

8. Кленин, Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.А. Сакун. – М.: Колос, 1994. – 751 с.

9. Кнаус, А.А. Совершенствование катка-выравнивателя для подготовки почвы к посеву: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А.А. Кнаус. – Новосибирск, 1987. – 163 с.

10. Рожков, П.Н. Исследование процесса взаимодействия гладких катков с почвой и обоснование их формы: автореф. дис. ... канд. тех. наук: 05.20.01 / П.Н. Рожков; МИМСХ. – Харьков, 1975. – 27 с.

11. Прочностной расчет параметров уплотняющих элементов почвообрабатывающих кольчатопрутковых катков / И.С. Крук [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства: сб. статей /

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»; редкол.: П.П. Казакевич (гл. ред.) [и др.]. – Минск, 2018. – С. 55-62.

12. Кушнарев, А.С. Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. Кушнарев, В.И. Кочев. – Киев: Урожай, 1989. – 139 с.

13. Панов, И.М. Физические основы механики почв / И.М. Панов, В.И. Ветехин. – К.: Феникс, 2008. – 266 с.

14. Прайс-лист на технику. Обработка почвы. Посев. Защита растений. – Введ. в действие 01.01.2015. – Alpen: LEMKEN GmbH&Co. KG, 2015. – 436 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 02.02.2021

УДК 629.366.032

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА ТРАКТОРА

Т.А. Варфоломеева,

ст. преподаватель каф. тракторов и автомобилей БГАТУ

В статье предложена методика анализа вертикальной нагрузки между мостами в зависимости от конструктивных параметров и эксплуатационных факторов трактора.

Ключевые слова: трактор, кинематика, вертикальная нагрузка, планетарный редуктор, силы.

A method for calculating the vertical load between axles depending on the design parameters and operational factors of a tractor is presented in the article.

Keywords: tractor, kinematics, vertical load, planetary gear, forces.

Введение

Анализ эксплуатации современных колесных тракторов в составе машинно-тракторного агрегата в хозяйствах Беларуси позволяет сделать вывод о том, что тенденция наращивания доли использования колесных полноприводных тракторов с высоким отношением мощности двигателя к массе трактора продолжает сохраняться [1].

Для сельскохозяйственного машиностроения весьма актуально при выполнении полевых работ решение проблемы повышения тягово-сцепных свойств тракторов, предотвращения переуплотнения почв в результате воздействия мобильных средств. Необходимо разрабатывать и применять способы и меры по снижению уплотняющего возделывания трактора на почву [2]. Этому должны способствовать расчетные методы исследуемых процессов на основе теоретических зависимостей и алгоритмов взаимодействия ходовых систем, снабженных пневматическими шинами с деформируемыми основаниями.

Величина вертикальной нагрузки на колеса трактора в наибольшей степени влияет на эксплуатационные качества машинно-тракторного агрегата при движении. Применение планетарных редукторов в конечных передачах заднего моста колесного тракто-

ра вызывает при выполнении технологических операций перераспределение вертикальной нагрузки между задним и передним мостами трактора.

Точность расчетных формул зависит от выбора определяющих уравнений, моделирующих закономерности движения звеньев и узлов трактора.

Условия качения колеса определяются, с одной стороны, его движением по поверхности, а с другой – взаимодействием с корпусом трактора и силовой передачей. При этом передается момент, приложенный к ступице ведущего колеса, и момент, действующий на остов трактора, который при расчете взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью не учитывается.

Цель настоящей работы – разработать методику анализа вертикальной нагрузки на колеса трактора между передним и задним мостами в зависимости от конструктивных параметров и эксплуатационных факторов трактора «БЕЛАРУС» тяговых классов 3 и 5.

Основная часть

При движении трактора происходит перераспределение реакций грунта на передние и задние колеса. Степень перераспределения определяет управляемость трактора. Уменьшение нагрузки на передние колеса отрицательно сказывается на продольной

устойчивости трактора, снижая нагрузку, приходящуюся на задние ведущие колеса, и ухудшает сцепные качества трактора. Перераспределение нагрузки на колеса зависит также от типа агрегируемой машины. Если машина имеет опорные колеса, то часть вертикальной составляющей тягового сопротивления воспринимается ими. Для улучшения тяговых качеств трактора и уменьшения буксования ведущих колес применяются корректоры вертикальных нагрузок.

Конструктивные параметры трактора также оказывают влияние на перераспределение нормальных нагрузок между передними и задними колесами. Одним из самых нагруженных узлов трактора является конечная передача, которая после колесного двигателя первой в силовой цепи воспринимает динамические нагрузки от перекачивания колесного двигателя и крюкового усилия. Конечная передача служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии, а в некоторых случаях для обеспечения необходимого дорожного просвета трактора. Она состоит из остова, двигателя и подвески.

Динамическая нагруженность деталей и узлов колесных тракторов связана с перемещением трактора при переменном режиме, которая проявляется в виде крутильных и изгибных колебаний в трансмиссии, колебаний подрессорных и непрорессоренных масс трактора, а также при воздействии реактивных силовых факторов упруго-закрепленных агрегатов.

При неустановившемся движении на горизонтальной поверхности, действующие нагрузки в общем случае определяются вертикальными нагрузками на оси трактора, сопротивлением агрегируемых машин, силой инерции и сопротивлением воздуха, крутящимися моментами, подводимыми к ведущим колесам, и моментами инерции всего агрегата. Реактивные силы при этом определяются как касательные силы тяги и силы сопротивления движению и вертикальные реакции [3].

Для упрощения анализа динамики колесного трактора рассмотрим расчетную схему в статике.

На рис. 1 приведен общий случай ускоренного движения машины с прицепом на подъем под углом α к горизонтали. Машина имеет задние ведущие и передние ведомые колеса диаметром соответственно $2r_k$ и $2r_n$ [4].

При прямолинейном движении на трактор действуют в продольной плоскости следующие внешние силы и реакции.

Вес трактора G приложен в центре тяжести машины. Положение центра тяжести зафиксировано на схеме двумя координатами: про-

дольной a и вертикальной h_g . Первая из них представляет собой расстояние от центра тяжести до прямой, проведенной через геометрическую ось ведущих колес перпендикулярно поверхности пути, а вторая – расстояние от центра тяжести до опорной поверхности колес. Нормальные реакции дороги Y_k на ведущие колеса и на ведомые колеса. Реакция Y_k смещена на расстояние a_k , а реакция Y_n – на расстояние a_n от прямых, проведенных через оси соответствующих колес перпендикулярно их опорной поверхности, P_{kp} – тяговое сопротивление, P_w – сила сопротивления воздуха, трактор расположен на опорной поверхности, под углом α , P_{fn} – сила сопротивления перекачиванию, база трактора – L [4]. На трактор действует толкающая сила X_k , равная [5]:

$$X_k = P_k - P_f, \quad (1)$$

где P_k – касательная сила тяги ведущих колес, кН;
 P_f – сила сопротивления перекачиванию трактора, кН.

Развиваемый двигателем крутящий момент передается через механизм трансмиссии к ведущим колесам трактора, поскольку частота вращения колес меньше частоты вращения коленчатого вала двигателя, то зависимость между крутящим моментом ведущего колеса M_k и крутящим моментом двигателя M_δ зависит от типа трансмиссии.

Для ступенчатой передачи определим M_δ по формуле [6]:

$$M_\delta = M_k \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}, \quad (2)$$

где i_{mp} – передаточное число трансмиссии;
 η_{mp} – КПД трансмиссии.

Передаточное число трансмиссии определим по

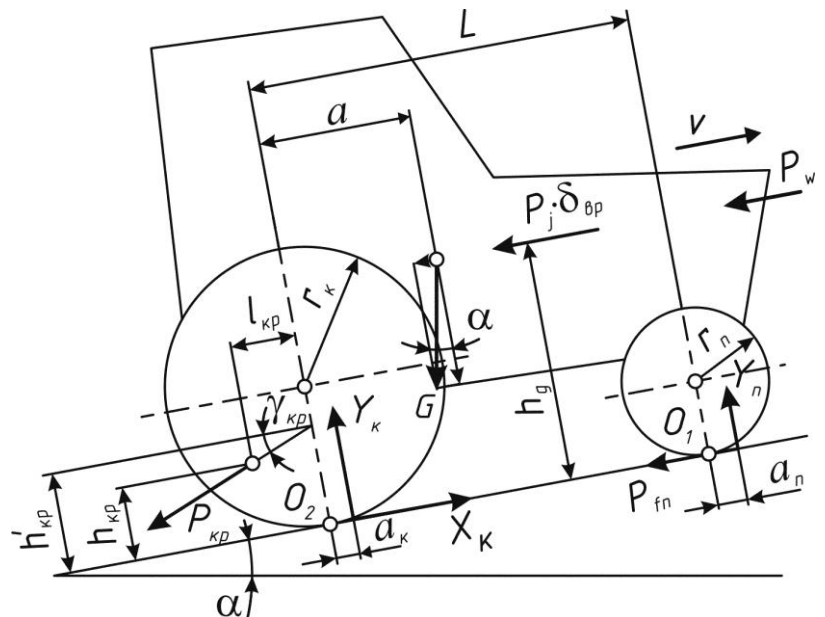


Рисунок 1. Схема сил и моментов, действующих на колесный трактор в продольной плоскости в общем случае движения

формуле:

$$i_{mp} = i_{КПП} \cdot i_{ГП} \cdot i_{КОН.ПЕР.}, \quad (3)$$

где $i_{КПП}$ – передаточное число коробки передач;

$i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи;

$i_{КОН.ПЕР.}$ – передаточное число конечной передачи.

В тракторах «БЕЛАРУС» тягового класса 3 и 5 в качестве конечной передачи применены планетарные передачи, имеющие высокие технико-экономические показатели. В отличие от цилиндрических редукторов, применяемых в конечных передачах тракторов тягового класса 1,4, планетарная передача на выходе имеет две степени свободы. Входной вал передает крутящий момент с солнечного колеса одновременно на водило и эпициклическое колесо.

Крутящие моменты, действующие на звенья планетарного редуктора, их величины моментов M_a на солнечной шестерне, M_e на водиле, M_p на эпицикле связаны соотношениями [7]:

$$M_p = M_a \cdot K \quad (4)$$

$$M_e = M_p \frac{1+K}{K} \quad (5)$$

$$M_e = M_a (1+K) \quad (6)$$

Учитывая уравнения (5) и (6), крутящий момент в эпицикле можно определить по формуле:

$$M_p = M_e \frac{K}{1+K}, \quad (7)$$

где K – характеристика планетарного ряда.

Момент с эпицикла M_p , закрепленного в корпусе конечной передачи, передается на остов (корпус) трактора. Водило закреплено на полуоси, на которой устанавливаются задние ведущие колеса, следовательно момент с водила M_e передается на задние ведущие колеса. Так как $K=1,4 \dots 4,5$, то $M_p = 0,6 \dots 0,81$, кН. [7].

Рассмотрим случай сил и моментов, действующих на трактор тягового класса 3 и 5, движущегося в установившемся режиме по горизонтальной поверхности при $\alpha=0$ (рис. 2). Момент M_p называют при закрепленном эпициклическом колесе на корпусе заднего моста реактивным моментом. Он действует на остов трактора от ведущего момента колеса. Знак реактивного момента и их величина зависят от выбранной схемы конечной передачи привода задних колес трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 3 и 5.

Составим уравнение равновесия всех сил и моментов относительно точек O_1 и O_2

$$\sum M_{O_1}; G \cdot a - Y_{\kappa} a_{\kappa} - Y_n (L + a_n) + M_p = 0$$

$$\sum M_{O_2}; G(L - a) - Y_{\kappa} (L - a_{\kappa}) + Y_n \cdot a_n + M_p = 0 \quad (8)$$

Максимальное значение реактивного момента в заднем мосту трактора находим по формуле:

$$M_p = K_1 \cdot r_{\partial} (P_{f_1} + P_{f_2} + P_{кр}) = K_1 r_{\partial} \cdot \varphi_{сц} \cdot G \cdot \lambda_{\kappa}, \quad (9)$$

где λ_{κ} – коэффициент нагрузки ведущих колес;

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колес с почвой;

r_{∂} – динамический радиус ведущих колес, м;

P_{f_1} – сила сопротивления перекачиванию ведущего колеса, кН;

P_{f_2} – сила сопротивления перекачиванию ведомого колеса, кН;

$P_{кр}$ – нагрузка на крюке, кН.

Сила сопротивления качению ведомого колеса P_{f_2} представляет собой условную величину, равную отношению момента сопротивления качению M_f к динамическому радиусу колеса r_{∂} [8]:

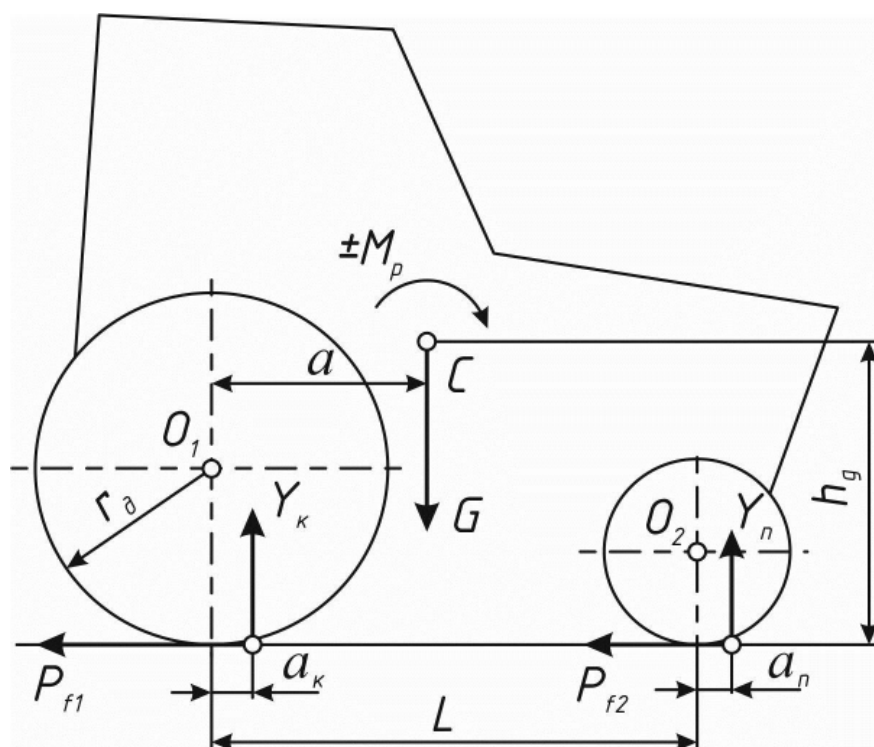


Рисунок 2. Схема сил и моментов, действующих на трактор тягового класса 3 и 5, движущегося в установившемся режиме по горизонтальной поверхности

$$P_{f_2} = \frac{M_f}{r_\partial} = \frac{a_n \cdot Y_n}{r_n}, \quad (10)$$

где r_n – радиус качения ведомого колеса, м;
Момент сопротивления перекачиванию ведущих колес трактора находим по уравнению [8]:

$$M_f = P_{f_2} \cdot r_\partial \quad (11)$$

Учитывая уравнения (10) и (11), получаем [8]:

$$a_n \cdot Y_n = P_{f_2} \cdot r_n = Y_n \cdot f_2 \cdot r_\partial \quad (12)$$

если $r_n \approx r_\partial$,

$$a_n = \frac{Y_n \cdot f_2 \cdot r_\partial}{Y_n} = f_2 \cdot r_\partial, \quad (13)$$

где f_2 – коэффициент сопротивления перекачиванию ведомого колеса.

Крутящий момент двигателя трактора ($кгс \cdot м$) найдем по уравнению [6]:

$$M_k = 716,2 \frac{N_e}{n_n}, \quad (14)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;
 n_n – частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$.

При установившемся движении, из-за увеличения давления на опорную поверхность, коэффициент сцепления и радиус качения уменьшаются, а коэффициент нагрузки ведущих колес с задними ведущими колесами в зависимости от способа агрегатирования может изменяться в различных пределах. Масса трактора изменяется в зависимости от загрузки крюковым усилием.

Коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ для залежи и грунтовой дороги обычно принимают 0,6...0,8; для вспаханного поля – 0,5...0,7; для поля, подготовленного под посев – 0,4...0,6 [4, 5].

Статическое значение нагрузки на задние колеса трактора вычисляем по формуле [8]:

$$\lambda_k = (0,67 - 0,7)G = \frac{Y_k}{G}.$$

Тогда величину момента в эпицикле запишем следующем образом:

$$M_p = K_1 \cdot r_\partial \cdot \varphi_{сц} \cdot G \cdot \lambda_k \quad (15)$$

при $P_{кр} = 0$

$$M_p = K_1 \cdot r_\partial \cdot (f_1 \cdot Y_k + f_2 \cdot Y_n), \quad (16)$$

где f_1 – коэффициент сопротивления перекачиванию ведущего колеса трактора.

Подставив M_p в уравнение (7), получим:

$$\begin{cases} G \cdot a - Y_k \cdot a_k - Y_n(L + a_n) + \\ + K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 \cdot Y_k + K_1 \cdot r_\partial \cdot f_2 \cdot Y_n = 0 \\ G(L - a) - Y_k(L - a_k) + Y_n \cdot a_n + \\ + K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 \cdot Y_k + K_1 \cdot r_\partial \cdot f_2 \cdot Y_n = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Для колесного трактора при работе с задним ведущим мостом (передний мост отключен) имеем следующие уравнения:

$$\begin{cases} G \cdot a - Y_k \cdot a_k - Y_n(L + a_n) + \\ + K_1 \cdot f_1 \cdot r_\partial \cdot Y_k + K_1 \cdot f_2 \cdot r_2 \cdot Y_n = 0 \\ G(L - a) - Y_k(L - a_k) + Y_n \cdot a_n + \\ + K_1 \cdot f_1 \cdot r_\partial \cdot Y_k + K_1 \cdot f_2 \cdot r_2 \cdot Y_n = 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} Y_k(K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - a_k) = \\ = Y_n(L + a_n - K_1 \cdot r_\partial \cdot f_2) - G \cdot a; \\ Y_k(K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - L + a_k) = \\ = -Y_n(a_n + K_1 \cdot r_2 \cdot f_2) - G \cdot (L - a) \end{cases} \quad (19)$$

После преобразования уравнений (18) и (19) равнодействующую нормальных реакций почвы на ведомое колесо трактора без нагрузки на крюке запишем следующим образом:

$$Y_n = \left(G \cdot a (K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - L + a_k) - G(L - a) \times \right. \\ \times (K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - a_k) \times [(L + a_k - K_1 \cdot r_2 \cdot f_2) \times \\ (K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - L + a_k) + (L + a_k - K_1 \cdot r_2 \cdot f_2) \times \\ \times (K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - L + a_k)(K_1 \cdot r_\partial \cdot f_1 - a_k) \times \\ \left. \times (a_n + K_1 \cdot r_2 \cdot f_2) \right]^{-1} \quad (20)$$

Подставим данные колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 3 в выражение (20):

$$G = 5,0 \text{ т}, a_k = 0,01 \text{ м}, L = 3 \text{ м}, K_1 = 0,5, f_1 = 0,2, r_\partial = 0,6 \text{ м}.$$

Получим равнодействующую нормальных реакций почвы на ведомые колеса трактора без нагрузки на крюке $Y_n = 1,65 \text{ т}$

При наличии крюкового усилия равнодействующую нормальных реакций почвы на ведущие колеса трактора определим по уравнению:

Заключение

1. Величина вертикальной нагрузки на колеса трактора в движении определяет управляемость на колеса трактора, сцепные и другие эксплуатационные качества в зависимости от типа агрегатирования сельскохозяйственной машины с трактором, конструктивных параметров машинотракторного агрегата.

2. Одним из самых нагруженных узлов трактора при движении является конечная передача заднего моста, служащая для увеличения общего передаточного числа трансмиссии применением планетарного редуктора, вызывающего появление реактивного момента и перераспределение вертикальной динамической нагрузки между передним и задним мостами трактора.

3. Предложенная методика позволяет уточнить вертикальную нагрузку на ведущие колеса трактора между передним и задним мостами в зависимости от конструктивных параметров проектируемых тракторов «БЕЛАРУС» тягового класса 3 и 5.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бобровник, А.И. Показатели трактора «БЕЛАРУС» со сдвоенными колесами при повороте / А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева // Агропанорама. – 2019. – №3. – С. 5-9.

2. Бобровник, А.И. Улучшение эксплуатационных качеств ходовых систем тракторов «БЕЛАРУС» / А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева, М.А. Струк // Мелиорация. – 2015. – №2. – С. 173-186.

3. Зезетко, Н.И. Определение оптимального положения центра тяжести колесного трактора / Н.И. Зезетко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 2. – С. 20-25; 136.

4. Тракторы. Теория: учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

5. Скотников, В.А. Проходимость машин / В.А. Скотников, А.В. Понаморов, А.В. Климов. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.

6. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 381 с.

7. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.

8. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 503 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 20.11.2020

$$\begin{cases} G \cdot a - Y_K \cdot a_K - Y_n(L + a_n) + \\ + K_1 \cdot r_\delta (f_1 \cdot Y_K + f_2 \cdot Y_n) + K_1 r_\delta P_{кр} = 0 \\ G(L - a) - Y_K(L - a_K) + Y_n \cdot a_n - \\ - K_1 \cdot r_\delta (f_1 \cdot Y_K + f_2 \cdot Y_n) + K_1 \cdot r_\delta \cdot P_{кр} = 0 \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} Y_K(K_1 r_\delta f_1 - a_K) = Y_n(L + a_n - K_1 r_\delta f_2) - \\ - G \cdot a - K_1 r_\delta P_{кр} = 0 \\ Y_K(K_1 r_\delta f_1 - L + a_K) = -Y_n(a_n - K_1 r_\delta f_2) - \\ - G(L - a) - K_1 r_\delta P_{кр} = 0 \end{cases} \quad (22)$$

После преобразования уравнений (21) и (22) равнодействующую нормальных реакций почвы на ведомые колеса трактора при нагрузке на крюке запишем следующим образом:

$$\begin{aligned} Y_n = & \left[(G \cdot a + K_1 \cdot r_\delta \cdot P_{кр}) (K_1 \cdot r_\delta \cdot f_1 - L + a_K \cdot K) - \right. \\ & - \left. [G(L - a) - K_1 \cdot r_\delta \cdot P_{кр}] (K_1 \cdot r_\delta \cdot f_1 - a_K) \right] \times \\ & \times \left[(L + a_n - K_1 \cdot r_\delta \cdot f_2) (K_1 \cdot r_\delta \cdot f_1 - L + a_K) + \right. \\ & \left. + (a_n - K_1 \cdot r_\delta \cdot f_2) (K_1 \cdot r_\delta \cdot f_1 - a_K) \right]^{-1} \end{aligned} \quad (23)$$

Подставим данные колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 3 в выражение (23):

$G = 5,0$ т, $a_K = 0,01$ м, $L = 3$ м, $K_1 = 0,5$, $f_1 = 0,2$, $P_{кр} = 3$ Н, $r_\delta = 0,6$ м.

Получим равнодействующую нормальных реакций почвы на ведомые колеса трактора при нагрузке на крюке $Y_n = 2$ т.

Наибольших значений реактивный момент в заднем мосту достигает при номинальной загрузке колесного трактора (при работе с нагрузкой на крюке в тяжелых почвенных условиях).

Для колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 3 при движении на вспаханном поле (коэффициент сцепления $\varphi = 0,6$) реактивный момент в заднем мосту определим по формуле:

$$\begin{aligned} M_p = & K_1 \cdot r_\delta \cdot \varphi_{сц} G \lambda_K = 0,6 \cdot 0,5 \times \\ & \times 0,6 \cdot 5,0 \cdot 0,7 = 630 \text{ кгс} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Методика анализа вертикальной нагрузки на колеса трактора в динамике, в зависимости от конструктивных параметров трактора и эксплуатационных факторов, достигает наибольших значений при нагрузке на крюке.