



# ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 631.3.072+631.3.072.3

Г.С. ГОРИН, д-р техн. наук, профессор  
эксперт Объединенной экспертизы<sup>1</sup>  
E-mail: genadz\_gorin@mail.ru

А.А. СИЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук  
заместитель Председателя<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Государственный комитет по науке и технологиям Республики Беларусь, г. Минск, Республика Беларусь

Статья поступила 16.09.2014.

## РАСЧЕТ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРА С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ СИСТЕМЫ И ВЗАИМНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТРАКТОРА И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ОРУДИЯ

*Получено уравнение связи продольно-угловых перемещений трактора и сельхозорудия на заднее навесное устройство (ЗНУ), имеющее опорное колесо. Малые взаимные перемещения трактора и сельхозорудия в процессе копирования неровностей рельефа и деформаций рессор подвески трактора приводят к «защемлению» верхней тяги НУ и увеличению усилий и моментов в ЗНУ. Приведены экспериментальные данные, подтверждающие существенное влияние «защемления» верхней тяги ЗНУ на тягово-энергетические показатели трактора. Получены выражения и система 5 уравнений для расчета данных усилий и моментов. Установлено, что при работе на ровной опорной поверхности моменты, вызванные «защемлением» верхней тяги ЗНУ, составляют 5–7 % от заглубляющего. При наезде на неровности макрорельефа названные моменты на порядок больше.*

**Ключевые слова:** заднее навесное устройство, опорное колесо, расчет нагрузок, трактор, сельскохозяйственное орудие

**Введение.** Традиционные подходы, изложенные в учебной дисциплине «Эксплуатация машинно-тракторного парка» (далее — МТП), основываются на рассмотрении кинематики поворота машинно-тракторного агрегата (МТА) и простейших задач взаимодействия трактора с орудием, размещенным на ЗНУ. Комплектование МТА производится без учета связей, накладываемых НУ и взаимных перемещений трактора и сельхозорудия. 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. Известно, что результаты оценки энергетической эффективности одного и того же МТА существенно зависят от эксплуатационных настроек последнего, которые, в свою очередь, обусловлены природно-климатическими условиями.

Теория задненавешенного МТА разработана в послевоенные годы Д.А. Чудаковым. Ее положения использованы при проектировании механических корректоров вертикальных нагрузок советских тракторов. Они отражены также в основных учебниках по изучению теории трактора и сельхозорудий [2], [3]. При этом предполагается, что малые взаимные перемещения трактора и сельхозорудия несущественно влияют на перераспределения названных нормальных реакций. Исследования последних лет показали, что это не соответствует действительности. Для реагирования на данные факторы западная техника четвертого и пятого технологических укладов оснащена мехатронными системами, обрабатывающими заложенные в них алгоритмы регулирования.

**Традиционная теория навесных агрегатов.** На рисунке 1 показана расчетная схема навесного сельхозорудия. Сложив силу сопротивления  $R_{xy}$  с весом орудия  $G_{н}$ , получаем результирующую силу

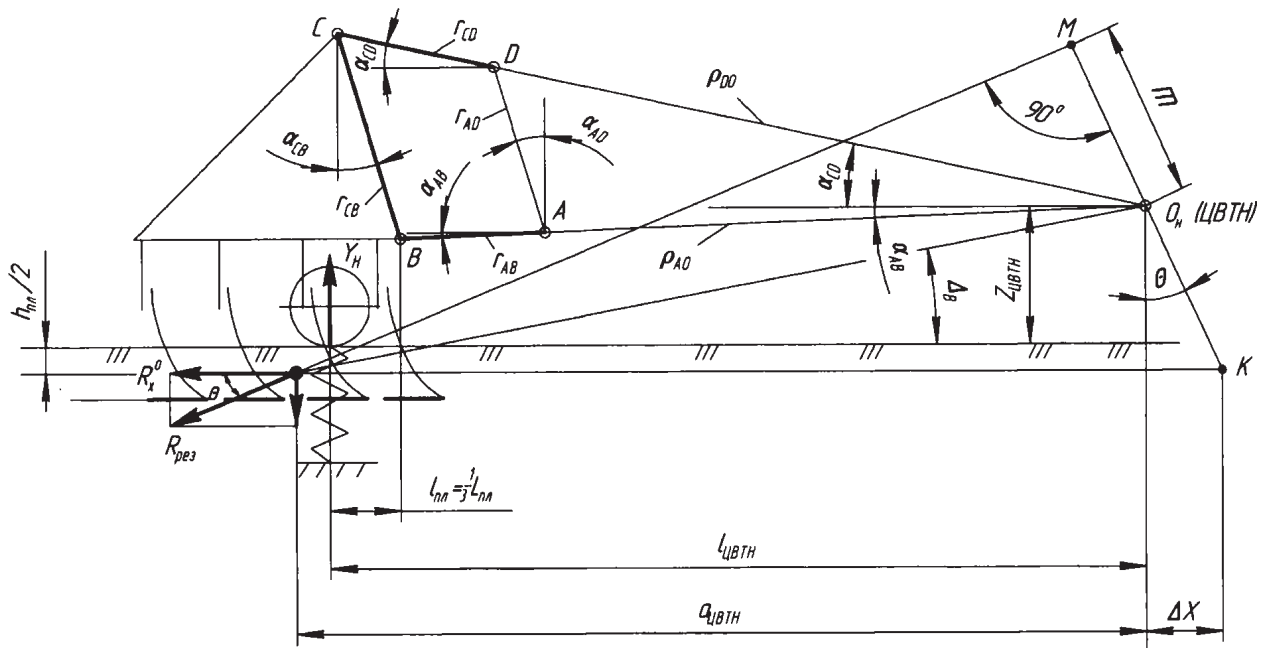


Рисунок 1 — Схема заднего навесного устройства

$R_{рез}$ , наклоненную под углом  $\theta$  к горизонту. У плугов общего назначения принимают  $\theta = 18...23^\circ$ . Разложим ее на две составляющие: горизонтальную  $R_x$  и вертикальную  $R_x \operatorname{tg} \theta = G_H + R_y$ , где  $R_y$  — результирующая всех вертикальных реакций почвы, действующих на рабочие органы машины. Реакция  $R_y$  может быть положительной, т. е. направлена вниз, и отрицательной, т. е. направлена вверх.

Отсюда нормальная реакция опорного колеса навесного сельхозорудия:

$$Y_H = \frac{R_{рез} m}{l_k},$$

где  $m$  и  $l_k$  — плечи сил соответственно  $R_{рез}$  и  $Y_H$  относительно мгновенного центра вращения тяг навесного устройства (ЦВТН). Остальные обозначения следуют из рисунка 1.

Произведение  $R_{рез} m$  называют заглубляющим моментом. Устойчивая работа возможна, если заглубляющий момент имеет положительное значение.

Сумма нормальных реакций, возникающих к контакте ходовой системы с почвой, на величину  $R_x \operatorname{tg} \theta - Y_H$  больше веса трактора. При заданных внешних условиях, уменьшив плечо  $m$  и увеличив продольное расстояние  $l_k$ , можно уменьшить нормальную реакцию  $Y_H$  опорного колеса навесного орудия, увеличить величину догрузки трактора, повысить его сцепной вес и снизить тяговое сопротивление навесного орудия.

**Предпосылки для уточнения теории взаимодействия трактора и сельхозорудия.** *Пример 1.* Приводим экспериментальные данные «Белорусской МИС» по изучению влияния балластирования трактора «Беларус 3022» в агрегате с навесным глубокорыхлителем КГР-40 [4]. 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. Результирующее буксование  $\delta = 18,8$  %;

- при работе с передненавешенными 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. Результирующее буксование составило  $\delta = 9$  %. В то же время при работе с полунавесными орудиями балластирование трактора передненавешенными грузами лишь незначительно снижало буксование его колес.

*Пример 2.* Эксперименты, выполненные в Литовском университете сельского хозяйства [5], показали, что на буксование трактора МТЗ-82 в агрегате с плугом ПЛН-3-35 существенное 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 т. В до оси опорного колеса минимальное  $l_{пл} = 0,55$  м;

- промежуточное буксование  $\delta_{пр} = 23$  % получено при сочетании  $\alpha_{CD} = 16^\circ$  и  $l_{пл} = 0,55$  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  $l_{пл} = 2,35$  м.

При этом расчеты автором не приведены.

*Пример 3.* Компания Lemken разработала 8-корпусный гибридный плуг Lemken Vari Tansanit 8 со встроенным в верхнюю тягу гидроцилиндром [6].

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. Кроме автоматики регулирования взаимодействия трактора с орудием компания Lemken использует систему стабилизации курсового движения.

**Пример 4.** Известно, например, что для регулирования тягово-энергетических показателей на тракторах «Беларус» применяли гидромеханическую систему регулирования. Датчик тягового усилия тракторов, встроенный в палец крепления верхней тяги НУ, часто давал ложный сигнал. Поэтому у тракторов «Беларус» высокой и особо высокой мощности применена электрогидравлическая система «Bosch», а датчик тягового усилия встроен в нижнюю тягу НУ.

**Элементы теории взаимодействия трактора с задненавешенным орудием.** Две основные задачи формулируются следующим образом:

- нахождение сил, под действием которых может происходить данное движение тела;
- определение траектории движения тела, когда известны действующие на него силы.

В соответствии с ГОСТ-30745-2001 (ИСО – 9-90) «Тракторы сельскохозяйственные: определение тяговых показателей» тяговая динамика трактора рассматривается при установившемся движении, т. е. при статических предположениях.

**Расчетная схема.** Рассмотрим общий случай установившегося движения навесного МТА по наклонной опорной поверхности (рисунок 2) [7, 8, 9]. К трактору приложим:

- силу веса  $G_T$  в центре тяжести на расстоянии  $a_0$  от середины опорной поверхности гусеницы на высоте  $h_{ЦТ}$

$$G_T = G_T^H + G_T^H,$$

- где  $G_T^H$  и  $G_T^H$  — составляющие веса трактора, соответственно подрессоренный и неподрессоренный;
- силу сопротивления перекатыванию  $P_f$

$$P_f = P_f^n + P_f^k,$$

где  $P_f^n$  и  $P_f^k$  — составляющие силы сопротивления, возникающие соответственно в результате перематывания гусеницы и колееобразования;

- главный вектор и главный момент внешних сил, возникающих при взаимодействии трактора с навесным орудием;

- нормальные реакции:  $N_j^1$  — приложенные к  $j$ -опорным каткам;  $N_j$  — приложенные к  $j$ -рессорам.

К навесному орудию приложим:

- силу  $R_x^0$  тягового сопротивления, приложенную в центре тяжести орудия, на расстоянии  $a_{пл}$  от оси подвеса т. В;

- его вертикальную составляющую  $R_x^0 \text{tg} \theta$ , включающую силу веса орудия;

- нормальную реакцию  $Y_{пл}$ , приложенную в контакте опорного колеса навесного орудия с почвой на продольном расстоянии  $l_{пл}$  от оси подвеса;

- главный вектор и главный момент внешних сил, возникающие в навеске при взаимодействии с орудием.

Будем различать следующие четыре центра:

**Центр тяжести (ЦТ)** — точка, в которой приложена равнодействующая сил веса.

**Центр давления (ЦД)** — точка, в которой приложена равнодействующая нормальных реакций почвы, возникающих в контактах опорной поверхности гусеницы с почвой. Продольная координата  $x_d$  ЦД отсчитывается от середины опорной поверхности гусеницы.

**Центр упругости подвески (ЦУП)** — точка, при повороте вокруг которой

$$c_j l_{jЦУП} = 0,$$

где  $l_{jЦУП}$  — расстояния от  $j$ -рессор до ЦУП;  $c_j$  — жесткости  $j$ -рессоры:

$$c_j = \frac{N_j}{f_j},$$

где  $f_j$  — ход  $j$ -катка.

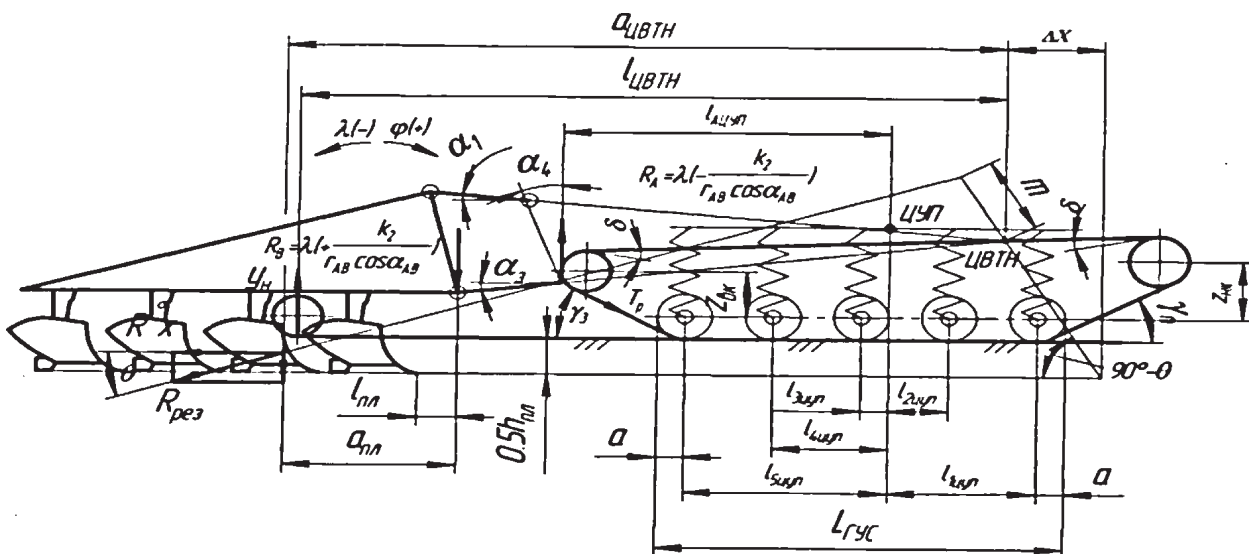


Рисунок 2 — Схема навесного МТА

Центр вращения тяг навески (ЦВТН) — точка пересечения в продольной плоскости осей верхней и нижних тяг. Изменяя положение ЦВТН, например, путем перестановки точки  $D$  (см. рисунок 1) крепления верхней тяги НУ на тракторе, можно изменять продольную координату  $l_{\text{ЦВТН}}$  — расстояние до оси опорного колеса навесной машины. Чем больше  $l_{\text{ЦВТН}}$ , тем меньше влияют на нормальную нагрузку  $Y_{\text{н}}$  относительные перемещения трактора и сельхозорудия.

Будем рассматривать малые продольно-угловые перемещения в следующих координатах:

- трактора:  $z$  — вертикальные перемещения ЦУП,  $\varphi$  — угол дифферента корпуса;

- навесного орудия рассматриваются в координатах:  $q_{\text{пл}}$  — вертикальные опорного колеса, причем, будем обозначать через  $q_{\text{пл}}^0$  деформацию почвы при движении по ровной поверхности, а через  $\Delta q_{\text{пл}}$  — дополнительную деформацию неровности;  $\psi$  — угол поворота рамы сельхозорудия вокруг оси опорного колеса.

Нормальная реакция, приложенная к опорному колесу:

$$Y_{\text{н}} = c_{\text{пл}}(q_{\text{пл}} + \Delta q_{\text{пл}}),$$

где  $c_{\text{пл}}$  — суммарная жесткость почвы и тяг навески, приведенная к опорному колесу орудия.

Жесткость почвы определяется характеристикой последней при вдавлении опорного колеса и рабочих органов. Жесткость тяг НУ определяется жесткостью встроенной в верхнюю тягу навески пружины.

При дифференте (повороте) на угол  $\varphi$  назад корпус трактора сжимает верхнюю тягу навески, вдавливает в почву опорное колесо на величину  $\Delta q_{\text{пл}}$  и поворачивает корпус орудия на угол  $\psi$ . Данная задача является статически неопределимой. Ее решаем, используя метод и множитель Лагранжа  $\lambda$  для системы с избыточными координатами.

Для расчета общей динамики навесного МТА следует определить пять неизвестных:  $z$ ,  $\varphi$ ,  $\Delta q_{\text{пл}}$ ,  $\psi$  и  $\lambda$ . Всего необходимо получить пять уравнений. Одно из них — уравнение связи перемещений трактора и сельхозорудия.

Уравнения связи перемещений трактора и задне-навешенного сельхозорудия. На рисунке 1 обозначены: - длины тяг и стойки механизма  $r_i$  и углы их наклона  $\alpha_i$ , соответственно  $r_{\text{DC}}$  и  $\alpha_{\text{DC}}$  — верхней тяги;  $r_{\text{BC}}$  и  $\alpha_{\text{BC}}$  — стойки;  $r_{\text{AB}}$  и  $\alpha_{\text{AB}}$  — нижней тяги.

Обозначены также: через  $r_{\text{AD}}$  — длина отрезка, соединяющего шарниры крепления тяг навески на тракторе, а через  $\alpha_{\text{AD}}$  — угол его наклона к вертикали.

Тогда исключая члены системы уравнений, содержащие  $d\alpha_{\text{DC}}$ , запишем

$$\varphi = K_1\psi + K_2d\alpha_{\text{AB}}.$$

Если колесо орудия движется со смятием почвы без отрыва от поверхности поля

$$d\alpha_{\text{AB}} = \frac{(z - \varphi l_{\text{ЦУП}}) - (q_{\text{пл}} + \psi l_{\text{пл}})}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}.$$

Пусть также

$$K_1 = \frac{r_{\text{BC}} \cos(\alpha_{\text{DC}} + \alpha_{\text{BC}})}{r_{\text{AD}} \cos(\alpha_{\text{DC}} + \alpha_{\text{AD}})}; K_2 = \frac{r_{\text{AB}} \sin(\alpha_{\text{DC}} - \alpha_{\text{AB}})}{r_{\text{AD}} \cos(\alpha_{\text{DC}} + \alpha_{\text{AD}})}.$$

Подставив выражение для  $d\alpha_{\text{AB}}$  в предыдущую формулу, получим уравнение связи перемещений трактора и сельхозорудия

$$f(\varphi, \psi, z, q_{\text{пл}}) = \varphi \left[ 1 + K_2 \times \frac{l_{\text{ЦУП}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] - \psi \left[ K_1 - K_2 \frac{l_{\text{пл}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] + (q_{\text{пл}} - z) \left[ \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] = 0. \quad (1)$$

**Определение сил и моментов.** Используя метод Лагранжа, определим силы и моменты, возникающие на малых перемещениях трактора  $z$ ,  $\varphi$  и сельхозорудия  $q_{\text{пл}}$ ,  $\psi$ :

- главный вектор внешних сил, действующих на корпус при перемещении  $z$  ЦУП, приложенный в точке  $A$  (передний шарнир нижней тяги):

$$\frac{\partial f(z, \varphi, \psi, q)}{\partial z} = R_A = -\lambda \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} = -\lambda / \rho_{\text{OA}} \cos \alpha_{\text{AB}};$$

- главный вектор внешних сил, действующих на корпус орудия при перемещении  $q_{\text{пл}}$  опорного колеса, приложенный в точке  $B$  (задний шарнир нижней тяги):

$$\frac{\partial f(z, \varphi, \psi, q)}{\partial q} = R_B = \lambda \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} = \lambda / \rho_{\text{OB}} \cos \alpha_{\text{AB}};$$

- главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса трактора:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f(z, \varphi, \psi, q)}{\partial \varphi} &= \lambda \left[ 1 + \frac{K_2 l_{\text{ЦУП}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] = \\ &= \lambda \left[ 1 + \frac{l_{\text{ЦУП}}}{\rho_{\text{AO}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] = \lambda - R_A l_{\text{ЦУП}}; \end{aligned}$$

- главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса сельхозорудия

$$\begin{aligned} \frac{\partial f(z, \varphi, \psi, q)}{\partial \psi} &= \lambda \left[ -K_1 + \frac{K_2 l_{\text{пл}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] = \\ &= \lambda \left[ -\frac{\rho_{\text{BO}}}{\rho_{\text{AO}}} + \frac{l_{\text{пл}}}{\rho_{\text{BO}} \cos \alpha_{\text{AB}}} \right] = -\lambda \frac{\rho_{\text{BO}}}{\rho_{\text{AO}}} + R_B l_{\text{пл}}. \end{aligned}$$

Плечо  $m$  определим из следующих предпосылок. ГОСТ 10677-2001 «Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8» рекомендует выбирать: продольное расстояние от ЦВТН до оси задних опорных катков:  $x_0 = (0,5...0,8)L_{\text{ГУС}}$ , условный угол тяги не более  $\Delta_B = 7...10^\circ$ ; условную высоту оси подвеса  $m_3 = 0,4$  м. В движении полное натяжение гусеничного обвода формируется в результате суммирования растягивающих усилий:

-  $T_p$  — натяжения ведущей (рабочей) ветви, приложенная под углом  $\gamma_3$  к горизонтали;



- $T_{cb}^n$  — статического натяжения гусеницы, приложенная на наклонном участке под углом  $\gamma_n$ , а на провисающем — под углом  $\delta$  к горизонтали;
- ТЦ — инерции гусеницы:

$$T_{ц} = \frac{qv^2}{g},$$

- где  $v$  — скорость перематывания гусеницы;
- $T$  — натяжения провисающей части:

$$T = \frac{P_{вк}}{1 + l_{cb} / l_p},$$

где

$$P_{вк} = \frac{M_{e_{тp}} \eta_{тp} \eta_{вк}}{r_{вк}},$$

$M_{вк}$  — ведущий момент  $M_{вк} = P_{вк} r_{вк}$ ,  $r_{вк}$  — радиус ведущего колеса,  $P_{вк}$  — усилие на ведущем колесе,  $l_{cb}$  и  $l_p$  — длины свободной и рабочей ветвей гусеницы соответственно.

Условия равновесия трактора с  $f_{CTj}$  прогибом  $j$ -рессор под ЦУП в статике:  $\Sigma Z = 0$ .

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{2n} c_j [(f_{CTj} + z) + (\varphi_0 - \varphi) l_{jЦУП}] &= \\ &= (G_T - G_T^H) \cos \alpha + T_p \sin \gamma_3 + \\ &+ T_{cb} \sin \gamma_{II} + \lambda \cdot \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\sum M_{ЦУП} = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{2n} [c_j (f_{CT} + z) + (\varphi_0 - \varphi) l_{jЦУП}] l_{jЦУП} &+ \\ &+ (G_T - G_T^H) [\cos \alpha (-a_y + a_0) - \sin \alpha z_{цт}] + \\ &+ (T_{cb}^3 \cos \delta + T_p \cos \gamma_3) z_{вк} - (T_p \sin \gamma_3 - T_{cb}^3 \sin \delta) a_{вк} + \\ &+ T_{cb}^n [(\sin \gamma_{II} + \sin \delta) a_{нк} - (\cos \gamma_{II} + \cos \delta) \cdot z_{нк}] - \end{aligned} \quad (3)$$

$$- \frac{R_x^0 m}{\cos(\theta \pm \psi)} + P_{вк} r_{вк} - \lambda \left( 1 + \frac{l_{AЦУП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right) = 0,$$

где  $z_{цт}$ ,  $z_{вк}$ ,  $z_{нк}$  — высоты от уровня опорной поверхности соответственно центра тяжести, осей ведущего и направляющего колес над осями опорных катков;  $a_0$  — продольные расстояния от середины гусеницы до ЦТ;  $a_y$  — от ЦТ до ЦУП;  $l_{jЦУП}$  — расстояния от осей  $j$ -катков до ЦУП;  $\delta$  — угол наклона к горизонтали свободной ветви гусеницы в результате провисания;  $\gamma_3, \gamma_{II}$  — углы наклона к горизонтали соответственно задней и передней наклонных ветвей гусеницы;  $r_{вк}$  — радиус ведущего колеса.

**Условия равновесия сельхозорудия.** Уравнение моментов относительно ЦВТН:

$$\begin{aligned} \frac{R_x^0}{\cos(\theta \pm \psi)} (a_{цвтн} + \Delta x) \sin \theta - \frac{z_{цвтн}}{\sin(90^\circ - \theta \pm \psi)} - \\ - C_{пл} (q_{пл} + \Delta q_{пл}^0) l_{цвтн} + \lambda \times \left[ K_1 + K_2 \times \frac{L_{пл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение проекций на ось  $z$ :

$$R_x \operatorname{tg}(\theta \pm \psi) - C_{пл} (q_{пл}^0 - \Delta q_{пл}) + \lambda \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = 0. \quad (5)$$

Геометрические параметры ЗНУ приняты в соответствии с рекомендациями ГОСТ 10677 – 2001 и реальной конструкцией трактора. Приведенная система четырех уравнений плюс уравнение связи решены относительно  $z$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\Delta q_{пл}$  и  $\lambda$  [9, 10, 14].

**Показатели взаимодействия трактора с орудием.**

На тяговую динамику трактора существенно влияют его дифференты и вертикальные перемещения ЦУП, возникающие при перемещениях как по ровной поверхности, так и, особенно, по неровностям рельефа. Особенности формирования касательных сил тяги на активно-опорных участках эластичной гусеницы рассмотрены в работе [12]. Показано, что у трактора с задним расположением направляющего колеса до 80 % суммарной касательной силы тяги  $P_{вк}$  формируется под 4 и 5 опорными катками. Это вызвано тем, что натяжение, а следовательно, и сдвиговые деформации почвы нарастают от передних катков к задним.

Влияние наклона опорной поверхности представлено в таблице 1.

Расчеты для пахотного МТА трактора «Беларус 2103» показали [13], что названный трактор при буксовании  $\delta = 0,05$  способен преодолевать тяговую нагрузку:

- на подъеме  $\alpha = -10^\circ$ :  $R_x = 15,54$  кН, развивая касательную силу тяги  $P_{вк} = 53,06$  кН; момент «защемления» верхней тяги ЗНУ  $\lambda = 0,61$  кН·м;

Таблица 1 — Влияние наклона опорной поверхности на показатели взаимодействия трактора с орудием

Показатели	$\alpha = -10^\circ$ (на подъеме)	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 10^\circ$ (на спуске)
$T_p$ , кН	69,0	68,0	65,7
$T_{cb}$ , кН	16,0	16,0	16,64
$P_{вк}$ , кН	53,0	51,9	49,0
$Z_0 / Z$ , м/м	0,057 / 0,0624	0,063 / 0,058	0,061 / 0,057
$\varphi_0 / \Delta\varphi$	1,0 / -1,74	1,4 / -1,97	1,8 / -2,4
$M_{откл}$ , кН·м	4,59	10,52	16,05
$Y_H$ , кН	1,33	3,05	4,65
$\lambda$ , кН·м	0,61	1,40	2,13
$R_A$ , кН	0,64	1,47	2,23
$R_B$ , кН	-0,64	-1,47	-2,23
$P_{fz}$ , кН	12,8	13,0	13,04
$P_\alpha$ , кН	-23,29	0	23,28
$R_x$ , кН	15,54	35,6	54,28

Таблица 2 — Влияние направления линии результирующего тягового сопротивления на показатели взаимодействия трактора с орудием

Показатели	$\theta = -10^\circ$	$\theta = 0^\circ$
$T_p$ , кН	60,8	45,8
$T_{CB}$ , кН	17,4	20,2
$P_{BK}$ , кН	43,4	25,6
$Z_0 / Z$ , м/м	0,06/0,03	0,06/0,004
$\Phi_0 / \Delta\Phi$	1,4/-1,63	1,4/3,44
$M_{откл}$ , кН·м	-11,95	21,50
$Y_H$ , кН	3,46	-6,23
$l$ , кН·м	2,13	-2,88
$R_A$ , кН	2,25	-3,02
$R_B$ , кН	-2,25	3,02
$P_{fz}$ , кН	12,2	10,3
$P_\alpha$ , кН	0	0
$R_x$ , кН	28,5	16,8

- на ровной поверхности  $\alpha = 0^\circ$ :  $R_x = 54,38$  кН;  $P_{BK} = 53,06$  кН;  $\lambda = 1,40$  кН·м;  
 - на спуске  $\alpha = 10^\circ$ :  $R_x = 54,38$  кН;  $P_{BK} = 49,02$  кН;  $\lambda = 2,13$  кН·м.

Влияние направления линии результирующего тягового сопротивления представлено в таблице 2.

При этом момент  $\lambda$  составляет 5–7 % от отклоняющего (заглубляющего) момента  $M_{откл}$ , а трактор догружается силой, нормальной опорной поверхности  $R_A = 1,47$  кН. Равной силой противоположного знака  $R_B = -1,47$  кН разгружается плуг, что приводит к его перекоосу и увеличению сил трения.

Если результирующая сила тягового сопротивления орудия отклонена вниз под углом  $\theta = 10^\circ$ , а плечо действия силы тяги относительно ЦВТН равно  $m = +0,29$  м; технологическое сопротивление рабочих органов орудия  $R_x = 28,5$  кН плюс сила трения орудия  $P_f = 12,2$  кН. При этом под катками на активно-опорных участках гусеницы формируется суммарная касательная сила тяги  $P_{BK} = 43,4$  кН, а сила натяжения рабочей ветви гусеницы  $T_p = 60,8$  кН. Нормальная нагрузка на опорное колесо орудия при этом составляет  $Y_H = 3,46$  кН, а момент «защемления» тяг ЗНУ  $\lambda = +1,12$  кН·м. Усилие  $R_A = 1,47$  кН — догружает корму трактора, усилие  $R_B = -1,47$  кН — разгружает переднюю часть плуга.

Если результирующая сила тягового сопротивления орудия отклонена вверх под углом  $\theta = 10^\circ$  (режим, свойственный работе кротодренажной машины) плечо действия силы тяги относительно ЦВТН  $m = -1,28$  м, то преодолеваемое технологическое сопротивление рабочих органов сельхозо-

рудия составляет лишь  $R_x = 16,8$  кН плюс сила трения орудия  $P_f = 10,3$  кН. При этом под катками на активно-опорных участках формируется суммарная касательная сила тяги  $P_{BK} = 25,6$  кН, а сила натяжения рабочей ветви гусеницы  $T_p = 45,8$  кН. Нормальная нагрузка на опорное колесо орудия при этом составляет  $Y_H = -6,23$  (но не превышает вес орудия), а момент «защемления» тяг ЗНУ противоположного знака  $\lambda = -2,88$  кН·м,  $R_A = -3,02$  кН — разгружает корму трактора,  $R_B = 2,25$  кН — догружает переднюю часть плуга.

Влияние неровностей рельефа рассмотрено в работе А.В. Ващулы [14]. Показано, что при переезде неровностей рельефа опорными колесами трактора или навесного орудия, моменты и усилия, вызванные «защемлением» верхней тяги НУ, могут достигать  $\lambda = 30-50$  кН·м.

Для снижения приведенных значений  $\lambda$  рекомендуется:

- совмещать положение ЦВТН и ЦУП;
- применять гибридный плуг типа «Lemken». У последнего опорное колесо орудия смещено назад от точки прицепа (т. В) на продольное расстояние  $l_{пл} = 2/3 L_{пл}$  вместо  $l_{пл} = 1/3 L_{пл}$ ;
- регулировать с помощью мехатронной системы длину верхней тяги ЗНУ.

Полученные выводы подтверждены экспериментальными данными, на которые приведены ссылки.

**Выводы.** 1. Традиционные подходы, изложенные в дисциплине «Эксплуатация МТП», основываются на рассмотрении кинематики поворота МТА и простейших задач взаимодействия трактора с прицепным орудием. Комплектование МТА производится без учета связей, накладываемых кинематикой НУ и взаимными перемещениями трактора и сельхозорудия, приводит к увеличению их динамической нагруженности ходовой системы трактора и снижению КПД.

2. Момент, вызванный «защемлением» верхней тяги ЗНУ при пахоте навесным МТА на базе трактора «Беларус 2103» на ровных почвенных фонах, достигает  $\lambda = 0, 5-3,0$  кН·м и составляет 5–7 % от заглубляющего момента. Однако, эффект, вызванный перекосом навесного орудия в продольной плоскости, приводит к существенному росту энергетических потерь. При переезде неровностей рельефа названный момент существенно больше.

3. Энергетические и динамические эффекты, вызванные взаимными перемещениями колесного трактора и сельхозорудия, подтверждены также экспериментальными исследованиями «Белорусской МИС» [4]. Приведены экспериментальные данные, подтверждающие существенное влияние «защемления» верхней тяги ЗНУ на тягово-энергетические показатели трактора.

4. Выполненные исследования и расчеты показали, что разработка теории задач взаимодей-

ствия трактора с орудием с учетом их взаимных перемещений и создание мехатронной системы регулирования с датчиком, встроенным в верхнюю тягу ЗНУ — актуально.

#### Список литературы

1. Белоусов, Б.Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкции. Теория. Расчет / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов. — М.: МГТУ им Баумана, 2006. — 728 с.
2. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. — М.: Агропромиздат, 382 с.
3. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В.В. Гуськов [и др.]. — Минск: Высш. школа, 1981. — 383 с.
4. 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.
5. Якулявичюс, А. Зависимость буксования ведущих колес трактора от установки опорного колеса плуга / А. Якулявичюс // Тракторы и с.-х. машины. — 2008. — № 8. — С. 23–25.
6. Такой тяжелый и все таки такой легкий. Испытания плуга Lemken Vari Tansanit 8 // Современная с.-х. техника и оборудование. — 2007. — № 3. — С. 34–37.
7. Горин, Г.С. Исследования и обоснование типа подвески гусеничного скоростного трактора класса 3: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Г.С. Горин; ЦНИИМЭСХ. — Минск, 1970. — 185 с.
8. Горин, Г.С. Общая и тяговая динамика поддресоренного гусеничного трактора с задненавешенным орудием. Кинематика / Г.С. Горин // Агропанорама. — 2013. — № 4. — С. 2–7.
9. Горин, Г.С. Общая и тяговая динамика поддресоренного гусеничного трактора с задненавешенным орудием. Динамика / Г.С. Горин // Агропанорама. — 2013. — № 5. — С. 3–7.
10. Горин, 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. аграрных наук. — 2009. — № 4. — С. 97–107.
11. Горин, Г.С. Влияние малых взаимных перемещений трактора и полунавесного, прицепного сельхозорудия на тяговую и общую динамику их взаимодействия / Г.С. Горин, А.В. Захаров, А.В. Ващула // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграрных наук. — № 2. — С. 105–112.
12. Горин, Г.С. Расчет общей и тяговой динамики поддресоренного гусеничного трактора / Г.С. Горин // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. — 2009. — № 1. — С. 91–98.
13. Разработать методику, программное обеспечение и исследовать влияние агрегируемого рабочего оборудования на тягово-сцепные качества трактора «Беларус-2102» и его модификаций, исследовать нагруженность тракторов при работе с рабочим оборудованием: отчет о НИР ГТНП «Белавотракторостроение» / БГАТУ; рук. темы Г.С. Горин. — Минск, 2004. — № ГР 200332. — 38 с.
14. Ващула, А.В. Повышение навесоспособности трактора в рабочем положении компенсацией продольно-угловых перемещений: дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01 / БГАТУ; А.В. Ващула. — Минск, 2010. — 182 с.

GORIN Gennady S., Dr. Techn. Sc., Professor

Expert of the Joint expertise<sup>1</sup>

E-mail: genadz\_gorin@mail.ru

SILCHENKO Anatoly A., Cand. Techn. Sc.

Deputy Chairman<sup>1</sup>

<sup>1</sup>State Committee on Science and Technology of the Republic of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 16 September 2014.

## LOADS OF TRACTION VALUES OF THE TRACTOR'S HITCH WITH KINEMATIC CONSTRAINTS OF THE SYSTEM AND THE MUTUAL MOVEMENTS OF A TRACTOR AND AN AGRICULTURAL IMPLEMENT

*The communication equation is received is longitudinal — angular movings of a tractor and the agricultural impliment on back suspension, having a basic wheel. Small mutual movings of a tractor and the agricultural impliment in the course of copying of roughnesses of a relief and deformations of springs of a suspension bracket of a tractor lead to "jamming" of the top draught WELL and to increase in efforts and the moments in back suspension. The experimental data confirming essential influence of "jamming" of top draught back suspension are resulted on tractive-power indicators of a tractor Are received expressions and system of 5 equations for calculation of the given efforts and the moments. It is established that at work on an equal basic surface the moments caused by "jamming" of top draught back suspension, make 5–7 % from lowing. At arrival on roughness of a macror relief the named moments 10 times more.*

**Keywords:** back suspension, basic wheel, load calculation, tractor, agricultural implement

#### References

1. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod'emnosti. Konstruktsii. Teoriia. Raschet* [Wheeled vehicles of heavy-duty. Construct. Theory. Calculation]. Moscow, MGTU im Bauman Publ., 2006. 728 p.
2. Chudakov D.A. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilii* [Fundamentals of the theory and calculation of a tractor and a car]. Moscow, Agropromizdat. 382 p.
3. Gus'kov V.V. [et al.]. *Traktory. Chast' 3. Konstruirovaniye i raschet* [Tractors. Part III. Design and calculation]. Minsk, Vyssh. shkola, 1981. 383 p.
4. *Spetsial'nye ispytaniia no otsenke effektivnosti ispol'zovaniia perednikh ballastnykh gruzov traktorov marki "BELARUS-2522DV" i "BELARUS-3022DV": otchet № 129B8/1* [Special tests but evaluating the effectiveness of the use of front ballast weights tractors "Belarus-2522DV" and "Belarus-3022DV": report no. 129B8 / 1]. GU Belorusskaia MIS, 30.10.08. 21 p.

5. Iakuliavichius A. Zavisimost' buksovaniia vedushchikh koles traktora ot ustanovki opornogo kolesa pluga [Dependence of slippage of the drive wheels of a tractor on setting of the reference wheel plow]. *Traktory i s.-kh. Mashiny* [Tractors and Agricultural Machines]. 2008, no. 8, pp. 23–25.
6. Takoi tiazhelyi i vse taki takoi legkii. Ispytaniia pluga Lemken Vari Tansanit 8 [Such heavy and yet so light. Plow tests. Lemken Vari Tansanit 8]. *Sovremennaiia s.-kh. tekhnika i oborudovanie* [Modern agricultural machinery and equipment], 2007, no. 3, pp. 34–37.
7. Gorin G.S. *Issledovaniia i obosnovanie tipa podveski gusenichnogo skorostnogo traktora klassa 3* [Research and study the type of suspension crawler tractor speed class 3]. TsNIIMESKh Publ., Minsk, 1970. 185 p.
8. Gorin G.S. *Obshchaia i tiagovaia dinamika podressorenno gusenichnogo traktora s zadnaveshennym orudiem. Kinematika* [General and traction dynamics of sprung crawler tractor with back hanged instrument. Kinematics]. Agropanorama, 2013, no. 4, pp. 2–7.
9. Gorin G.S. *Obshchaia i tiagovaia dinamika podressorenno gusenichnogo traktora s zadnaveshennym orudiem. Dinamika* [General and traction dynamics of sprung crawler tractor with back hanged instrument. Kinematics]. Agropanorama, 2013, no. 5, pp. 3–7.
10. Gorin G.S., Zakharov A.V., Vashchula A.V. Vliianie malyykh vzaimnykh peremeshchenii traktora i navesnogo sel'khozorudii na tiagovuiu i obshchuiu dinamiku ikh vzaimodeistviia [Influence of small mutual movements of tractor and mounted agricultural equipment for traction and the overall dynamics of their interaction]. *Vestnik Natsional'noi akademii nauk Belarusi. Seriya agrarnykh nauk* [Bulletin of the National Academy of Sciences of Belarus. Series of Agrarian science], 2009, no. 4, pp. 97–107.
11. Gorin G.S., Zakharov A.V., Vashchula A.V. Vliianie malyykh vzaimnykh peremeshchenii traktora i polunavesnogo, pritsepnogo sel'khozorudii na tiagovuiu i obshchuiu dinamiku ikh vzaimodeistviia [Influence of small mutual displacement of the tractor and semi-mounted, towed agricultural equipment for traction and overall dynamics of their interaction]. *Vestnik Natsional'noi akademii nauk Belarusi. Seriya agrarnykh nauk* [Bulletin of the National Academy of Sciences of Belarus. Series of Agrarian science], no. 2, pp. 105–112.
12. Gorin G.S. Raschet obshchei i tiagovoi dinamiki podressorenno gusenichnogo traktora [Calculation of total and traction dynamics of sprung crawler tractor]. *Vestnik Natsional'noi akademii nauk Belarusi* [Bulletin of the National Academy of Sciences of Belarus.], 2009, no. 1, pp. 91–98.
13. Gorin G.S. *Razrabotat' metodiku, programnoe obespechenie i issledovat' vliianie agregiruemogo rabocheho oborudovaniia na tiagovostsepyne kachestva traktora "Belarus — 2102" i ego modifikatsii, issledovat' nagrazhennost' traktorov pri rabote s rabochim oborudovaniem: otchet o NIR GTNP "Belavtotraktorostroenie"* [Develop methodology, software and to investigate the influence of mounted work equipment for traction quality tractor "Belarus — 2102" and its modifications, to investigate loading tractors during work with equipment: research report GTNP "Belavtotraktorostroenie"]. BGATU, Minsk, 2004, no. GR 200332. 38 p.
14. Vashchula A.V. *Povyshenie navesosposobnosti traktora v rabochem polozenii kompensatsiei prodol'no-uglovykh peremeshchenii. Dis. kand. tekhn. Nauk* [Increase of hover capabilities of tractor in working position by compensation of longitudinal angular displacements. PhD. tech. sci. diss.]. Minsk, 2010. 182 p.