

УДК 631.372:629.114.2
ГРНТИ 68.85.87

DOI: 10.24411/1999-6837-2018-13068

Щитов С.В., д-р техн. наук, профессор;
Тихончук П.В., д-р с.-х. наук, профессор;
Кузнецов Е.Е., канд. техн. наук, доцент;
Панова Е.В., канд. техн. наук, доцент;
Худовец В.И., канд. техн. наук, доцент;
Кучер А.В., инженер;
Евдокимов В.Г., д-р техн. наук, профессор,
Дальневосточный государственный аграрный университет,
г. Благовещенск, Амурская область, Россия
E-mail: uoup_dalgau@mail.ru; tikhonchukp@rambler.ru; ji.tor@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ДОГРУЖАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

© Щитов С.В., Тихончук П.В., Кузнецов Е.Е., Панова Е.В.,
Худовец В.И., Кучер А.В., Евдокимов В.Г., 2018

Эффективность применения серийных тракторно-транспортных агрегатов (ТТА) при выполнении перевозок в условиях низкой несущей способности почв, наличия наледей и высоких снеговых заносов ограничена конструкционными и эксплуатационными показателями входящих в состав ТТА агрегатов, а также необходимостью соблюдения правил эксплуатации, определяемых нормативными документами по безопасности дорожного движения. Учитывая, что повышение производительности и эффективности средств механизации является важной задачей, стоящей перед агропромышленным комплексом, предлагается способ её решения за счёт догрузки ходовой системы мобильного энергетического средства применением устройства, позволяющего перераспределить собственный вес прицепа и вес перевозимого груза. В представленной статье рассматривается вопрос математического обоснования перераспределения сцепного веса в ходовой системе тракторно-транспортного агрегата при работе догружающего устройства энергетического средства.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНЫЙ АГРЕГАТ, ПРИЦЕП, ДОГРУЖЕНИЕ, ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ, СЦЕПНОЙ ВЕС.

UDC 631.372:629.114.2

DOI: 10.24411/1999-6837-2018-13068

Shchitov S.V., Dr. Tech. Sci., Professor;
Tikhonchuk P.V., Dr. Agr. Sci., Professor;
Kuznetsov E.E., Cand. Tech. Sci., Associate Professor;
Panova E.V., Cand. Tech. Sci., Associate Professor;
Khudovetz V.I., Cand. Tech. Sci., Associate Professor;
Kucher A.V., Engineer
Evdokimov V.G., Dr Tech. Sci. Professor,
Far Eastern State Agrarian University,
Blagoveshchensk, Amur region, Russia
E-mail: uoup_dalgau@mail.ru; tikhonchukp@rambler.ru; ji.tor@mail.ru

IMPROVING OPERATIONAL PERFORMANCE OF TRACTOR-TRANSPORT UNITS WHEN APPLYING FINISH LOADING DEVICES

The efficiency of application of serial tractor-transport units (TTU) in transportation operations, under the conditions of low bearing capacity of soils, availability of ice and high snow drifts, and also need of observance of the rules determined by regulatory documents of traffic

safety, is limited by design and performance criteria of the devices belonging to TTU. Taking into account that increasing the productivity and efficiency of mechanization is an important task facing the agro-industrial complex, it is proposed to solve it by finish loading of the running system of mobile energy facilities (tractor-transport unit) by use of a device that allows you to redistribute the own weight of the trailer and the weight of the cargo. The present article considers the question of mathematical justification of redistribution of coupling weight in the running system of the tractor-transport unit during the work of the finish loading device of energy facilities (tractor-transport unit).

KEY WORDS: TRACTOR-TRANSPORT UNIT, TRAILER, FINISH LOADING, REDISTRIBUTION, COUPLING WEIGHT.

Догружение ходовой системы энергетического средства тракторно-транспортного агрегата или автопоезда при их передвижении в условиях низкой несущей способности почв, наличия наледей или высоких снеговых заносов является одним из действенных и рациональных методов повышения эффективности применения транспортных агрегатов на хозяйственных перевозках [3,8].

Происходящее при этом расширение пятна контакта движителя с поверхностью, вследствие приходящей вертикальной нагрузки, увеличивает значения действующих сил трения, снижая буксование, что приводит к возрастанию эксплуатационных скоростей ТТА и росту производительности при использовании агрегата [11,13].

Варьирование процесса догружения также сможет расширить линейку применяемых с энергетическим средством одного тягового класса сельскохозяйственных прицепов, неравномерный характер движения которых в основном выравнивается массой агрегируемого трактора. Так как перераспределение сцепного веса характеризуется фиксацией дышла прицепа в вертикальной плоскости, его горизонтальное отклонение требует дополнительных усилий и затрат кинетической энергии движущегося прицепа, что стабилизирует транспортный агрегат при прямолинейном движении, устраняя эффект «рыскания» прицепного агрегата.

Учитывая, что Правилами дорожного движения, принятыми и действующими в Российской Федерации, установлено соотношение массы прицепа, оборудованного автономными тормозными

средствами, к буксирующему энергетическому средству, как 1:1, т.е. максимальная масса прицепа не должна превышать массу буксирующего средства. Следовательно, постоянное догружение энергетического средства сможет увеличить его общую массу и позволит использовать прицепной агрегат большей грузоподъемности. Так, перераспределение сцепного веса в 5 кН, способно повысить грузоподъемность транспортного прицепа; к примеру, 2 ПТС-4 на 400-500 кг., что позволит увеличить производительность транспортного агрегата на 10-16 % за счёт увеличения объёма перевозимого груза при использовании тех же рабочих скоростей, расхода топлива и энергозатрат, как и в базовом варианте или использовать прицепы более высокой грузоподъемности.

Установленные на прицепах устройства перераспределения сцепного веса или догружения ходовой системы являются наиболее перспективными в сельском хозяйстве, так как позволяют использовать такие прицепы как с автомобилями, так и с тракторами различной компоновки ходовых систем [4,6,7].

Для достижения вышеуказанных результатов предлагается установить в ходовой части, поперечных траверсах рамы и дышле прицепа гидравлическое догружающее устройство, способное перераспределять часть собственной нагрузки между осями прицепа и сцепным устройством энергетического средства в зависимости от условий буксования и режимов эксплуатации (рис.1) [2].

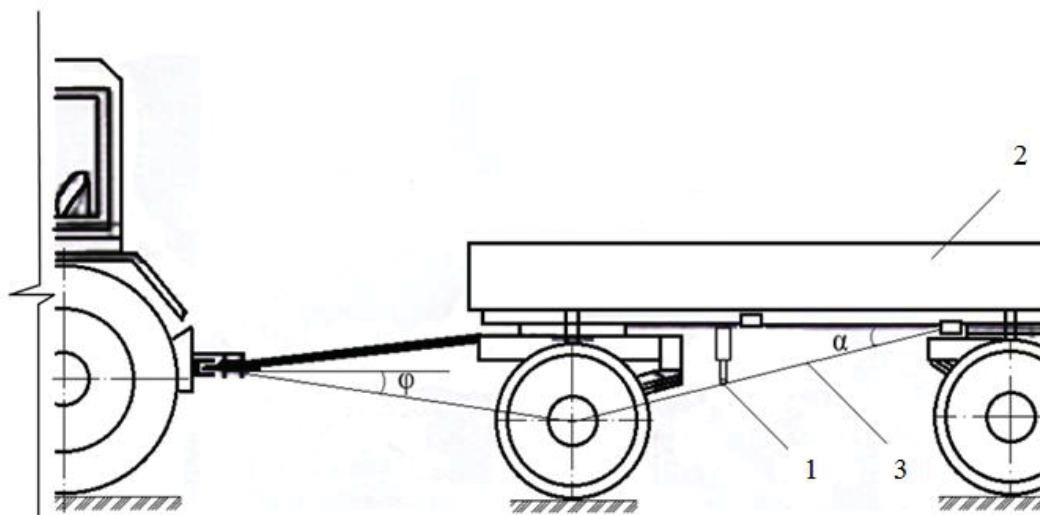


Рис. 1. Догружающее устройство энергетического средства:
1-силовой гидроцилиндр; 2 - прицеп; 3 - гибкая тросовая силовая связь

Догружающее устройство энергетического средства выполнено в виде конструкции, состоящей из силового гидроцилиндра 1, установленного шарнирно в кронштейне на поперечной траверсе рамы прицепа 2 и гибкой тросовой силовой связью 3 с петлевыми окончаниями (при этом толщина троса подбирается согласно передаваемым силовым нагрузкам), одним окончанием закрепленной фиксатором с винтовым зажимом в поперечине дышла прицепа, проходящей через поддерживающий узел с подшипником, установленный на передней оси прицепа, вилочную часть рабочего штока силового гидроцилиндра, последующим окончанием зафиксированной болтовым соединением в технологических отверстиях поперечной траверсы рамы прицепа.

Предложенное устройство работает следующим образом:

При трогании с места или движении колёсных энергетических средств, агрегатированных прицепом, по грунтам со слабой несущей способностью, увеличении буксования, водитель-оператор подключает догружающее устройство, при помощи гидрораспределителя подавая рабочую жидкость в силовой гидроцилиндр 1, вилочная часть рабочего штока которого при втягивании натягивает гибкую тросовую силовую связь 3, нагружая дышло прицепа 2 в сцепном устройстве

энергетического средства, перераспределяя нагрузку с осей прицепа на заднюю часть и ведущий мост энергетического средства, что увеличивает касательную силу тяги, снижает буксование движителей энергетического средства. На рисунке 2 представлена принципиальная схема возникающих силовых реакций при режимах работы предлагаемого устройства.

Для определения теоретических параметров перераспределения силовой нагрузки рассмотрим условия равновесия конструкции «трактор - дышло - прицеп» при различных режимах работы догружающего устройства энергетического средства, используя рисунок 2.

Составим уравнение равновесия для системы сходящихся сил в рабочем режиме использования устройства:

$$\text{При } \sum F_{kx} = 0 N_n \cos \alpha - N_g \cos \beta = 0, \quad (1)$$

$$\text{При } \sum F_{ky} = 0 P + N_n \sin \alpha - N_g \sin \beta = 0, \quad (2)$$

при решении получаем:

$$N_g = \frac{P}{\sin \beta - \cos \beta \operatorname{tg} \alpha}, \quad (3)$$

$$N_n = \frac{P \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}}{\sin \beta - \cos \beta \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Введём дополнительные обозначения:

$$k_1 = \frac{1}{\sin \beta - \cos \beta \operatorname{tg} \alpha}, \quad (5)$$

$$\langle_2 = \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \alpha}}{\sin \beta - \cos \beta \operatorname{tg} \alpha}, \quad (6)$$

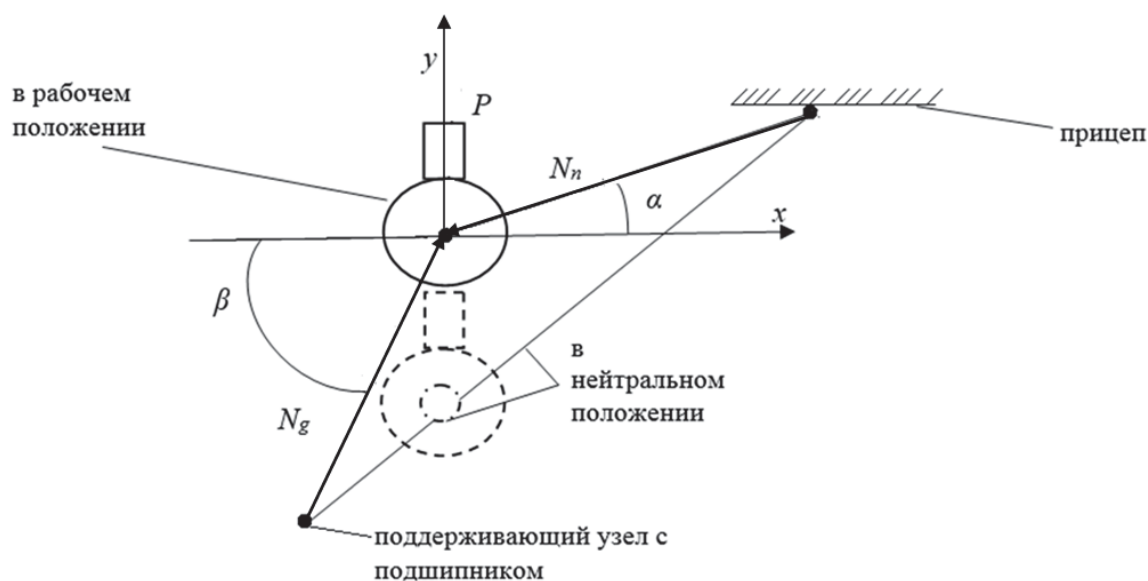


Рис. 2. Принципиальная схема возникающих силовых реакций при режимах работы предлагаемого догружающего устройства:

N_n – усилие, перераспределяемое с рамы прицепа, N, N_g – усилие, передаваемое с дышла энергетического средства, H, P – усилие гидроцилиндра, H, X, Y – пространственные координаты, α и β – углы отклонения силовых реакций гибкой тросовой связи N_n и N_g от нейтрального положения устройства, град.

Получаем уравнения перераспределения усилия гидроцилиндра для обозначенных параметров:

$$N_g = k_1 P, N_n = k_2 P. \quad (7)$$

Детальный анализ взаимодействующих силовых факторов предполагает рассмотрение составляющих схемы тракторно-транспортного агрегата [1,9] в режимно-конструкционных параметрах,

для этого представим ТТА как составную конструкцию «трактор + дышло + прицеп».

Первоначально рассмотрим равновесие дышла без действия догружающего устройства (гидроцилиндр в нейтральном положении) согласно расчётной схеме, представленной на рисунке 3.

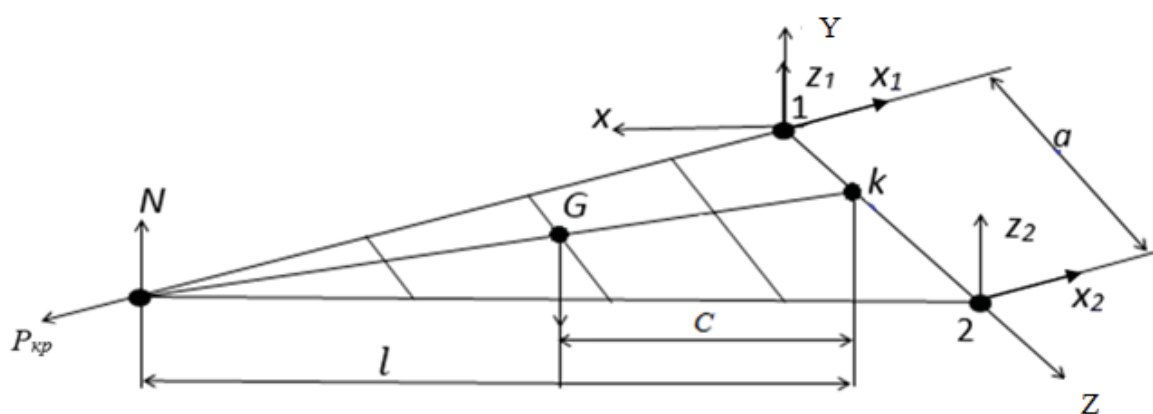


Рис. 3. Расчетная схема равновесия дышла ТТА в нейтральном положении (устройство не подключено)

где $P_{кр}$ – крюковое усилие трактора, N, N – реакция опоры (цепного устройства трактора), H, G – вес дышла прицепа, H, K – точка, обозначающая середину ширины дышла между шарнирами крепления, a – ширина дышла, м, X, Y, Z – оси пространственных координат, X_1, X_2, Z_1, Z_2 – силовые реакции шарниров 1 и 2 крепления дышла, H, c – расстояние от точки K до центра масс дышла, м.

Составим пространственную систему уравнений равновесия для части схемы ТГА - «дышло» в нейтральном положении:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } \sum F_{kx} &= 0 - x_1 - x_2 + P_{kp} = 0, \\ \text{при } \sum F_{kz} &= 0 N - G + Z_1 + Z_2, \\ \text{при } \sum M_x &= 0 N \frac{a}{2} - G \frac{a}{2} + Z_2 a = 0, \\ \text{при } \sum \hat{y} &= 0 - N \cdot l + G \cdot c = 0, \\ \text{при } \sum M_z &= 0 - P_{kp} \frac{a}{2} + x_2 a = 0, \end{aligned} \right\} (8)$$

Решив предложенную систему уравнений получим:

$$x_1 = x_2 = \frac{P_{kp}}{2}. \quad (9)$$

$$N = \frac{Gc}{l}, \quad (10)$$

$$Z_1 = Z_2 = \frac{G(l-c)}{2 \cdot l}. \quad (11)$$

Рассмотрим равновесие дышла прицепа при втягивании штока гидроцилиндра (рабочий режим устройства) (рис. 4.)

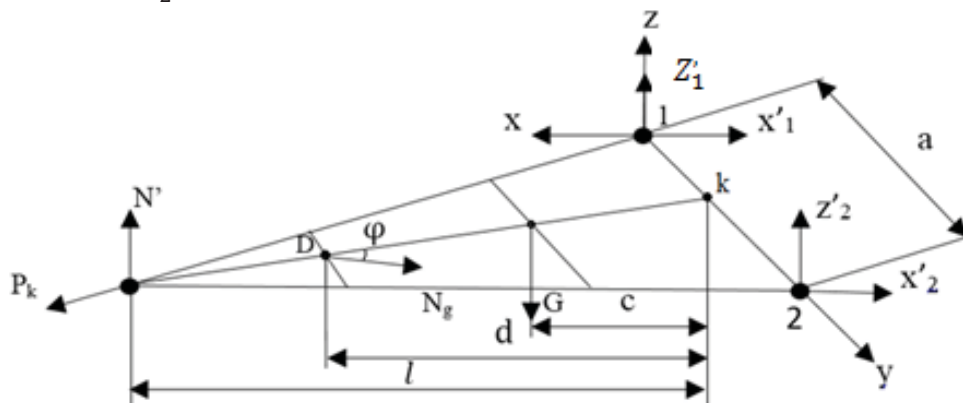


Рис. 4. Расчетная схема равновесия дышла ТГА в рабочем режиме догружающего устройства (устройство подключено)

где a – ширина дышла, м; c – расстояние от центра масс дышла G до точки K (середины между шарнирами креплений дышла), м; l – длина дышла, м; P_{kp} – крюковое усилие трактора, Н; G – вес дышла, Н; X_2 ; X_1 ; Z_1 ; Z_2 – силовые реакции шарниров 1 и 2 крепления дышла; N , N' – реакция опоры (цепного устройства трактора), Н; P_{kp} – крюковое усилие трактора, Н; d – расстояние от точки K до точки D крепления тросовой связи, м, φ – угол натяжения тросовой связи, рад, N_g – силовая реакция тросовой связи, Н.

Составим уравнение равновесия

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{kx} &= 0 \quad P_{kp} - N_g \cos \varphi - X_1 - X_2 = 0, \\ \sum F_{kz} &= 0 \quad N' - N_g \sin \varphi + Z_1 + Z_2 - G = 0, \\ \sum M_x &= 0 - N' \frac{a}{2} + G \frac{a}{2} + N_g \sin \varphi \frac{a}{2} - Z_2 a = 0, \\ \sum M_y &= 0 \quad -N' + N_g \sin \varphi d + Gc = 0, \\ \sum M_z &= 0 \quad -P_{kp} \frac{a}{2} + X_1 a + N_g \cos \varphi \cdot \frac{a}{2} = 0, \end{aligned} \right\} (12)$$

Решив систему уравнений (12), получаем следующие выражения для силовых реакций в шарнирах 1 и 2:

$$X_1 = X_2 = 0,5(P_{kp} - N_g \cos \varphi), \quad (13)$$

$$N' = \frac{Gc + N_g \sin \varphi \cdot a}{l}. \quad (14)$$

$$Z_1 = Z_2 = \frac{G(l-c) + N_g \sin \varphi \cdot (l-a)}{2 \cdot l}, \quad (15)$$

Выразим силовые реакции N' , N , X_1 , N ; X_2 , N ; Z_1 , N ; Z_2 , N через усилие гидроцилиндра.

С учетом выражения (7) реакция давления N' дышла на сцепное устройство трактора (уравнение 14) равно:

$$N' = \frac{Gc + k_1 P \sin \varphi \cdot a}{l}. \quad (16)$$

Горизонтальные составляющие реакции шарниров с учетом выражения 7 принимают вид:

$$X_1 = X_2 = 0,5(P_{kp} - k_1 P \cos \varphi), \quad (17)$$

$$Z_1 = Z_2 = \frac{G(l-c) + k_1 P \cos \varphi (l-d)}{2 \cdot l}, \quad (18)$$

Анализ выражений (10) и (16) показывает, что усилие на буксирное (сцепное) устройство трактора увеличивается на величину:

$$\frac{k_1 P \sin \varphi \cdot a}{l}, \quad (19)$$

При сравнении величин (9) и (17) установлено, что горизонтальные составляющие силовых реакций в шарнирах 1 и 2 уменьшаются на величину, равную:

$$k_1 P \cos \varphi. \tag{20}$$

Анализ выражений(11) и (18) показывает, что вертикальные составляющие силовых реакций в шарнирах 1 и 2 увеличиваются на величину:

$$\frac{k_1 P \sin \varphi (l-d)}{2 \cdot l}. \tag{21}$$

Рассмотрим равновесие следующей составной части схемы ТГА – «трактор» в

рабочем режиме работы устройства (рисунок 5), учитывая, что $N_1 = -N'$, а конструктивное распределение веса трактора по мостам составляет: передний $F_A = \frac{1}{3} G_{тр}, Н$; задний $F_B = \frac{2}{3} G_{тр}, Н$.

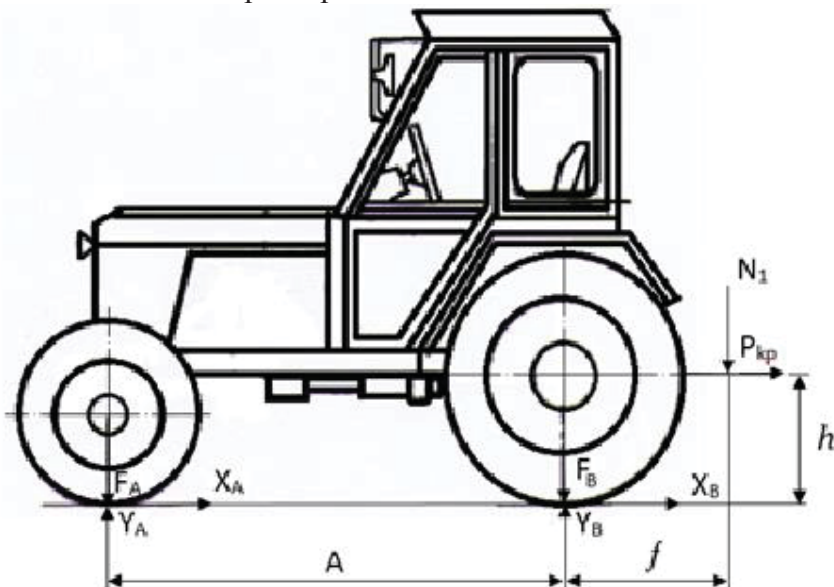


Рис. 5. Схема к определению силовых реакций трактора на почву (рабочий режим)

где A - продольная база трактора, м, Y_A, Y_B – вертикальные силовые реакции под опорами трактора, H , X_A, X_B – горизонтальные силовые реакции под опорами трактора, H , h -расстояние от поверхности до буксировочного (цепного) устройства трактора, м, f – горизонтальная проекция расстояния от задней опоры трактора до буксировочного (цепного) устройства трактора, м, \bar{E}_1 – передовая сила, нагружающая цепное устройство трактора, H .

Составляем уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad & -\frac{2}{3} G_{тр} \cdot A - N_1(A+f) + Y_B A - P_{кр} h = 0, \\ \Sigma M_B = 0 \quad & -\frac{1}{3} G_{тр} \cdot A - Y_A A - N_1 f - P_{кр} h = 0, \end{aligned} \right\} \tag{22}$$

При решении получаем уравнения для вертикальных реакций под опорами:

$$Y_B = \frac{2}{3} G_{тр} + \frac{P_{кр} h}{A} + \frac{N_1(A+f)}{A} \tag{23}$$

$$Y_A = \frac{1}{3} G_{тр} - \frac{P_{кр} h}{A} - \frac{N_1 f}{A}, \tag{24}$$

Вертикальные реакции опор трактора на почву, выраженные через усилие силового гидроцилиндра догружающего устройства, формула (16), равны

$$Y_B = \frac{2}{3} G_{тр} + \frac{P_{кр} h}{A} + \frac{(Gc+k_1 P \sin \varphi \alpha) \cdot (A+f)}{l \cdot A}. \tag{25}$$

$$Y_A = \frac{1}{3} G_{тр} - \frac{P_{кр} h}{A} - \frac{(Gc+k_1 P \sin \varphi \alpha) \cdot f}{l \cdot A}. \tag{26}$$

Исследованные зависимости (25) и (26) показывают, что при повышении усилия, передаваемого на цепное устройство трактора, на величину (19), передний мост разгружается, а задний загружается на эту величину.

Рассмотрим равновесие составной части схемы ТГА – «прицеп», при условии, что его оси одинаково вертикально нагружены (рис. 6).

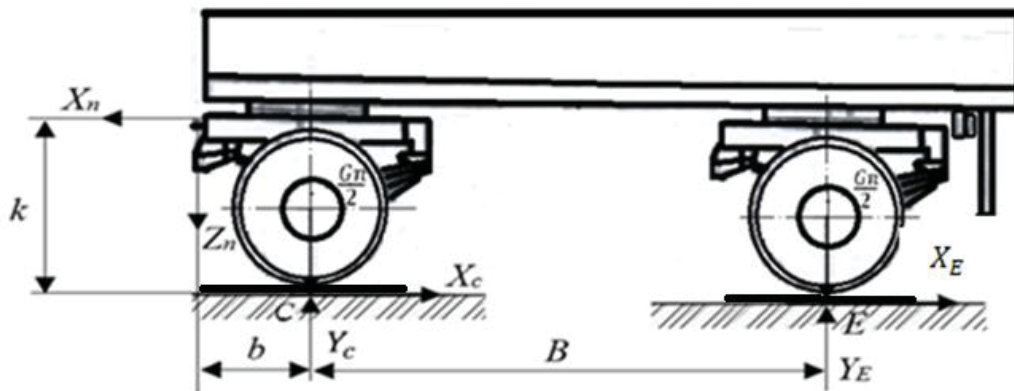


Рис.6. Схема к определению силовых реакций прицепа в статичном режиме (догружающее устройство не работает)

где k - расстояние от поверхности до дышла прицепа, м, X_n - горизонтальная силовая реакция в установочных шарнирах дышла, Z_n - вертикальная силовая реакция в установочных шарнирах дышла, b - горизонтальная проекция расстояния от точки крепления установочных шарниров до середины опоры переднего колеса прицепа, м, точка C - середина опоры переднего колеса прицепа, B - продольная база прицепа, м, G_n - вертикальная весовая нагрузка на прицеп, X_c, X_E - горизонтальные силовые реакции, Y_c - силовая реакция почвы под передней опорой прицепа, Y_E - силовая реакция почвы под задней опорой прицепа, E - середина опоры заднего колеса прицепа.

Составляем уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_C = 0 \quad Y_E B - \frac{G_n}{2} B + X_n k + Z_n b &= 0, \\ \sum M_E = 0 \quad -Y_c B + \frac{G_n}{2} B + X_n k + Z_n \cdot (b + B) &= 0, \end{aligned} \right\} (27)$$

с учетом выражений (9) и (11):

$$Y_E = \frac{G_n}{2} - \frac{P_{кр} k}{2 \cdot B} - \frac{G(l-c)b}{2l \cdot B} \quad (30)$$

$$Y_c = \frac{G_n}{2} + \frac{P_{кр} k}{2 \cdot B} + \frac{G(l-c)(B+b)}{2l \cdot B} \quad (31)$$

при решении получаем:

$$Y_E = \frac{G_n}{2} - x_n \frac{k}{B} - Z_n \frac{b}{B} \quad (28)$$

$$Y_c = \frac{G_n}{2} + x_n \frac{k}{B} + Z_n \frac{(B+b)}{B} \quad (29)$$

Рассмотрим схему прицепа в режиме действия догружающего устройства (рабочий режим) и составим уравнения равновесия:

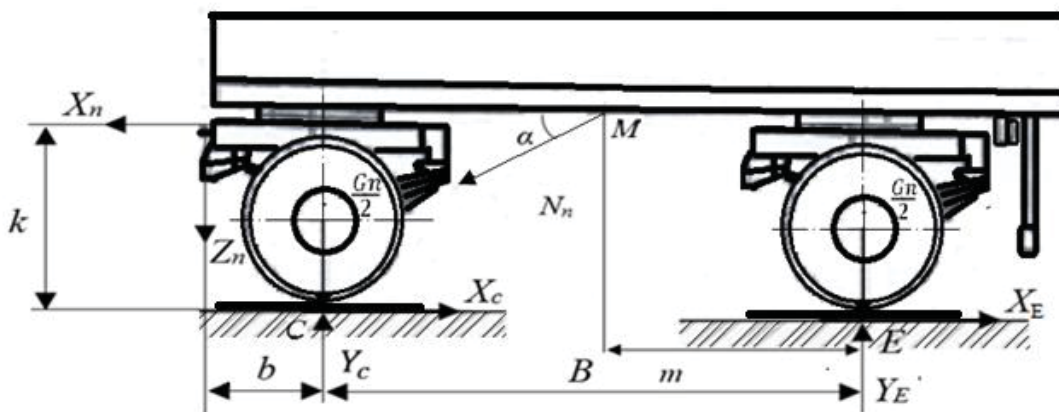


Рис. 7. Схема к определению силовых реакций прицепа в рабочем режиме (догружающее устройство работает)

где k - расстояние от поверхности до дышла прицепа, м, X_n - горизонтальная силовая реакция в установочных шарнирах дышла, Z_n - вертикальная силовая реакция в установочных шарнирах дышла, b - горизонтальная проекция расстояния от точки крепления установочных шарниров до середины опоры переднего колеса прицепа, м, точка C - середина опоры переднего колеса прицепа, B - продольная база прицепа, м, G_n - вертикальная весовая нагрузка на прицеп, X_c, X_E - горизонтальные силовые реакции, Y_c - силовая реакция почвы под передней опорой прицепа, Y_E - силовая реакция почвы под задней опорой прицепа, α - угол между рамой прицепа и тросовой силовой связью, рад, точка M - точка крепления тросовой силовой связи на раме прицепа, точка E - середина опоры заднего колеса прицепа, m - горизонтальная проекция расстояния от точки крепления тросовой связи до точки E , м.

Уравнения равновесия:

$$\sum M_c = 0 Y_E \cdot B - \frac{Gn}{2} B + x_n k + z_n b + N_n \cos \alpha \cdot k - N_n \sin \alpha (B - m) = 0, \quad (32)$$

$$\sum M_E = 0 Y_c B + \frac{Gn}{2} B + x_n k + z_n (B + b) + N_n \cos \alpha \cdot k + N_n \sin \alpha \cdot m = 0, \quad (33)$$

При решении получаем:

$$Y_E = \frac{Gn}{2} - x_n \frac{k}{B} - z_n \frac{b}{B} - \frac{N_n \cos \alpha \cdot k}{B} + \frac{N_n \sin \alpha \cdot (B-m)}{B}. \quad (34)$$

$$Y_c = \frac{Gn}{2} + x_n \frac{k}{B} + z_n \frac{(B+b)}{B} + \frac{N_n \cos \alpha \cdot k}{B} + \frac{N_n \sin \alpha \cdot m}{B}. \quad (35)$$

С учетом выражений (7), (13), (15) получаем значения вертикальных реакций для опор прицепа:

$$Y_E = \frac{Gn}{2} - \left(0,5(P_{кр} - k_1 P \cos \varphi)\right) \frac{k}{B} - \frac{(G(l-c) + k_1 P \sin \varphi (l-d))}{2 \cdot l} \cdot \frac{b}{B} + \frac{k_2 P (\sin \alpha (B-m) - \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (36)$$

$$Y_c = \frac{Gn}{2} + \left(0,5(P_{кр} - k_1 P \cos \varphi)\right) \frac{k}{B} + \frac{(G(l-c) + k_1 P \sin \varphi (l-d))}{2 \cdot l} \cdot \frac{b}{B} + \frac{k_2 P (\sin \alpha \cdot m + \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (37)$$

Расширенные формулы для силовых реакций Y_E и Y_c принимают вид:

для

$$Y_E = \frac{Gn}{2} - \frac{P_{кр}}{2} \cdot \frac{k}{B} + \frac{k_1 P \cos \varphi}{2} \cdot \frac{k}{B} - \frac{G(l-c) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B} - \frac{k_1 P \sin \varphi (l-d)}{2 \cdot l} \cdot \frac{b}{B} + k_2 P \cdot \frac{(\sin \alpha (B-m) - \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (38)$$

или

$$Y_E = \frac{Gn}{2} - \frac{P_{крk}}{2 \cdot B} - \frac{G(l-c) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B} + P \frac{k_1 \cdot \cos \varphi \cdot k}{2 \cdot B} - \frac{k_2 \cdot \sin \varphi (l-d)}{2 \cdot l} \cdot \frac{b}{B} + \frac{k_2 (\sin \alpha (B-m) - \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (39)$$

Для

$$Y_c = \frac{Gn}{2} - \frac{P_{кр} \cdot k}{2 \cdot B} - \frac{k_1 P \cos \varphi \cdot k}{2 \cdot B} + \frac{G(l-c) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B} + \frac{k_1 P \sin \varphi (l-d) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B} + k_2 P \cdot \frac{(\sin \alpha \cdot m + \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (40)$$

или

$$Y_c = \frac{Gn}{2} - \frac{P_{крk}}{2 \cdot B} + \frac{G(l-c) \cdot b}{2l \cdot B} + P \frac{k_1 \cdot \sin \varphi \cdot (l-d) \cdot b}{2 \cdot B \cdot l} - \frac{k_1 \cdot \cos \varphi \cdot k}{2 \cdot B} + \frac{k_2 (\sin \alpha \cdot m + \cos \alpha \cdot k)}{B}. \quad (41)$$

Анализ приведённых уравнений и формул показывает, что при работе устройства изменение конструктивных показателей трактора и прицепа происходит согласно следующих зависимостей:

– при догрузении сцепного (буксировочного) устройства трактора- по формуле (19) на величину, равную $\frac{k_1 P \sin \varphi \cdot \alpha}{l}$;

– при работе догружающего устройства распределение веса трактора с переднего мост на задний ведущий мост за счёт изменения положения центра масс трактора происходит по формуле (25) на величину, равную $\frac{(Gc+k_1 P \sin \varphi \alpha) \cdot (A+f)}{l \cdot A}$;

– при этом вес, приходящийся на передний мост трактора, снижается по формуле (26) на величину $\frac{(Gc+k_1 P \sin \varphi \alpha) \cdot (A+f)}{l \cdot A}$;

– разгрузка задней оси прицепа – по формуле (36) на величину $\frac{(G(l-c)+k_1 P \sin \varphi (l-d)) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B}$;

– догрузка передней оси прицепа - по формуле (37) на величину $\frac{(G(l-c)+k_1 P \sin \varphi (l-d)) \cdot b}{2 \cdot l \cdot B}$;

– общие параметры догружения сцепного устройства и ходовой системы трактора от действия предложенного устройства рассчитываются по формулам (19) и (25) и суммируются.

Предложенные теоретические зависимости позволяют обосновать процесс перераспределения сцепного веса в схеме тракторно-транспортного агрегата при использовании догружающего устройства, установленного в ходовой системе прицепа.

Использование данной полезной модели, обладающей высокой надёжностью, низкой себестоимостью, удобством в обслуживании и эксплуатации, при до-

статочной несложной конструкции и простоте догружающего устройства энергетического средства, позволит увеличить проходимость и производительность колесных энергетических средств при их агрегатировании с прицепами в составе ТТА и автопоездов, повысит их тягово-

сцепные свойства при выполнении энергоёмких работ, скорость движения по грунтам с низкой несущей способностью, уменьшит техногенное воздействие на обрабатываемые почвы, что приведёт к экономии энергозатрат и увеличит экономический эффект от его применения в сельском хозяйстве [5,10,12].

Библиографический список

1. Беляев, Н.М. Сопrotивление материалов: учебник / Н. М. Беляев // Москва: Наука, 1976. - 608 с.
2. Догружающее устройство энергетического средства / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, В.И. Худовец // Патент на полезную модель № 167513, Заявка № № 2016125050 от 22.06.2016, зарегистрировано ФИПС 22.06.2016 г., опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1.
3. Кузнецов, Е.Е., Щитов, С.В., Худовец, В.И. Использование многоосных энергетических средств класса 1,4: Монография. ДальГАУ- Благовещенск, 2013.-153 с.
4. Кузнецов, Е.Е. Методологическое обоснование выбора конструкции устройств рационального перераспределения сцепного веса / Е.Е. Кузнецов, С.В.Щитов [и др.]// Электронный научно-производственный журнал «АгроЭкоИнфо». - 2016. - № 2(24).
5. Кузнецов, Е.Е. Влияние перераспределения сцепного веса на конструктивные параметры колёсного энергетического средства / Е.Е. Кузнецов, С.В.Щитов [и др.]// Дальневосточный аграрный вестник. - 2017. - № 2 (42).-С.152-160.
6. Скурятин, Н.Ф. Исследование сил, действующих на прицеп при работе с тягово-догрузочным устройством / Н.Ф. Скурятин, А.В. Бондарев, Е.В. Соловьёв, В.Н. Амосов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. -2013. - № 4.- С. 94-98.
7. Скурятин Н.Ф. Повышение грузоподъемности прицепного агрегата / Н.Ф. Скурятин, Е.В. Соловьёв, А.В. Бондарев // Сельский механизатор. -2014.- № 12. -С. 38-39.
8. Щитов, С.В. Пути повышения агротехнической проходимости колёсных тракторов в технологии возделывания сельскохозяйственных культур Дальнего Востока: дис. докт. техн. наук: 05.20.01: защищена 20.05.09 / Щитов Сергей Васильевич; ДальГАУ- Благовещенск, 2009. - 325 с.
9. Яблонский, А. А. Сборник задач для курсовых работ по теоретической механике. - Москва: Высшая школа, 1982. - 382 с.
10. Battiato, A., Diserens, E. (2013). Influence of Tyre Inflation Pressure and Wheel Load on the Traction Performance of a 65 kW MFWD Tractor on a Cohesive Soil. *Journal of Agricultural Science*, 5(8), S.197-214.
11. Šmerda, T., Čupera J. (2010). Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set. *Journal of Terramechanics*, 47, S. 395-400.
12. Wulfsohn, D., Way, T.R. (2009). Factors that influence tractive performance of wheels, tracks and vehicles. *Advances in Soil Dynamics* vol. 3. St Joseph Michigan ASABE, S. 209-252.
13. Zoz, F., M., Grisso, R., D. (2003). Traction and Tractor Performance. *ASAE Distinguished Lecture Series, Tractor Design*, 27, S. 11-16.

Reference

1. Belyaev, N.M. Sopotivlenie materialov: uchebnik (Strength of Materials: Textbook), Moskva: Nauka, 1976, 608 p.
2. Dogruzhayushchee ustrojstvo ehnergeticheskogo sredstva (FinishLoading Device of Energy Facilities (Tractor-Transport Unit), S.V. Shchitov, E.E. Kuznecov, V.I. Hudovec, Patent na poleznuyu model' № 167513, Zayavka № № 2016125050 ot 22.06.2016, zaregistrovano FIPS 22.06.2016 g., opubl. 10.01.2017, Byul. № 1.
3. Kuznecov, E.E., Shchitov, S.V., Hudovec, V.I. Ispol'zovanie mnogoosnyh ehnergeticheskikh sredstv klassa 1,4: Monografiya (The Use of Multi-Axis Energy Facilities (Tractor-Transport Unit), Class 1.4. Monograph), Dal'GAU, Blagoveshchensk, 2013, 153 p.
4. Kuznecov, E. E. Metodologicheskoe obosnovanie vybora konstrukcii ustrojstv racional'nogo pereraspredeleniya scepного веса (Methodological Substantiation of the Selection of Hardware Design for Rational Redistribution of Coupling Weight), E.E. Kuznecov, S. V. Shchitov [i dr.], *Ehlektronnyj nauchno-proizvodstvennyj zhurnal «AgroEhkoInfo»*, 2016, No 2(24).
5. Kuznecov, E.E. Vliyanie pereraspredeleniya scepного веса na konstruktivnye parametry kolyosного ehnergeticheskogo sredstva (Influence of Redistribution of Coupling Weight on the Design Parameters of the Wheeled Energy Facilities (Tractor-Transport Unit), E.E. Kuznecov, S.V.Shchitov [i dr.], *Dal'nevostochnyj agrarnyj vestnik*, 2017, No 2 (42), PP.152-160.

6. Skuryatin, N.F. Issledovanie sil, dejstvuyushchih na pricep pri rabote s tyagovo-dogruzochnym ustrojstvom (Study of the Forces Acting on the Trailer when Operating Traction-Finish Loading Device), N.F. Skuryatin, A.V. Bondarev, E.V. Solov'yov, V.N. Amosov, *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2013, No 4, PP. 94-98.
7. Skuryatin, N.F. Povyshenie gruzopodъemnosti pricepnogo agregata (Enhancement of the Load Capacity of the Trailer Unit), N.F. Skuryatin, E.V. Solov'ev, A.V. Bondarev, *Sel'skij mekhanizator*, 2014, No 12, PP. 38-39.
8. Shchitov, S.V. Puti povysheniya agrotekhnicheskoy prohodimosti kolyosnyh traktorov v tekhnologii vozdel'yvaniya sel'skohozyajstvennyh kul'tur Dal'nego Vostoka (Ways to Improve the Agro-Technical Cross-Country Ability of Wheeled Tractors in the Technology of Cultivation of Crops of the Far East): dis. dokt. tekhn. nauk: 05.20.01, zashchishchena 20.05.09, Shchitov Sergej Vasil'evich, Dal'GAU, Blagoveshchensk, 2009, 325 p.
9. Yablonskij, A.A. Sbornik zadach dlya kursovyyh rabot po teoreticheskoy mekhanike (Collection of Problems for Term Papers on Theoretical Mechanics), Moskva, Vysshaya shkola, 1982, 382 p.
10. Battiato, A., Diserens, E. (2013). Influence of Tyre Inflation Pressure and Wheel Load on the Traction Performance of a 65 kW MFWD Tractor on a Cohesive Soil. *Journal of Agricultural Science*, 5(8), PP.197-214.
11. Šmerda, T., Čupera J. (2010). Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set. *Journal of Terramechanics*, 47, PP. 395-400.
12. Wulfsohn, D., Way, T.R. (2009). Factors that influence tractive performance of wheels, tracks and vehicles. *Advances in Soil Dynamics* vol. 3. St Joseph Michigan ASABE, PP. 209-252.
13. Zoz, F., M., Grisso, R., D. (2003). Traction and Tractor Performance. ASAE Distinguished Lecture Series, Tractor Design, 27, PP. 11-16.

УДК 631.372
ГРНТИ 68.85.87

DOI: 10.24411/1999-6837-2018-13069

Шишлов С.А., д-р техн. наук, профессор,
E-mail: sergey_a_shishlov@mail.ru,
Дальневосточный государственный аграрный университет,
г. Благовещенск, Амурская область, Россия;
Шишлов А.Н., канд. техн. наук, доцент;
Шапарь М.С., канд. техн. наук,
Приморская государственная сельскохозяйственная академия,
г. Уссурийск, Приморский край, Россия

НАПРЯЖЕНИЯ НА УПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОЧВОЗАЦЕПА ДВИЖИТЕЛЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

На основании предложенной гипотезы рассмотрено решение задачи определения сдвигающих напряжений в почве при работе движителя гусеничного трактора через напряжения на упорной поверхности почвозацепа. Приведены установленные теоретические зависимости изменения напряжений по высоте упорной поверхности почвозацепа. Представлены некоторые результаты экспериментальных исследований изменения напряжений по высоте упорной поверхности почвозацепа, подтверждающие теоретические предпосылки.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПОЧВА, ПОЧВОЗАЦЕП, ГУСЕНИЧНЫЙ ТРАКТОР, СДВИГАЮЩЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ.