

ОБЩАЯ И ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА ПОДРЕССОРЕННОГО ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ЗАДНЕНАВЕСЕННЫМ ОРУДИЕМ. ДИНАМИКА

Г.С. Горин, докт. техн. наук, профессор (БНТУ)

Аннотация

Малые взаимные перемещения трактора и навесного орудия вызывают «защемление» верхней тяги навесного устройства. Используя метод Лагранжа для системы с избыточными связями, из уравнения кинематических связей выражены в частных производных силы и моменты, возникающие на малых перемещениях трактора и навесного орудия. Получена и решена система пяти уравнений (включая уравнение связи). Проанализированы результаты расчетов.

Small mutual movements of a tractor and the hinged tool cause "jamming" of the top draft of the hinged device. Using Lagrange's method for the system with excess communications from the equation of kinematic communications forces and moments arising on small movements of a tractor and the hinged tool have been expressed in private derivatives. The system of five equations (including the communication equation) has been received and solved. The results of calculations have been analyzed.

Введение

Аналитические и экспериментальные исследования показали, что малые взаимные перемещения колесного, а особенно подрессоренного гусеничного трактора и навесного сельхозорудия, оказывают существенное влияние на тяговую и общую динамику МТА [1, 2].

Кинематика названных взаимных перемещений рассмотрена в работе [3].

Основная часть

Общая динамика навесного орудия. Используя метод Лагранжа для системы с избыточными связями, определим в частных производных силы и моменты, возникающие на малых перемещениях трактора $z_{ЦУП}$, φ и сельхозорудия $q_{ПЛ}$, ψ :

$$\frac{\partial [f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{ПЛ})]}{\partial \varphi} = \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{R_A}{\lambda},$$

$$\frac{\partial [f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{ПЛ})]}{\partial q_{ПЛ}} = \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{R_B}{\lambda},$$

$$\frac{\partial [f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{ПЛ})]}{\partial \varphi} =$$

$$= 1 + K_2 \frac{l_{нл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{M_{ГТ}}{\lambda},$$

$$\frac{\partial [f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{ПЛ})]}{\partial \psi} =$$

$$= -K_1 + K_2 \frac{l_{нл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{M_{ГПЛ}}{\lambda}.$$

Здесь $f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{ПЛ})$ – уравнение связи, полученное в первой части работы [3]. Из полученных выражений вытекает:

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

$$M_{ГТ} = \lambda \left(1 + \frac{K_2 l_{ЦУП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right);$$

– главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса сельхозорудия:

$$M_{ГПЛ} = \lambda \left(-K_1 + \frac{K_2 l_{нл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right);$$

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

$$P_{АГТ} = -\lambda \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}};$$

– главный вектор внешних сил, действующих на корпус орудия при перемещении $q_{нл}$ опорного колеса, приложенный в точке В (задний шарнир нижней тяги):

$$R_B = P_{ВСХМ} = \lambda \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}}.$$

Нормальная реакция, приложенная к опорному колесу:

$$Y_n = c_{нл} (q_{нл} + \Delta q_{нл}), \quad (1)$$

где $c_{нл}$ – суммарная жесткость почвы и тяг НУ, приведенная к опорному колесу орудия, кН/м.

Жесткость почвы определяется характеристикой последней при вдавлении опорного колеса и рабочих органов. Жесткость тяг навесного устройства НУ

натяжения ведущей (рабочей) ветви, приложенная под углом γ_3 к горизонтали:

$$T_p = P_{\text{вк}} + T_{\text{св}}^3,$$

где натяжение свободной ветви гусеницы сзади:

$$T_{\text{св}}^3 = T_{\text{св}}^n - \frac{P_{\text{вк}}}{1 + \frac{l_{\text{св}}}{l_p}} + T_{\text{ЦП}},$$

где $l_{\text{св}}$ и l_p – длины свободной и рабочей ветвей гусеницы соответственно, м;

$$M_{\text{вк}} - \text{ведущий момент, } M_{\text{вк}} = P_{\text{вк}} r_{\text{вк}}, \text{ кН}\cdot\text{м,}$$

$$r_{\text{вк}} - \text{радиус ведущего колеса, м;}$$

$$P_{\text{вк}} - \text{усилие на ведущем колесе, кН,}$$

$$P_{\text{вк}} = \frac{M_{\text{еТрП}} i_{\text{Тр}} \eta_{\text{вк}}}{r_{\text{вк}}},$$

где $\eta_{\text{вк}}$ – механический КПД, учитывающий потери на дуговой ветви ведущего колеса;

$$\eta_{\text{верП}} - \text{КПД трансмиссии,}$$

$$i_{\text{верП}} - \text{передаточное число трансмиссии;}$$

$F_{\text{ор}}, M_{\text{ор}}$ – вектор и момент внешних сил, возникающих в статике и при взаимных перемещениях трактора и навесного орудия;

$F_{\text{тр}}, M_{\text{тр}}$ – вектор и момент внешних сил, действующих на трактор;

нормальные реакции N_j – реакции, приложенные к j -м рессорам: $N_j = c_j [z^0 + z + (\varphi - \varphi^0) l_{\text{ЦП}}]$,

где z^0 и z – прогиб рессор под ЦУП соответственно, статический и динамический, м;

φ^0 и φ – дифферент корпуса трактора в статике и в движении, соответственно, град.;

c_j – жесткость рессоры подвески j -го катка, Н/м;

$l_{\text{ЦП}}$ – расстояние от j -го катка до центра упругости подвески (ЦУП), м.

При отсутствии натяжения гусеницы нормальная нагрузка на j – рессору равна:

$$N_j = c_j (z^0 + z - \varphi l_j).$$

Рессоры крайних катков от натяжения гусеницы получают дополнительную деформацию. Поэтому суммарная нагрузка на рессоры трактора, находящегося на наклонной поверхности, равна:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^{2n} c_j (f_{\text{CT}} + z - \varphi \cdot l_j) &= \\ &= \frac{(G_T - G_T^H)}{2} \cos \alpha + T_p \sin \gamma_3 + \\ &+ T_{\text{CB}}^n \sin \gamma_n - \lambda \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}} = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где перемещение ЦУП в статике:

$$f_{\text{CT}} = \frac{G_T - G_T^H + \lambda \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}}{\sum_{j=1}^{2n} c_j},$$

где n – число рессор и катков на один борт, шт.;

G_T^H – вес неподрессоренных катков, балансиров и неподрессоренной части гусеницы, кН.

Уравнение моментов, действующих на трактор сил относительно ЦУП:

$$\begin{aligned} (G_T - G_T^H) [\cos \alpha \cdot a_y - \sin \alpha \cdot z_{\text{ЦП}}] + \\ + \varphi \sum_{j=1}^{2n} c_j f_j l_j + (T_{\text{св}}^3 \cos \delta + T_p \cos \gamma_3) r_{\text{вк}} + \\ + (T_p \sin \gamma_3 - T_{\text{св}}^3 \sin \delta) a_{\text{вк}} + P_{\text{вк}} r_{\text{вк}} + \\ + T_{\text{св}}^n [(\sin \gamma_{\text{П}} + \sin \delta) a_{\text{нк}} - (\cos \gamma_{\text{П}} + \\ + \cos \delta) r_{\text{нк}}] - \frac{R_x m}{\cos(\theta \pm \psi)} + \lambda \times \\ \times (1 + \frac{K_2 l_{\text{ЦП}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}) = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где δ – угол наклона к горизонтали свободной ветви гусеницы в результате провисания, град.;

γ_3 и $\gamma_{\text{П}}$ – углы наклона к горизонтали соответственно, задней и передней наклонных ветвей гусеницы;

T_p и $T_{\text{св}}^n$ – усилия натяжения названных наклонных ветвей гусеницы, кН.

$$P_{\text{вк}} = \frac{M_{\text{еТрП}} i_{\text{Тр}} \eta_{\text{Тр}}}{r_{\text{вк}}},$$

где $Z_{\text{ЦП}}, Z_{\text{вк}}, Z_{\text{нк}}$ – высоты, соответственно центра тяжести, осей ведущего и направляющего колес над осями опорных катков, м, $r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса, м.

В центре давления (ЦД) трактора приложена равнодействующая всех нормальных реакций почвы:

$$R = G \cos \alpha + \lambda \frac{K_2}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}.$$

Обозначим продольную координату ЦД от середины опорной поверхности гусеницы $x_{\text{д}}$, а аналогичную координату ЦУП обозначим $a_{\text{ЦП}}$. Для определения $x_{\text{д}}$ запишем уравнение моментов относительно названной середины опорной поверхности

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^{2n} N_j (l_{\text{ЦП}} - a_{\text{ЦП}}) + G_T a_0 \cos \alpha - G_T z_{\text{ЦП}} \sin \alpha - \\ - \frac{R_x}{\cos(\alpha \pm \psi)} + \lambda (1 + \frac{K_2 l_{\text{ЦП}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}) = \\ = x_{\text{д}} (G_T \cos \alpha + \lambda \frac{K_2 l_{\text{ЦП}}}{r_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}). \end{aligned}$$

Нормальные реакции почвы под катками с учетом неподрессоренных масс:

$$N_1^1 = c_1 \left[(f_{cm} + z) + \phi l_{1ЦУП} \right] + \frac{G_T^H}{2n} - T_{св}^H \sin \gamma_n,$$

$$N_2^1 = c_2 \left[(f_{cm} + z) + \phi l_{2ЦУП} \right] + \frac{G_T^H}{2n},$$

$$N_3^1 = c_3 \left[(f_{cm} + z) + \phi l_{3ЦУП} \right] + \frac{G_T^H}{2n},$$

$$N_4^1 = c_4 \left[(f_{cm} + z) + \phi l_{4ЦУП} \right] + \frac{G_T^H}{2n},$$

$$N_5^1 = c_5 \left[(f_{cm} + z) + \phi l_{5ЦУП} \right] + \frac{G_T^H}{2n} - T_p \sin \gamma_3,$$

где a_0 – продольное расстояние от середины гусеницы до центра тяжести (ЦТ), м;

a_y – продольное расстояние от ЦТ до ЦУП, м;

$l_{j ЦУП}$ – продольные расстояния от осей j -катков до ЦУП, м.

В статике корпус трактора и сельхозорудия приобретают некоторые начальные положения:

– вертикальное перемещение ЦУП определяется из выражения:

$$z = z_0 = f_{CT};$$

– дифферент $\varphi = \varphi_0$,

– угол $\psi = \psi_0 = 0$ – из условия равномерности глубины хода корпусов плуга;

Δq_{nl} – дополнительная деформация почвы под воздействием сил веса и тяговой нагрузки при переезде неровности, м.

Для трактора с f_{CT} статическим прогибом j – рессор под ЦУП в статике запишем уравнения прогибов и моментов:

$$\begin{aligned} \sum Y &= 0, \\ \sum_{i=1}^{2n} c_j \left[(f_{CT j} + z) + (\varphi_0 - \varphi) l_{j цуп} \right] &= \\ &= (G_T - G_T^H) \cos \alpha + T_p \sin \gamma_3 + \\ &= T_{св} \sin \gamma_{II} + \lambda \cdot \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{ЦУП} &= 0, \\ \sum_{i=1}^{2n} \left[c_j (f_{CT} + z) + (\varphi_0 - \varphi) l_{j цуп} \right] l_{j-цуп} &+ \\ &+ (G_T - G_T^H) [\cos \alpha (-a_j + a_0) - \sin \alpha z_{цуп}] + \\ &+ (T_{св}^3 \cos \delta + T_p \cos \gamma_3) r_{вк} - (T_p \sin \gamma_3 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -T_{св}^3 \sin \delta) a_{вк} + T_{св}^H \left[(\sin \gamma_{II} + \sin \delta) a_{нк} - \right. \\ \left. - (\cos \gamma_{II} + \cos \delta) \cdot r_{нк} \right] - \frac{R_x^0 m}{\cos(\theta \pm \psi)} + \\ + P_{вк} r_{вк} - \lambda \left(1 + \frac{K_2 l_{A ЦУП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Дополнительное перемещение ЦУП при движении с тяговой нагрузкой:

$$\Delta z = \left(\lambda \frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} + T_p \sin \gamma_3 - T_{св}^H \sin \gamma_3 \right) / \sum_{i=1}^{2n} c_j,$$

$$P_{вк} = T_p - T_{св}^3,$$

$$Z_0 = f_{cm} = \frac{G_T - G_T^H}{\sum_{j=1}^{2n} c_j} \cos \alpha.$$

Для сельхозорудия справедливы уравнения (2) и (3).

Тяговые показатели трактора в составе навесного МТА.

Приведенная система четырех уравнений (2), (3) и (6), (7) плюс уравнение связи [4] решены для трактора «Беларус-2102» относительно z , φ , Δq_{nl} и λ при различных значениях тягового сопротивления

$$R_{PEZ} = \frac{R_x^0}{\cos \theta}.$$

Для решения перечисленных нелинейных уравнений разработано программное обеспечение, реализующее итерационную процедуру расчетов [5]. Для двух значений положительного и отрицательного внешних отклоняющих моментов рассчитаны показатели:

– силового взаимодействия гусеницы с опорной поверхностью в зоне активно-опорных участков под опорными катками;

– продольно-угловых перемещений корпуса трактора и сельхозорудия;

– силового взаимодействия корпуса трактора и сельхозорудия при условии «зачемления» тяг навески.

На связанной почве с коэффициентами трения покоя $f_n=2,0$ и скольжения $f_{ск}=0,8$ подрессоренный трактор массой 9,5 т в агрегате с навесным орудием при буксовании $\delta=0,05$.

Если результирующая сила тягового сопротивления орудия отклонена вниз под углом $\theta=10^\circ$, а плечо действия силы тяги относительно ЦВТНУ $m=+0,29$ м; преодолеваемое технологическое сопротивление рабочих органов орудия $R_x=28,5$ кН плюс силу трения орудия $P_f=12,2$ кН. При этом под катками на активно-опорных участках формируется суммарная касательная сила тяги $P_{вк}=43,4$ кН, а сила натяжения рабочей ветви гусеницы $T_p=60,8$ кН.

Показатели продольно-угловых перемещений:

- дифференты корпуса трактора $\varphi_0=1,4^\circ$, $\Delta\varphi=1,63^\circ$ вперед;
- перемещения ЦУП $Z_0=0,058$ м, $\Delta z=0,03$ м;
- дифференты орудия $\psi_0=0$, $\Delta\psi=0,38^\circ$;
- перемещения колеса орудия $q_{0пл}=0,025$ м, $\Delta q_{пл}=0,006$ м.

Показатели силового взаимодействия корпуса трактора и орудия:

- нормальная нагрузка на опорное колесо орудия $Y_H=31,21$ кН;
- момент «защемления» тяг навески $\lambda=1,12$ кН·м.

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 сельхозорудия 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 $P_{вк}=25,6$ кН, а сила натяжения рабочей ветви гусеницы $T_p=45,8$ кН.

Показатели продольно-угловых перемещений:

- дифференты корпуса трактора $\varphi_0=1,4^\circ$, $\Delta\varphi=3,44^\circ$ вперед;
- перемещение ЦУП $Z_0=0,058$ м, $\Delta Z=0,004$ м;
- дифференты орудия $\psi_0=0$, $\Delta\psi=0,11^\circ$;
- перемещения колеса орудия $q_{0пл}=0,025$ м, $\Delta q_{пл}=-0,007$ м.

Показатели силового взаимодействия корпуса трактора и орудия:

- нормальная нагрузка на опорное колесо орудия $Y_H=18,99$ кН;
- момент «защемления» тяг НУ $\lambda=-2,88$ кН·м.

Таким образом, характер приложения тяговой нагрузки существенно влияет на тяговые показатели трактора.

Установлены аналогичные показатели взаимодействия трактора на почве с коэффициентами трения покоя $f_n=1,0$ и скольжения $f_{ск}=0,8$ [5]. В агрегате с навесным орудием.

При буксовании $\delta=0,05$ трактор преодолевает технологическое сопротивление рабочих органов орудия лишь $R_x=10,7$ кН плюс силу трения орудия $P_f=10,7$ кН. При этом под катками на активно-опорных участках формируется суммарная касательная сила тяги лишь $P_{вк}=22,3$ кН, а сила натяжения рабочей ветви гусеницы $T_p=43,0$ кН.

Таким образом, характеристики почвогрунта существенно влияют на тяговые показатели трактора.

Из приведенных данных следует, что датчик тягового усилия гидромеханической системы регулирования, встроенный в палец крепления верхней тяги НУ тракторов «Беларус», дает ложный сигнал. У тракторов «Беларус» высокой и особо высокой мощности приме-

нена электрогидравлическая система «Bosch». Датчик тягового усилия встроен в нижнюю тягу НУ.

Экспериментальные данные о существенном влиянии продольно-угловых перемещений колесного трактора и сельхозорудия приведены в работе [6]. Показано, что эффект «защемления» верхней тяги НУ проявляется при малых углах наклона верхней тяги к горизонтали. Усилия сжатия верхней тяги НУ возникают при движении по неровностям рельефа и деформациях рессор подвески.

Выводы

1. С учетом возникающих при этом «избыточных» связей, возникающие при копировании неровностей рельефа и деформаций рессор подвески дополнительные силы и моменты выражены через множитель Лагранжа. Получена и решена система пяти уравнений (включая уравнение связи). Проанализированы результаты расчетов.

2. Показано, что датчик тягового усилия, встроенный в верхнюю тягу НУ, при «защемлении» последней дает ложный сигнал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горин, Г.С. Исследования и обоснование типа подвески гусеничного скоростного трактора класса 3: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03 / Г.С. Горин. – Минск, 1970. – 185 л.
2. Горин, Г. С. Уравновешивание эшелонированного пахотного агрегата на базе гусеничного трактора в продольно-вертикальной плоскости / Г. С. Горин, А. В. Ващула // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. навук, 2008. – № 1. – С. 89-95.
3. Горин, Г.С. Общая и тяговая динамика поддресоренного гусеничного трактора с задненавесным орудием. Кинематика //Агропанорама, 2013. – № 4. – С. 3-7.
4. Разработать методику, программное обеспечение и исследовать влияние агрегируемого рабочего оборудования на тягово-цепные качества трактора «Беларус – 2102» и его модификаций, исследовать нагруженность тракторов при работе с рабочим оборудованием: отчет о НИР ГТНП «Белавоттракторостроение» / Белорус. гос. аграрн. техн. ун-т; рук. темы Г.С. Горин. – Минск, 2004. – 38 с. – № ГР 200332.
5. Гуськов, В. В. Тракторы. Конструирование и расчет / В.В. Гуськов, И.П. Ксенович, Ю.А. Атаманов, А.С. Солонский. – Мн.: Высш. школа, 1981. – 383 с.
6. 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. аграрн. навук. – № 2. – С. 105-112.