

УДК 62-82.512.572

РАСЧЁТ УСИЛИЙ В ТЯГАХ ПЕРЕДНЕГО НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ НЕРОВНОСТЕЙ РЕЛЬЕФА

Г.С. Горин, доктор технических наук

Белорусский государственный аграрный технический университет

А.В. Ващула, зав.лабораторией

ГУ «Белорусская МИС»

Ключевые слова: канал, открытая сеть, пропускная способность, эрозия, заиление, межремонтный период

Введение

В мировом сельскохозяйственном машиностроении проявилась тенденция построения уравновешенных в продольной плоскости эшелонированных пахотных агрегатов, несущих плуги на передней и задней навесках. Такое построение особенно актуально на базе гусеничных поддрессоренных тракторов, имеющих в процессе работы большой дифферент. Использование эшелонированных пахотных агрегатов позволит:

- улучшить копирование рельефа;
- уменьшить разворотную полосу и, как следствие, улучшить топливную экономичность.

Передненавесное орудие сбалансировано трактор при движении по ровной поверхности, но не предотвратит защемление верхних тяг (передней и задней) в процессе переезда неровностей рельефа поля.

Современные электрогидравлические системы автоматического регулирования навески (далее ЭГСАРН) типа БОШ не предназначены для таких существенных изменений длины тяг навески. Кроме того, рядом исследований [1-3] установлено, что и на колёсных тракторах электрогидравлическая САРН создает напряженный, близкий к автоколебательному режим работы при силовом регулировании, система в процессе эксплуатации работает нестабильно, равномерность глубины пахоты при силовом и смешанном регулировании в тех почвенных условиях, где проводились полевые испытания, не отвечала требованиям агротехники. Для повышения эффективности функционирования САРН необходимо снизить примерно в 2 раза время запаздывания при коррекциях, увеличить статическую нечувствительность силового контура, повысить стабильность и надежность работы.

Исследования влияния пневмогидравлической навесной системы трактора [4] класса 30 кН на тяговые показатели при работе с плугом показали, что применение такой навески позволило снизить среднее тяговое усилие, буксование и увеличить скорость

$$\begin{cases} \sum M_C=0 & \left\{ \begin{aligned} + T_{AB}^0 \cdot r_{BC} \cos(\alpha_{AB} - \alpha_{BC}) &= R_x \operatorname{tg} \theta (0,5 L_{пл} - r_{BC} \sin \alpha_{BC}) + \\ + R_x (0,5 h_{пл} + m_3 + r_{BC} \cos \alpha_{BC}) - Y^0 (L_{пл} - r_{BC} \sin \alpha_{BC}) &= 0; \end{aligned} \right. \\ \sum M_B=0 & \left\{ \begin{aligned} - T_{CD}^0 \cdot r_{BC} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{BC}) &= R_x \operatorname{tg} \theta (0,5 L_{пл}) + \\ + R_x (0,5 h_{пл} + m_3) - Y^0 L_{пл} &. \end{aligned} \right. \end{cases} \quad (2)$$

где r_{BC} – высота стойки BC, α_{AB} , α_{CD} и α_{BC} – углы наклона тяг ПНУ AB и CD и стойки BC соответственно; R_x – горизонтальная составляющая силы тягового сопротивления; θ – угол наклона результирующей тягового сопротивления к горизонтали; $L_{пл}$ – длина плуга; $h_{пл}$ – глубина пахоты; m_3 – высота оси подвеса в рабочем положении; Y^0 – реакция на копирующем колесе.

При дифференте корпуса трактора и (или) рамы орудия в системе «трактор-орудие» возникают дополнительные моменты, описанные в работе [6].

Воздействие со стороны трактора на орудие и наоборот передается через тяги навесного устройства. Поэтому появление вследствие переезда неровностей моментов взаимодействия трактора и орудия $M_{Гтр}$ и $M_{Гпл}$ вызывают приращение T_{AB}^A и T_{CD}^A усилий в тягах навесного устройства.

Исходя из условия, что у трактора центр вращения в продольно-вертикальной плоскости совпадает с центром упругости подвески, а у орудия – с осью копирующего колеса, проведем следующие преобразования:

- момент $M_{Гтр}$ разложим на 2 пары сил (рис. 2): одна пара сил T_{ABTr}^A и одна пара T_{CDTr}^A . У каждой пары одна из сил приложена в центре упругости подвески, а вторая – в шарнирах крепления тяг навесного устройства A и D соответственно.

Приращения T_{AB}^A и T_{CD}^A определяют как проекции приращений N_{ABTr}^A и N_{CDTr}^A на тяги AB и CD, соответственно, по формулам:

$$\begin{cases} N_{CDTr}^A = T_{CD}^A \cos(\alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦУП}), \\ N_{ABTr}^A = T_{AB}^A \cos(\alpha_{BC} + \varepsilon_{AЦУП}), \end{cases} \quad (3)$$

где $\varepsilon_{DЦУП}$ и $\varepsilon_{AЦУП}$ – углы наклона к горизонтали лучей $S_{DЦУП}$ и $S_{AЦУП}$ соответственно.

Тогда главный момент внешних сил, действующих на трактор относительно ЦУП, определяется по формуле как произведение нормальных составляющих сил на плечи:

$$M_{Tr} = T_{CDTr}^A \cos(\alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦУП}) C_{DЦУП} + T_{ABTr}^A \cos(\alpha_{BC} + \varepsilon_{AЦУП}) C_{AЦУП}, \quad (4)$$

где $C_{DЦУП}$ и $C_{AЦУП}$ – расстояния от ЦУП до шарниров D и A соответственно:

$$\begin{cases} C_{DЦУП} = \sqrt{(y_D - y_{ЦУП})^2 + (l_{AЦУП} + r_{AD} \sin \beta_{AD})^2}, \\ C_{AЦУП} = \sqrt{(y_A - y_{ЦУП})^2 + l_{AЦУП}^2}, \end{cases} \quad (5)$$

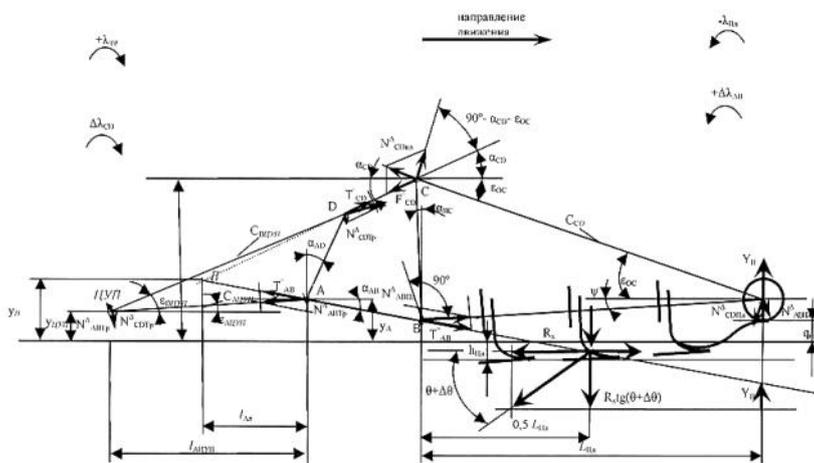


Рис. 2. Схема к расчёту приращений усилий T^Δ в тягах переднего навесного устройства при дифференце трактора вперед

где $u_A, u_D, u_{ЦУП}$ – высоты от опорной поверхности шарниров A, D и центра упругости подвески (ЦУП) соответственно; $l_{ЦУП}$ – продольное расстояние от шарнира A до ЦУП.

• момент $M_{ГПл}$ также разложим на 2 пары сил (рис. 2): одна пара сил $T_{ABПл}^\Delta$ и одна пара $T_{CDПл}^\Delta$. У каждой пары одна из сил приложена к центру упругости подвески, а вторая – к шарнирам B и C соответственно. Тогда главный момент внешних сил, действующих на орудие относительно его опорного колеса, определяется по формуле:

$$M_{Пл}^\Delta = T_{CD}^\Delta C_{OC} \cos 90^\circ - \alpha_{CD} - \epsilon_{OC} \pm T_{AB}^\Delta C_{OB} \cos 90^\circ - \alpha_{AB} - \epsilon_{OB} \quad (6)$$

где C_{OB} и C_{OC} – расстояния от оси вращения копирующего колеса орудия до шарниров B и C ; ϵ_{OC} и ϵ_{OB} – углы наклона к горизонтали лучей C_{OC} и C_{OB} , соответственно.

$$C_{OC} = \sqrt{r_{BC}^2 + l_{Пл}^2}, \quad C_{OB} \approx l_{OB} \quad (7)$$

Нормальные приращения $F_{ABПл}^\Delta$ и $F_{CDПл}^\Delta$ в данном случае определяются уже как проекции $T_{ABПл}^\Delta$ и $T_{CDПл}^\Delta$ на оси тяг AB и CD , соответственно, по формулам:

$$\text{Из } \sum M_C = 0 \text{ следует } N_A^\Delta = T_{AB}^\Delta \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{BC} + \alpha_{AB})}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = K_A T_{AB}^\Delta,$$

$$\text{Из } \sum M_B = 0 \text{ следует } N_D^\Delta = T_{CD}^\Delta \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{BC} + \alpha_{CD})}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = K_D T_{CD}^\Delta, \quad (8)$$

$$\text{Где } K_A = \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{AB} + \alpha_{BC})}{r_{AB} \cos(\alpha_{AB})}, K_D = \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{CD} + \alpha_{BC})}{r_{AB} \cos(\alpha_{AB})};$$

С учетом выражений, приведенных в [6]:

Момент, отклоняющий трактор

$$M_{Tp} = \lambda \left[1 - K_2 \frac{l_{AЦПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] = N_{CD}^{\Delta} \cos \alpha'_{CD} - e_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП} + N_{AB}^{\Delta} \cos \alpha'_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП}$$

Момент, отклоняющий орудие

$$M_{nz} = -\lambda \left[K_1 - K_2 \frac{l_{nz}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] = T_{CD}^{\Delta} \sin \alpha_{CD} + \varepsilon_{OC} \bar{C}_{OC} + T_{AB}^{\Delta} \sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{OB}$$

где λ – множитель Лагранжа, имеющий размерность момента;
коэффициенты K_1 и K_2 рассчитываются по формулам:

$$\left\{ \begin{aligned} K_1 &= \frac{r_{BC} \cos(\bar{\alpha}_{CD} + \bar{\alpha}_{BC})}{r_{AD} \cos(\bar{\alpha}_{CD} + \bar{\alpha}_{AD})}, \\ K_2 &= \frac{r_{AB} \sin(\bar{\alpha}_{CD} + \bar{\alpha}_{AB})}{r_{AD} \cos(\bar{\alpha}_{CD} + \bar{\alpha}_{AD})}. \end{aligned} \right.$$

Из приведенного второго уравнения получено выражение для приращения усилия:

$$T_{AB}^{\Delta} = \frac{-\lambda \left[K_1 - K_2 \frac{l_{nz}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] - T_{CD}^{\Delta} \sin \alpha_{CD} + \varepsilon_{OC} \bar{C}_{OC}}{\sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{OB}}$$

Подставив выражение для T_{AB}^{Δ} в первое уравнение, получим выражения для расчёта приращения усилий в тросах навесного устройства при дифферентах корпусов трактора и орудия:

$$T_{CD}^{\Delta} = \lambda \frac{K_A C_{AЦПП} \left[K_1 - K_2 \frac{l_{ПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП}}{C_{OC} \sin \alpha_{CD} + \varepsilon_{OC} \bar{C}_{AЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП} - C_{OB} \sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{DЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП}} \quad (9)$$

$$- \lambda \frac{K_D C_{BO} \left[1 - K_2 \frac{l_{AЦПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] \sin \alpha_{AB} - \varepsilon_{OB} \bar{C}_{OB}}{C_{OC} \sin \alpha_{CD} + \varepsilon_{OC} \bar{C}_{AЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП} - C_{OB} \sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{DЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП}}$$

$$T_{AB}^{\Delta} = -\lambda \frac{K_A C_{AЦПП} \left[K_1 - K_2 \frac{l_{ПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] \operatorname{tg} \alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП}}{C_{OB} \sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{DЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП} - C_{OC} \sin \alpha_{CD} - \varepsilon_{OC} \bar{C}_{AЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП}} \quad (10)$$

$$+ \lambda \frac{K_D C_{OC} \left[1 - \frac{K_2 l_{AЦПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] \sin \alpha_{CD} + \varepsilon_{OC} \bar{C}_{OB}}{C_{OB} \sin \alpha_{AB} + \varepsilon_{OB} \bar{C}_{DЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{CD} - \varepsilon_{DЦПП} \bar{C}_{DЦПП} - C_{OC} \sin \alpha_{CD} - \varepsilon_{OC} \bar{C}_{AЦПП} \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \varepsilon_{AЦПП} \bar{C}_{AЦПП}}$$

Дифферент корпуса трактора φ определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{\lambda \left[1 - K_2 \frac{l_{AЦПП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right]}{\sum_{j=1}^n c_j l_{jЦПП}^2}$$

Для трактора «Беларус-2103» в агрегате с трехкорпусным плугом на переднем навесном устройстве при $\varphi=3^\circ$ момент $\lambda=28,4$ кНм, и приращение усилия в верхней тяге $T_{CD}^{\Delta} = -47,01$, т.е. верхняя тяга будет работать на сжатие.

Расчет компенсатора дифферента.

Вредное влияние дифферентов трактора и орудия можно устранить за счет изменения длины верхней тяги. В этом случае присоединительный треугольник может перемещаться в продольной плоскости без поворотов.

Определим необходимое изменение длины верхней тяги, способное компенсировать дифферент.

Рассмотрим четырехугольник ABCD (рис. 1) переднего навесного устройства трактора. Уравнения кинематической связи получим из следующих преобразований:

$$\begin{cases} \sum X = 0 & \left\{ \begin{aligned} r_{CD} \cos \beta_{CD} + r_{AD} \sin \beta_{AD} &= r_{CB} \sin \beta_{CB} + r_{AB} \cos \beta_{AB} , \\ r_{CD} \sin \beta_{CD} + r_{AD} \cos \beta_{AD} &= r_{CB} \cos \beta_{CB} - r_{AB} \sin \beta_{AB} . \end{aligned} \right. \end{cases}$$

Определим зависимость изменения длины верхней тяги CD от дифферентов φ и ψ , продифференцировав уравнения по α_{CD} , α_{AB} , α_{AD} , r_{CD} , предполагая $r_{AB} = const$, $r_{BC} = const$, $r_{AD} = const$,

$$\begin{cases} r_{AD} \sin \beta_{AD} d\beta_{AD} = r_{CD} \cos \beta_{CD} d\beta_{CD} + dr_{CD} \sin \beta_{CD} + r_{AB} \cos \beta_{AB} d\beta_{AB} \\ r_{AD} \cos \beta_{AD} d\beta_{AD} - r_{CD} \sin \beta_{CD} d\beta_{CD} + dr_{CD} \cos \beta_{CD} = -r_{AB} \sin \beta_{AB} d\beta_{AB} \end{cases}$$

Сократим члены, содержащие r_{CD} и примем $d\alpha_{BC}=\psi$:

$$\begin{aligned} dr_{CD} &= \Delta r_{CD} , \\ d\beta_{AD} &= \varphi , \\ d\beta_{AB} &= \frac{-z - \varphi l_{АЦП} + q_{нз} - \psi l_{нз}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} . \end{aligned}$$

Уравнение связи представим в виде:

$$\varphi \left[1 - K_2 \frac{l_{АЦП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] - \psi \left[K_1 - K_2 \frac{l_{нз}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] + \frac{\Delta r_{DC}}{r_{AD} \cos \alpha_{CD} + \alpha_{AD}} + q_{нз} - z = \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = 0 \quad (11)$$

При положительном дифференте до $\varphi = +3$ градуса (рис. 3) достаточно уменьшить длину верхней тяги не более чем на 11,3 мм, что реально. Аналогично, при отрицательном дифференте до $\varphi = -3$ градуса (рис. 3) достаточно увеличить длину верхней тяги на 11,3 мм.

Приращение дифферента и смещение ЦУП вследствие работы с «компенсатором» верхней тяги переднего навесного устройства создает возможность дополнительного откренивания корпуса трактора при его работе в составе эшелонированного пахотного агрегата с целью уравновешивания задненавешенного плуга.

Вывод

На тягово-экономические показатели гусеничного трактора с эластичной подвеской значительное влияние оказывает дифферент корпуса трактора, так как при этом соз-

даётся дополнительное усилие в верхней тяге навески, которая под его воздействием поворачивает корпус сельскохозяйственного орудия. Для компенсации дифферента необходима система автоматического регулирования верхней тяги, способная изменять её длину до 11,3 мм на дифферентах до 3°. В случае отсутствия регулирования приращение усилия в верхней тяге T_{CD}^{Δ} может достигать 47 кН, что приведет к выходу тяги из строя.

Литература

1. Строк, Е.Я. Системы автоматического регулирования навесного устройства сельскохозяйственного трактора. / Е.Я. Строк // Приводная техника. – М., 2005. – С. 41-46.
2. Гребнев, В.П. Курсовая устойчивость навесного агрегата при использовании универсальной системы автоматического регулирования навески (САРН) / В.П.Гребнев, В.И.Панин. // Воронежский СХИ. Рукопись деп. 1991.06.03. – Воронеж, 1991. – 17 с.
3. Гребнев, В.П. Результаты исследований электрогидравлической системы автоматического регулирования навески на тракторе "Беларусь" / В.П.Гребнев, В.И. Панин // Воронежский СХИ. Рукопись деп. 1991.05.21. – Воронеж, 1990. – 21 с.
4. Гребнев, В.П. Эффективность позиционного регулирования навески на сельскохозяйственных тракторах / В.П.Гребнев, В.И. Панин. // Воронеж. гос. аграр. ун-т. Рукопись деп. 1993.10.25 №157 ВС-93. – Воронеж, 1994. – 11 с.
5. Анилович, В.Я. Конструирование и расчёт сельскохозяйственных тракторов. Машиностроение. / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М., 1976. – 455 с.
6. Горин, Г. С. Уравновешивание эшелонированного пахотного агрегата на базе гусеничного трактора в продольно-вертикальной плоскости / Г.С. Горин, А. В. Ващула // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Сер. аграрных навук. – 2008. – № 1. – С. 89-96.

Summary

Gorin G., Vashchula A. **Calculation of Efforts in Rods of Front Hitch While Crossing Irregularities of Relief**

A tendency of construction of balanced in longitudinal plane separated tillable aggregates appeared in the world agricultural machine building industry. The aggregates carry ploughs on front and rear hinges. Such a construction is especially actual based on crawler-mounted spring-loaded tractors having a high different in the process of operation.

The aim is to develop algorithm of calculating efforts in rods of tractor hitch taking into account forces and moments of interaction of the tractor and the tool appearing at the moment of crossing the irregularities of relief. To avoid the action of tractor body different affecting the hitch automatic system of hitch adjustment is proposed, with tractor's upper arm having length varying depending on the effort value in it.

It is ascertained that for Belarus-2103 tractor in the aggregate with three-body plough on front hitch at tractor body different being $\varphi = 3^\circ$ the upper rod works to compression, at that the value of appearing in it effort considerably exceeding the values intrinsic to operation on smooth base surface. For compensation of such different it is quite enough to miniaturize the length of upper rod for 11.3 mm.

Поступила 17 ноября 2009 г.