

УДК 629.017

З. Э. ЗАБЕЛЬШИНСКИЙ, инженер, Харьковский тракторный завод
им. С. Орджоникидзе;
М. А. ПОДРИГАЛО, д-р. техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков;
Е. А. ДУБИНИН, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ

ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ ОСЯМИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

Получил дальнейшее развитие метод оценки влияния распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства. Получены зависимости удельной силы тяги на крюке от типа привода, изменения радиусов колес и вертикальной составляющей тягового усилия трактора. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых колесных машин и модернизации находящихся в эксплуатации.

Ключевые слова: колесный трактор, нормальные реакции, ведущие колеса, компоновка, эксплуатационные свойства

Введение. В настоящее время в различных технологических процессах и при перевозке грузов используется большое количество колесных тракторов как классической компоновки, так и шарнирно-сочлененных. При этом различные модели таких машин имеют привод как на все колеса, так и на одну из осей. Эксплуатационные свойства колесных тракторов зависят от большого количества конструктивных факторов и условий эксплуатации. Поэтому исследования, направленные на уточнение влияния таких факторов на повышение эффективности и безопасности работы колесных тракторов с различными компоновками являются актуальными.

Анализ последних достижений и публикаций. Известно, что распределение нормальных реакций между осями колесного трактора оказывает существенное влияние на эффективность его работы [1]. Также известно, что повышение устойчивости движения и положения колесных тракторов возможно на основе различных подходов [2-5]. Повышение эффективности и безопасности работы колесных тракторов возможно на основе уточненного подхода к уже имеющимся конструктивным решениям. В работах [5-7] показано, что ранее была допущена ошибка при приложении тяговой силы в точке контакта ведущих колес с дорогой. Это относится и к силам сопротивления качению. Внесение соответствующей поправки позволит уточнить влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства.

Цель исследования, постановка задачи. Целью исследования является оценка влияния конструктивных параметров колесного трактора на параметры его работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу определения удельной силы тяги для колесного трактора при различном распределении нормальных реакций между его осями.

Материалы исследований. Рассматривая процесс выполнения транспортных работ при постоянной скорости движения определим в общем виде схему нагружения трактора (рис. 1). В соответствии с [5-7] указанные силы приложены на осях.

© З. Э. Забельшинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин, 2014

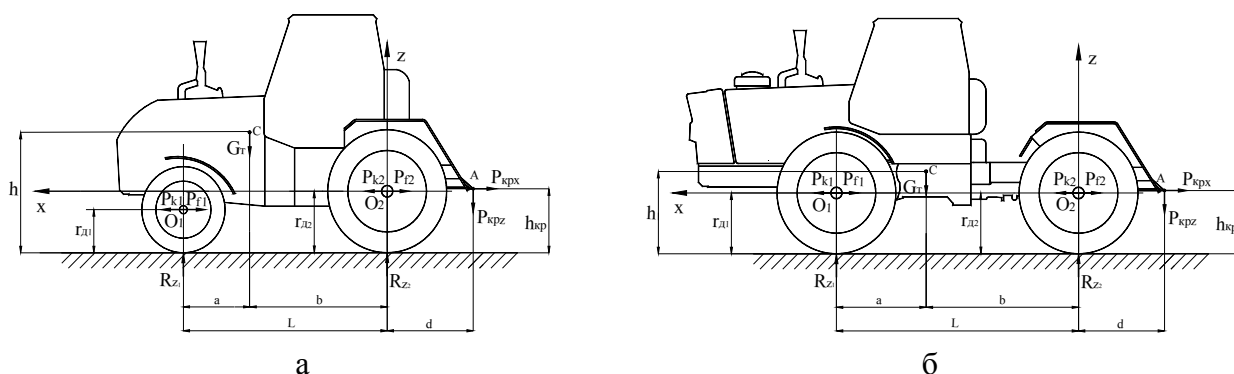


Рисунок 1 – Расчетная схема нагружения трактора: а – трактор классической компоновки; б – шарнирно-сочлененный трактор

Из условия равенства нулю моментов всех сил относительно осей (точки O_1 и O_2) определим суммарные нормальные реакции на передней и задней осях трактора

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b}{L} - P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - P_{kpz} \cdot \frac{d}{L} - (P_{k1} - P_{f1}) \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}; \quad (1)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} + P_{kpx} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + P_{kpz} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) - (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}, \quad (2)$$

где G_T – общий вес трактора;

L – база трактора;

a, b – расстояния от передней и задней оси трактора до нормали, опущенной из центра масс на опорную поверхность пути;

h_{kp} – высота расположения точки А (присоединения орудия к трактору) над опорной поверхностью;

$r_{\partial 1}, r_{\partial 2}$ – динамические радиусы передних и задних колес;

d – расстояние от оси задних колес трактора до нормали, опущенной из точки А на опорную поверхность;

P_{f1}, P_{f2} – суммарные силы сопротивления качению на передних и задних колесах трактора;

P_{k1}, P_{k2} – суммарные тяговые силы на передних и задних колесах

$$P_{k1} = K_M \cdot P_k, \quad (3)$$

$$P_{k2} = (1 - K_M) \cdot P_k, \quad (4)$$

K_M – коэффициент распределения суммарной тяговой силы на колеса передней оси

$$K_M = \frac{P_{k1}}{P_k}, \quad (5)$$

P_k – суммарная тяговая сила трактора

$$P_k = P_{k1} + P_{k2}. \quad (6)$$

В уравнениях (1) и (2)

$$P_{f1} = f \cdot R_{z1}; \quad (7)$$

$$P_{f2} = f \cdot R_{z2}, \quad (8)$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на ось o_2x получим

$$P_k - P_f - P_{кpx} = 0. \quad (9)$$

Откуда

$$P_{кpx} = P_k - P_f, \quad (10)$$

где P_f – суммарная сила сопротивления качению колес

$$P_f = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f. \quad (11)$$

Выражения (1) и (2), с учетом уравнений (3), (4), (7), (8), (10) и (11), примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \left(\frac{h_{кp} - r_{\delta 2}}{L} + K_M \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right) + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{кp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{кpz}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (12)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \left(\frac{h_{кp} - r_{\delta 1}}{L} - (1 - K_M) \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right) - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{кp} - r_{\delta 1}}{L} + \frac{P_{кpz}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (13)$$

Максимальное горизонтальное усилие на крюке $(P_{кpx})_{\max}$ определяется, в соответствии с уравнением (10), максимальным тяговым усилием $P_{k \max}$

$$(P_{кpx})_{\max} = P_{k \max} - P_f. \quad (14)$$

Максимальное тяговое усилие при приводе на все колеса определяется предельной силой сцепления ведущих колес с дорогой, то есть

$$P_{k \max} = \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2}) + P_f. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14), получим для трактора с приводом на все колеса

$$(P_{kpx})_{\max} = \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2}). \quad (16)$$

После подстановки (12) и (13) в (16) с учетом $K_M=0,5$, получим для привода на все колеса

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \left(1 + \frac{P_{kpz}}{G_T} \right). \quad (17)$$

При задних ведущих колесах предельная по сцеплению тяговая сила может быть определена как

$$P_{k \max} = (\varphi + f) \cdot R_{z2}. \quad (18)$$

Предельная по условию сцепления ведущих колес горизонтальная составляющая усилия на крюке из (14), с учетом (11), составит

$$(P_{kpx})_{\max} = P_{k \max} - P_f = P_{k \max} - f \cdot (R_{z1} + R_{z2}). \quad (19)$$

Подставляя (18) в (19), получим

$$(P_{kpx})_{\max} = \varphi \cdot R_{z2} - f \cdot R_{z1}. \quad (20)$$

При задних ведущих колесах при $K_M=0$ уравнения (12) и (13) примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (21)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (22)$$

Из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на ось o_2z получим

$$R_{z1} + R_{z2} = G_T + P_{kpz}. \quad (23)$$

После подстановки соотношений (18) и (23) в уравнения (21) и (22), принимая в них $P_k = P_{k \max}$, получим

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{P_{kpz}}{G_T} \cdot \left(\varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{d}{L} \right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} \cdot (\varphi + f)}; \quad (24)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \cdot (\varphi + f)} \quad (25)$$

Окончательно, с учетом (24) и (25), получим из (20)

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{b}{L} \cdot \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}}; \quad (26)$$

или

$$\frac{(P_{kpx})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\right) \cdot \left(1 + \frac{P_{kpx}}{G_T}\right) + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \frac{d}{L} - \frac{b}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}} \quad (27)$$

При передних ведущих колесах $K_M=1$. В этом случае уравнения (12) и (13) примут вид

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \frac{d}{L}}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}}; \quad (28)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \frac{P_k}{G_T} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} - \frac{R_{z1} + R_{z2}}{G_T} \cdot f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}} \quad (29)$$

Предельная по условиям сцепления тяговая сила на ведущих колесах в этом случае, с учетом (23), равна

$$P_{k \max} = R_{z1} \cdot (\varphi + f) = (\varphi + f) \cdot (G_T + P_{kpx} - R_{z2}). \quad (30)$$

Предельная по условиям сцепления горизонтальная составляющая усилия на крюке определяется из уравнения (14)

$$(P_{kp})_{\max} = R_{z1} \cdot (\varphi + f) - (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f = R_{z1} \cdot \varphi - R_{z2} \cdot f. \quad (31)$$

После подстановки выражений (23) и (30) в (28) и (29), получим после проведения преобразований

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{\frac{b}{L} + f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(\frac{d}{L} - f \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L}}; \quad (32)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{\frac{a}{L} + \left(1 + \frac{P_{kpx}}{G_T}\right) \cdot \varphi \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \frac{P_{kpx}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L}} \quad (33)$$

Подставляя (32) и (33) в (31), получим после преобразований

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} - \frac{a}{L} \cdot \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) - \frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(\frac{f}{\varphi} + f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \frac{d}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L}}; \quad (34)$$

или

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L}\right) \cdot \left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) - \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) + \frac{a}{L}\right)}{1 - f \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (35)$$

Для шарнирно-сочлененного трактора с $r_{\delta 1} = r_{\delta 2} = r_{\delta}$ формулы (27) и (35) приводятся к виду

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) + \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \frac{d}{L} - \frac{b}{L}\right)}{1 - (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta}}{L}}; \quad (36)$$

$$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T} = \varphi \cdot \frac{\left(1 + \frac{P_{крз}}{G_T}\right) - \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \cdot \left(\frac{P_{крз}}{G_T} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right) + \frac{a}{L}\right)}{1 + (\varphi + f) \cdot \frac{h_{кр} - r_{\delta}}{L}}. \quad (37)$$

Для различных вариантов колесных тракторов разных тяговых классов с принятыми для расчетов характеристиками (табл. 1) по формулам (17), (27) и (35) определена удельная сила тяги на крюке (в зависимости от изменения радиусов колес) для различных типов приводов (табл. 2). Для расчетов приняты $\varphi = 0,5$, $f = 0,03$.

Таблица 1 – Характеристики колесных тракторов различных тяговых классов

Трактор	$r_{\delta 1}$, м	$r_{\delta 2}$, м	L , м	G_T , кН	d , м	b , м	a , м	$h_{кр}$, м
Классической компоновки, номинальное тяговое усилие 12 кН	0,46	0,58	2,18	29,2	0,7	0,9	1,28	0,51
Шарнирно-сочлененный, номинальное тяговое усилие 35 кН	0,8	0,8	2,86	88,1	1,02	1,8	1,06	0,73
Классической компоновки, номинальное тяговое усилие 35 кН	0,74	0,89	2,94	86,3	1,1	1,85	1,09	0,82

Таблица 2 – Зависимость удельной силы тяги на крюке от изменения радиусов колес

Трактор классической компоновки, номинальное тяговое усилие 12 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,46	0,44	0,42	0,4	0,38
		$r_{\partial 2}$, м	0,58	0,6	0,62	0,64	0,66
		$P_{крз}$, кН	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,177	0,175	0,174	0,173	0,172
		задний привод	0,308	0,306	0,305	0,303	0,301
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Шарнирно-сочлененный трактор, номинальное тяговое усилие 35 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
		$r_{\partial 2}$, м	0,8	0,78	0,76	0,74	0,72
		$P_{крз}$, кН	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,299	0,299	0,299	0,299	0,299
		задний привод	0,191	0,192	0,193	0,194	0,194
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Трактор классической компоновки, номинальное тяговое усилие 35 кН		$r_{\partial 1}$, м	0,74	0,72	0,7	0,68	0,66
		$r_{\partial 2}$, м	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97
		$P_{крз}$, кН	4	4	4	4	4
	$\frac{(P_{крх})_{\max}}{G_T}$	передний привод	0,288	0,287	0,286	0,285	0,284
		задний привод	0,196	0,195	0,194	0,193	0,193
		привод на все колеса	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52

Анализ полученных данных показывает, что изменение радиусов колес для рассматриваемых тракторов на 10-20% не приводит к существенному изменению тягового усилия на крюке при выполнении различных видов работ, в том числе – транспортных. При уменьшении радиуса колеса снижается общая масса трактора и стоимость шин. Увеличение среднего удельного давления в контакте тракторных шин с твердой опорной поверхностью обратно пропорционально величине $\sqrt{r_0 \cdot B}$ (r_0 – свободный радиус колеса, B – ширина профиля шины) [8] и в этом случае не существенно.

При увеличении вертикальной составляющей усилия на крюке шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН происходит перераспределение вертикальных реакций на осях и при определенном для данной машины $P_{крз}$ существует наиболее эффективный вариант включения ведущих мостов. При этом до $P_{крз} \leq 14$ кН эффективен передний привод, при $P_{крз} > 14$ кН – задний, наиболее эффективным является наличие привода на все колеса (рис. 2). При этом, в соответствии с [9], для условий реальной эксплуатации диапазон $P_{крз}$ ограничен 8 кН, что позволяет говорить об эффективности применения постоянного переднего и подключаемого заднего приводов.

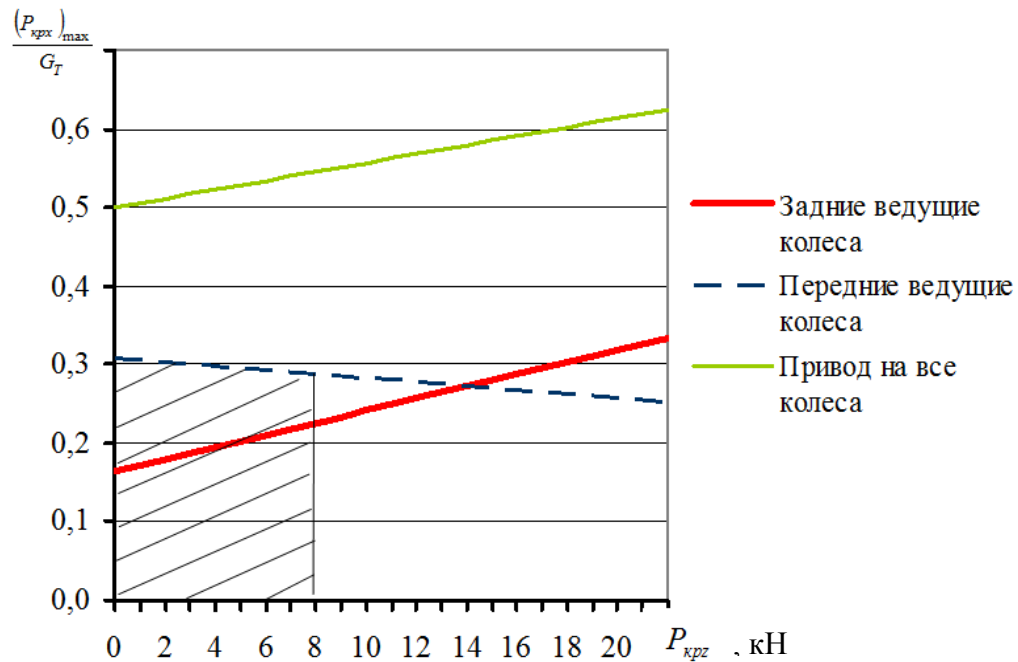


Рисунок 2 – Залежність удельної сили тяги на крюке від змінення вертикальної складової тягового зусилля для шарнірно-сочлененого трактора з номінальним тяговим зусиллям 35 кН

Висновки. Отримав подальше розвиток метод оцінки впливу розподілу нормальних реакцій між осями колесного трактора на його експлуатаційні властивості шляхом уточнення точки прикладання тягової сили і сили опору каченню (прикладено до осі колеса).

Встановлено, що для шарнірно-сочленених тракторів з номінальним тяговим зусиллям 35 кН і класическої компоновки з номінальним тяговим зусиллям 35 кН привод на передні колеса при незначительній вертикальній складовій зусилля на крюку дає збільшення удельної тягової сили на крюку в 1,5 рази порівняно з приводом на задні колеса. Для тракторів класическої компоновки з номінальним тяговим зусиллям 12 кН в такому випадку актуальним є привод на задні колеса, що пов'язано з особливостями розташування центра мас трактора відносно переднього і заднього мостів. Для всіх типів тракторів найбільше удельне тягове зусилля розвивається при включенні приводу на всі колеса.

Для колесних тракторів різних компоновок змінення радіусів їх колес на 10-20% не оказує суттєвого впливу на тягове зусилля на крюку при виконанні різних видів робіт, в тому числі – транспортних.

При збільшенні вертикальної складової зусилля на крюку колесного трактора відбувається перерозподілення вертикальних реакцій на осях і при визначеній для даної машини $P_{крз}$ існує найбільш ефективний варіант включення ведучих мостів машини. Для шарнірно-сочленених тракторів з номінальним тяговим зусиллям 35 кН з метою підвищення ефективності і безпеки експлуатації переважним є застосування постійного переднього і підключаемого заднього приводів.

Список литературы: 1. Гребнев В.П. Эффективность корректирования вертикальных нагрузок на колеса тракторного транспортного агрегата / В.П. Гребнев, А.В. Бочаров // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001, №7. – С. 5-7. 2. Поспелов Ю.А. Оценка устойчивости тракторов и тракторных поездов / Ю.А. Поспелов, Р.А. Левин, А.В. Галаган // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2003, №1. – С. 20-22. 3. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с. 4. Подригало М.А. Снижение динамических нагрузок колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой использованием электронных систем / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожня // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 124, Т.2. – Харків, 2012. – С. 149-153. 5. Забелышинский З.Э. Курсовая устойчивость тракторного поезда при различном распределении крутящих моментов между мостами / З.Э. Забелышинский, В.В. Кириенко, Д.М. Клец, М.А. Подригало // Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Технічні науки, 2010, Вип. 103. – С. 217-227. 6. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007, №1. – С. 25-26. 7. Подригало М.А. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько, Н.Н. Потапов // Вестник национального технического университета "ХПИ", 2010, №39. – С. 64-74. 8. Станкевич Э.Б. Экспериментальные исследования деформации тракторных шин от нормальной нагрузки / Э.Б. Станкевич, А.С. Лозин, О.М. Блинова // Тракторы и сельхозмашины, 1985, №6. – С. 22-25. 9. Тракторы ХТЗ-150К-09, ХТЗ-150К-12. Руководство по эксплуатации 151.00.000 РЭ. ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе". – Харьков, 2007. – 255 с.

Поступила в редколлегию 24.02.2014

УДК 629.017

Влияние распределения нормальных реакций между осями колесного трактора на его эксплуатационные свойства / З. Э. Забелышинский, М. А. Подригало, Е. А. Дубинин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 9 (1052). – С. 18-26. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Отримав подальший розвиток метод оцінки впливу розподілу нормальних реакцій між осями колісного трактора на його експлуатаційні властивості. Отримано залежності питомої сили тяги на гаку від типу приводу, зміни радіусів коліс і вертикальної складової тягового зусилля трактора. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових колісних машин та модернізації таких, що знаходяться в експлуатації.

Ключові слова: колісний трактор, нормальні реакції, ведучі колеса, компоновка, експлуатаційні властивості.

The Influence of the distribution normal reaction between axes of the wheel tractor on its working characteristic / Z. E. Zabelyshinskiy, M. A. Podrigalo, E. A. Dubinin // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 9 (1052). – P. 18-26. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

The method for estimating the impact of the normal reactions distribution between the axles of the wheeled tractor on driving characteristics was further developed. The dependences of the specific thrust on the hook on the drive type, change the wheels radii and the vertical component of the tractor pulling force were obtained. The results obtained can be used for designing new wheeled vehicles and modernization of the vehicles in operation.

Keywords: wheeled tractor, normal reactions, drive wheels, layout, operational properties.