чего растет его тяговое сопротивление.

Аналогичные процессы происходят в прицепном МТА (расчетная схема представлена на рис. 3, 4), если свободные относительные перемещения корпуса трактора и сельхозорудия невозможны.

Для присоединения прицепных и полуприцепных машин и орудий предназначено тягово-сцепное устройство (ТСУ) с тяговой вилкой или тяговым брусом. Диаметр присоединительного пальца тяговой вилки 40 мм, продольное расстояние от оси названного пальца до оси заднего ведущего моста (ЗВМ) $l_0 = 0,8$ м. Вертикальное расстояние от тяговой вилки до опорной поверхности регулируется в пределах 585–975 мм [3]. Допустимая вертикальная нагрузка на ТСУ до 30 кН.

К трактору приложим внешние силы $G_B, G_T, F_{ТСУ} = T_{ТСУ}, F_y$ и реакции колес $Y_{П}, Y_{К}$ и $X_{П}, X_{К}$ – нормальные и тангенциальные. Вектор внешней силы, приложенной к трактору, $\vec{F}_y + \vec{F}_{yx} = \vec{F}_{ТСУ}$.

К сельхозорудию приложим: силу веса сельхозорудия G ; внешние силы тягового сопротивления R_x и R_y (результатирующая сила R_{yx} направлена под углом θ к опорной поверхности $\theta = 14-18^\circ$);

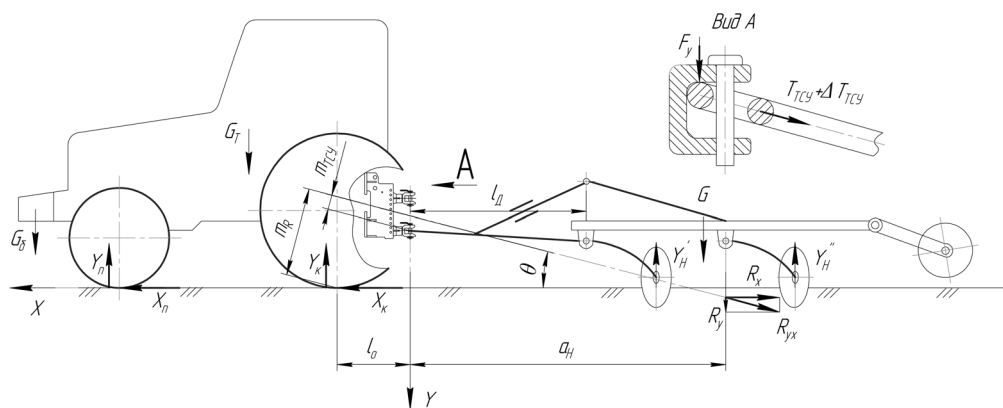


Рис. 3 Расчетная схема прицепного почвообрабатывающего МТА

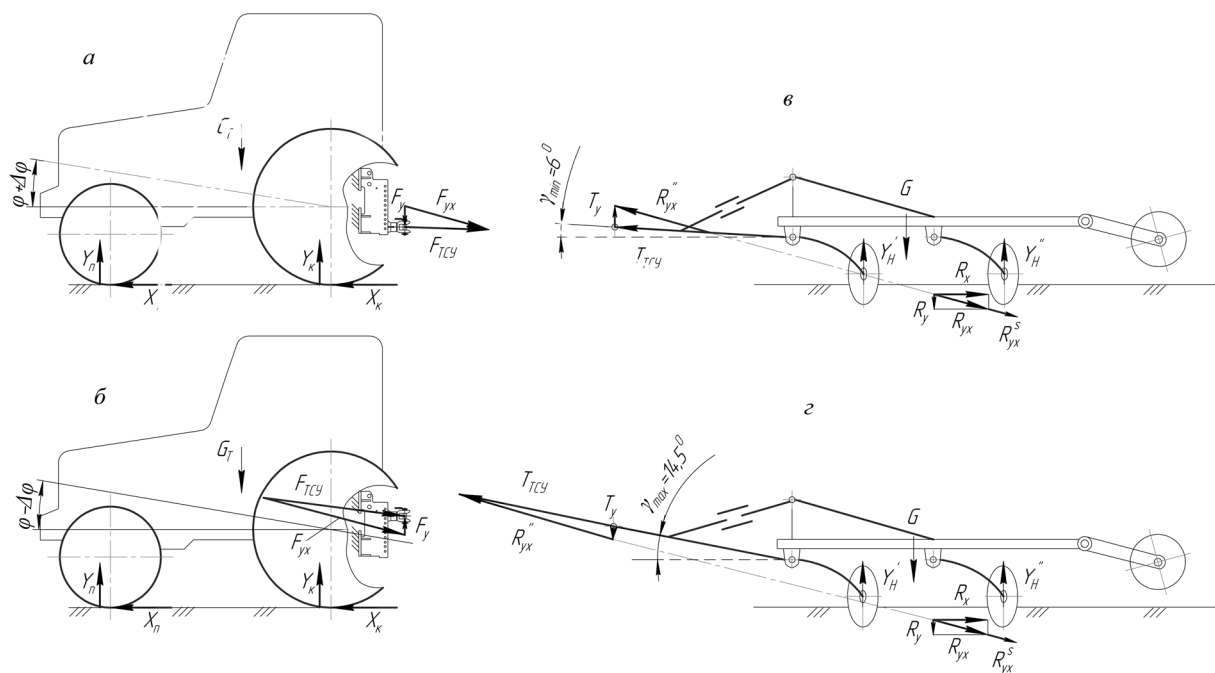


Рис. 4. Внешние силы и реакции, действующие на трактор (а, б) и сельхозорудие (в, г): а и в – тяговая вилка в нижнем положении; б и г – тяговая вилка в верхнем положении

усилия, действующие вдоль дышла $T_{\text{ТСУ}} + \Delta T_{\text{ТСУ}}$; нормальные реакции дисков Y'_H и Y''_H ; усилие, приложенное к дышлу $T_y = F_y$, нормально опорной поверхности.

Тяговое сопротивление R_x приложим на половине глубины почвообработки h . Результирующая сила R_{xy} создает опрокидывающий момент, способствующий разгрузке передних колес трактора

$$M_{\text{опр}} = R_{yx} m_R \quad (12)$$

$$(m_{\text{ТСУ}} = (a_H \text{tg} \theta - H_{\text{ТСУ}}) \cos \theta).$$

Если направление силы R_{xy} проходит через палец крепления в кронштейне ТСУ, то величина разгрузки передних колес равна

$$\Delta Y = \frac{M_{\text{опр}}}{L}. \quad (13)$$

Если тяговая вилка расположена в нижней части кронштейна и направление силы R_{xy} проходит выше последнего, в пальце крепления дышла дополнительно приложим вертикальную силу $+F_y$, направленную вниз (рис. 4, а). И наоборот, если направление силы R_{xy} проходит ниже пальца крепления дышла, названную вертикальную силу $-F_y$, направим вверх (рис. 4, б).

В первом случае передние колеса трактора разгружаются, во втором они дополнительно догружаются

$$\Delta Y' = \frac{\pm R_{yx}(m_R \pm m_{\text{ТСУ}}) + F_y l_O}{L}, \quad (14)$$

где $m_{\text{ТСУ}} = (a_H \text{tg} \theta - H_{\text{ТСУ}}) \cos \theta$.

Чем больше величина отклоняющего момента $M_{\text{опр}} \pm M'_{\text{опр}}$, тем больше деформации шин колес и вертикальные перемещения ТСУ. При $R_x = 30$ кН (что соответствует $\delta = 0,04$), $F_y = 4$ кН, $R_{xy} = 30,5$ кН, $a_H \approx L \approx 3$ м, $l_O = 0,8$ м и нижнем положении тяговой вилки $H_{\text{ТСУ}} = 585$ мм, высоте точки пересечения линии тяги с осью соединительного пальца $H_R = a_H \text{tg} \theta = 775$ мм рассчитано $m_R = 0,8$ м, $m_{\text{ТСУ}} = (0,775 - 0,585) \cos \theta = 0,184$ м.

Определим максимальное перераспределение веса трактора:

$$\Delta Y + \Delta Y' = \frac{30,5 \cdot 0,8 + 4 \cdot 0,8}{3,0} = 9,2 \text{ кН}.$$

На рис. 4, а и 4, б показаны соответствующие построения силового треугольника для трактора, не имеющего дифферента. Последний вызывается малыми перемещениями у вертикальными центра упругости и φ дифферентами корпуса трактора из-за деформации шин и рессор подвески при перераспределении веса. Дифферент трактора назад $\varphi = 2^\circ$ при деформации шин задних колес $f_3 = 30-35$ мм приводит к вертикальному перемещению ТСУ:

$$f_{\text{ТСУ}} = f_3 + l_O \sin 2^\circ \approx 55-60 \text{ мм}.$$

При верхнем положении тяговой вилки ТСУ угол наклона дышла равен $\gamma_{\text{max}} = 14,5^\circ$, при нижнем $\gamma_{\text{min}} = 6,0^\circ$.

С увеличением величины деформации задней шины f_3 , дифферента φ и продольного расстояния l_O перемещение $f_{\text{ТСУ}}$ увеличивается.

На рис. 4 произведены построения, которые показали следующее:

сила $-F_y$ направлена вниз, если тяговая вилка расположена внизу, что способствует дополнительному дифференту $\Delta\phi$ трактора назад (рис. 4, а);

сила $+F_y$ направлена вверх, если тяговая вилка расположена вверху, что способствует дополнительному дифференту $\Delta\phi$ трактора вперед (рис. 4, б).

Таким образом, при верхнем расположении тяговой вилки возможный дифферент трактора назад меньше, чем при нижнем.

Реальный дифферент трактора назад ограничивается из-за «защемления» дышла, вызванного вертикальным перемещением тяговой вилки. Воздействие дифферента приводит к появлению дополнительного усилия $\Delta T_{ТСУ}$ в дышле и силы F_y . При этом, если батареи дисков не откатятся назад, ЗВМ трактора частично «зависает», т. е. недогружается, как это имело место в навесном агрегате.

У трактора, предрасположенного к дифференту назад, внешняя сила F_y направлена вниз, вызывая соответствующее перемещение оси крепления дышла на раме орудия и появление в контакте дисков с почвой паразитной силы $R_{yx}^S = \Delta T_{ТСУ}$, параллельной дышлу.

Результирующая сила определится векторным сложением

$$\overline{R''_{yx}} = \overline{R_{yx}} + \overline{R_{yx}^S}. \quad (15)$$

На рис. 4, в и 4, г показаны соответствующие построения для нахождения результирующей силы $T_{ТСУ}$ в дышле дискового орудия.

Уравнения равновесия дискового орудия:

$$\sum X=0$$

$$(T_{ТСУ} + \Delta T_{ТСУ}) \cos \gamma - R_x + R_{yx}^S \cos \gamma = 0; \quad (16)$$

$$\sum Y=0$$

$$R_y - Y'_H - Y''_H \pm T_y + G = 0. \quad (17)$$

Величину усилия $\Delta T_{ТСУ} = R_{yx}^S$ можно рассчитать, располагая жесткостными характеристиками систем «шина – почва» и «дисковая батарея – почва». Если каждая названная жесткость велика, а сдвиги в тангенциальном направлении колес и дисков невозможны или малы, возникает упор дисков в почву и частичное «зависание» и недогрузка задних колес трактора.

Выводы

1. Исходя из представленных аналитических и экспериментальных данных установлено, что при работе колесного трактора «Беларус» класса 5 как с балластированием, так и без него в агрегате с полунавесным орудием существенной разницы тягово-сцепных свойств трактора не зафиксировано. Как результат, влияние взаимных перемещений трактора и полунавесного орудия на тягово-сцепные свойства несущественно. Объясняется это тем, что благодаря наличию шарниров сочленения точек E , F и B достигается возможность свободы относительных перемещений трактора и сельхозорудия.

2. При исследовании прицепного агрегата на базе трактора «Беларус» класса 5 выявились эффекты, схожие с навесным агрегатом, т.е. малые взаимные перемещения трактора и навесного сельхозорудия существенно влияют на показатели их взаимодействия в продольной плоскости. При дифференте трактора назад $\phi = 2^\circ$ и деформации шин задних колес $f_3 = 30-35$ мм вертикальное перемещение тягово-сцепного устройства $f_{ТСУ} = 55-60$ мм.

3. Реальный дифферент трактора назад ограничивается из-за «защемления» дышла, вызванного вертикальным перемещением тяговой вилки. Воздействие дифферента приводит к появлению дополнительного усилия $\Delta T_{ТСУ}$ в дышле и силы F_y . При этом, если батареи дисков не откатятся назад, задний ведущий мост трактора частично «зависает» и недогружается, как это имело место в навесном агрегате. Это приводит к снижению тягово-сцепных свойств трактора, произ-

водительности агрегата и т. д. Усилия ΔT_{TCY} и R_{yx}^S также являются причиной повышенного тягового сопротивления орудия.

Проведенные исследования определяют направление, в котором должна совершенствоваться теория взаимодействия орудия с трактором.

Литература

1. 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. – 21 с.
2. Г о р и н, Г. С. Влияние малых взаимных перемещений трактора и навесного сельхозорудия на тяговую и общую динамику их взаимодействия / Г. С. Горин, А. В. Захаров, А. В. Ващула // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2009. – № 4. – С. 97–107.
3. Трактор «БЕЛАРУС 2522» и его модификации: руководство по эксплуатации / гл. ред. М. Г. Мелешко, отв. ред. И. Н. Усс, отв. за выпуск А. И. Бобровник / ПО «Минский тракторный завод». – Минск, 2004. – 295 с.

G. S. GORIN, A. V. ZAKHAROV, A. V. VASHCHULA

INFLUENCE OF SMALL MUTUAL MOVEMENTS OF A TRACTOR AND A SEMIMOUNTED TRAILED AGRICULTURAL TOOL ON TRACTION AND GENERAL DYNAMICS OF THEIR INTERACTION

Summary

The analysis of the results of experimental researches of semimounted arable units shows that when tractors «Belarus 2522/3022» are ballasted with front mounted cargoes slipping and specific consumption of fuel are reduced insignificantly, what is proved by the classical theory.

When a tractor is aggregated with a trailed disk harrow, on the contrary, the removal of front mounted cargoes promotes a 3-fold growth due to superfluous communications in the connection.

Suggested are circuits and equations of the balance of a semimounted plough and a trailed disk tool in the unit with a wheel tractor in the longitudinal-vertical plane. The calculations explaining the above mentioned effects are presented.