

Тип статьи: научная  
УДК 621.313  
DOI: 10.35887/2305-2538-2024-5-65-75

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИЖИТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

**Виктор Иванович Балабанов<sup>1</sup>, Галия Ергешевна Кокиева<sup>2</sup>,  
Иброхим Жумакулович Худаев<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева,  
г. Москва, Российская Федерация

<sup>2</sup> Бурятская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Р. Филиппова,  
г. Улан-Удэ, Российская Федерация

<sup>2</sup> Арктический государственный агротехнологический университет,  
г. Якутск, Российская Федерация

<sup>3</sup> НИУ «Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства»,  
г. Ташкент, Республика Узбекистан

<sup>1</sup> vbalabanov@rgau-msha.ru, <sup>2</sup> Kokievagalia@mail.ru, <sup>3</sup> ihudaev59@gmail.com

Автор, ответственный за переписку: Виктор Иванович Балабанов, vbalabanov@rgau-msha.ru  
Corresponding author: Viktor Balabanov, vbalabanov@rgau-msha.ru

**Реферат.** Существующие методы исследования энергетических показателей сельскохозяйственных агрегатов требуют больших денежных и материальных затрат, поэтому изыскание более простого и менее затратного метода энергетической оценки мобильных агрегатов, актуально. При решении этой задачи исходными приняты главные энергетические элементы: коэффициент полезного действия (КПД) двигателя и коэффициент, учитывающий потери механической энергии на деформирование двигателя и поверхности, по которой он перекатывается. Пневматическое колесо при установившемся режиме работы рассматривали. Качение ведущего колеса с деформированием его обода и поверхности, по которой оно перекатывается, явление сложное, поэтому параметры, характеризующие процесс качения, определяются на практике только приближенно. На основании теоремы взаимности можно написать соотношение, связывающее линейные скорости двух условных колес с касательными к ним силами. Избранный нами способ решения, в основу которого положены теоремы взаимности, позволяет схематизировать эти явления и пользоваться условными (приведенными) параметрами. Для нахождения КПД гусеничного двигателя и энергетических потерь на деформацию почвы предложено определять только две опытные величины: коэффициент механических потерь в трансмиссии и коэффициент буксования. Необходимо тарирование трактора при стационарном испытании, при этом механические потери следует учитывать полностью – от двигателя до конечного звена двигателя.

**Ключевые слова:** деформация, двигатель, механическая энергия, энергетические элементы.

## DETERMINATION OF ENERGY PERFORMANCE OF AGRICULTURAL MACHINERY MOTORS

**Viktor Balabanov<sup>1</sup>, Galiya Kokieva<sup>2</sup>, Ibrokhim Khudayev<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy,  
Moscow, Russian Federation

<sup>2</sup> Buryat State Agricultural Academy named after V.R. Filippov, Ulan-Ude, Russian Federation

<sup>2</sup> Arctic State Agrotechnological University, Yakutsk, Russian Federation

<sup>3</sup> National Research University “Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization  
Engineers”, Tashkent, Republic of Uzbekistan

<sup>1</sup> vbalabanov@rgau-msha.ru, <sup>2</sup> Kokievagalia@mail.ru, <sup>3</sup> ihudaev59@gmail.com

**Abstract.** Existing methods for studying the energy indicators of agricultural units require large monetary and material costs, so finding a simpler and less expensive method for energy assessment of mobile units is relevant. In solving this problem, the main energy elements were adopted as initial ones: the efficiency of the mover and the coefficient taking into account the loss of mechanical energy due to deformation of the mover and the surface on which it rolls. A pneumatic wheel under steady-state operation was considered. Rolling of the drive wheel with deformation of its rim and the surface on which it rolls is a complex phenomenon, so the parameters characterizing the rolling process are determined in practice only approximately. Based on the reciprocity theorem, it is possible to write a relationship linking the linear velocities of two conditional wheels with the forces tangential to them. The solution method we have chosen, which is based on reciprocity theorems, allows us to schematize these phenomena and use conditional (reduced) parameters. To find the efficiency of the caterpillar drive and energy losses due to soil deformation, it is proposed to determine only two experimental values: the coefficient of mechanical losses in the transmission and the slip coefficient. It is necessary to calibrate the tractor during stationary testing, and the mechanical losses should be taken into account completely - from the engine to the final link of the drive.

**Keywords:** deformation, mover, mechanical energy, energy elements.

**Для цитирования:** Балабанов В.И., Кокиева Г.Е., Худаев И.Ж. Определение энергетических показателей движителей сельскохозяйственной техники // Наука в Центральной России. 2024. Т. 71, № 5. С. 65-75. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-5-65-75>.

**For citation:** Balabanov V, Kokieva G., Khudayev I. Determination of energy performance of agricultural machinery motors. *Nauka v central'noj Rossii* = Science in the Central Russia: 2024; 71(5): 65-75. (In Russ.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-5-65-75>.

**Благодарности:** работа выполнена за счет средств Программы развития университета в рамках Программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030».

**Acknowledgments:** the work was carried out using funds from the University Development Program within the framework of the Strategic Academic Leadership Program “Priority 2030”.

**Введение.** Существующие методы исследования энергетических показателей агрегатов требуют значительных денежных и материальных затрат. Вследствие этого возникла необходимость в изыскании и в то же время простого метода энергетической оценки мобильных агрегатов, который позволил бы при небольших затратах быстро получать необходимые данные. При решении нами этой задачи исходными приняты главные энергетические элементы, а именно: коэффициент полезного действия движителя и коэффициент, учитывающий потери механической энергии на деформирование движителя и поверхности по которой он перекатывается [1-3].

Деформация поверхности качения и самого движителя рассматриваются совместно. Избранный нами способ решения, в основу которого положены теоремы взаимности, позволяет схематизировать эти явления и пользоваться условными (приведенными) параметрами [4-8].

**Целью работы** является описание теоретических методов определения энергетических показателей движителей сельскохозяйственной техники.

**Основная часть.** Для решения поставленной задачи в работе предлагается рассматривать теоремы взаимности энергетических показателей для механических систем в следующем виде: если в механической системе совокупности внешних воздействий  $F_a$  вызывает эффект  $v_a$ , а вторая совокупность внешних воздействий  $F_b$  в той же системе вызывает эффект  $v_b$ , то имеет место соотношение  $F_a : v_b = F_b : v_a$ .

Рассмотрим пневматическое колесо при установившемся режиме работы. Качение ведущего колеса с деформированием его обода и поверхности, по которой оно перекатывается, явление сложное. Поэтому параметры, характеризующие процесс качения, определяются на практике только приближенно. Истинный радиус качения обычно принимается известным только для жестких колес с гладким ободом. Однако ни одна точка обода любого действительного колеса не может считаться точкой приложения равнодействующих всех элементарных касательных сил, возникающих от взаимодействия с поверхностью качения. В этом смысле радиус качения имеет лишь теоретическое значение. В одном и том же случае мы можем рассматривать два колеса:



соответствующая ей вертикальная сила от реакции почвы  $Q$ ; горизонтальная слагающая реакции опорной поверхности, равная движущей силе  $P$ . Ведущий момент, передаваемый на колесо двигателем, уравновешивается моментами  $Q_e$  и  $P_h$ , то есть:  $M = Q_e + P_h$ . Выразив плечи  $e$  и  $h$  через радиус  $r_1$  и угол  $\alpha_1$ , запишем уравнение механической работы движителя в следующем виде:

$$M_\varphi = QS_1 \sin \alpha + PS_1 \cos \alpha \quad (5)$$

Приравняв правые части выражений (3) и (5), получим:

$$QS_1 \sin \alpha + PS_1 \cos \alpha = PS + \xi FS_1 \quad (6)$$

Здесь член  $PS_1 \cos \alpha$  представляет работу реактивной силы- $P$ . Поэтому:

$$PS_1 \cos \alpha = PS \quad (7)$$

Откуда следует, что:

$$\cos \alpha = \frac{S}{S_1} = \frac{1}{1+\eta} = \cos \beta, \quad (8)$$

То есть  $\alpha = \beta$ . Два других члена уравнения (6) также будут равны между собой и тогда:

$$\xi = \frac{Q \sin \alpha}{F} \quad (9)$$

Теперь остается выразить коэффициент  $\xi$  через кинематические параметры  $S$  и  $S_1$  или через связывающий эти величины коэффициент  $\eta$ . Здесь, так же как и ранее, установим сначала соотношения между внешними силами и кинематическими элементами. Из рисунка 1 видно, что сумма проекции сил  $Q$  и  $P$  равна силе  $F$ :

$$F = Q \sin \alpha + P \cos \alpha \quad (10)$$

С другой стороны, проекции сил  $Q$  и  $P$  на направление  $r_1$  дают величину:

$$F \operatorname{tg} \gamma = Q \cos \alpha - P \sin \alpha \quad (11)$$

Из уравнения (10) и (11) следует:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Q \cos \alpha - P \sin \alpha}{Q \sin \alpha + P \cos \alpha} \quad (12)$$

Определив из уравнения (9) значение  $Q$ , а из (4,а) значение  $P = F(1 - \xi)$ :  $\cos \beta = F(1 - \xi)$ :  $\cos \alpha$  и подставив эти величины в выражение (12), получим:  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{\xi - \sin^2 \alpha}{\sin \alpha \cos \alpha}$ , откуда:

$$\xi = \sin^2 \alpha + \sin \alpha \operatorname{ctg} \gamma \quad (13)$$

В то же время из уравнения (4) получаем:

$$1 - \xi = P : F_0 \quad (14)$$

Чтобы найти отношение  $P : F_0$  построим вторую схему, имея в виду, что концы векторов  $Q, P, F$  и  $R$  лежат на окружности диаметра  $R$  (рисунок 2). Угол  $\angle OF_0P$  мало отличается от угла  $\angle ORP$ . На основании теоремы синусов находим:

$$P = \sin[90^\circ - (\alpha + \gamma)] = F_0 : \sin[90^\circ - (\alpha - \gamma)]$$

$$\frac{P}{F_0} = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma} \quad (15)$$

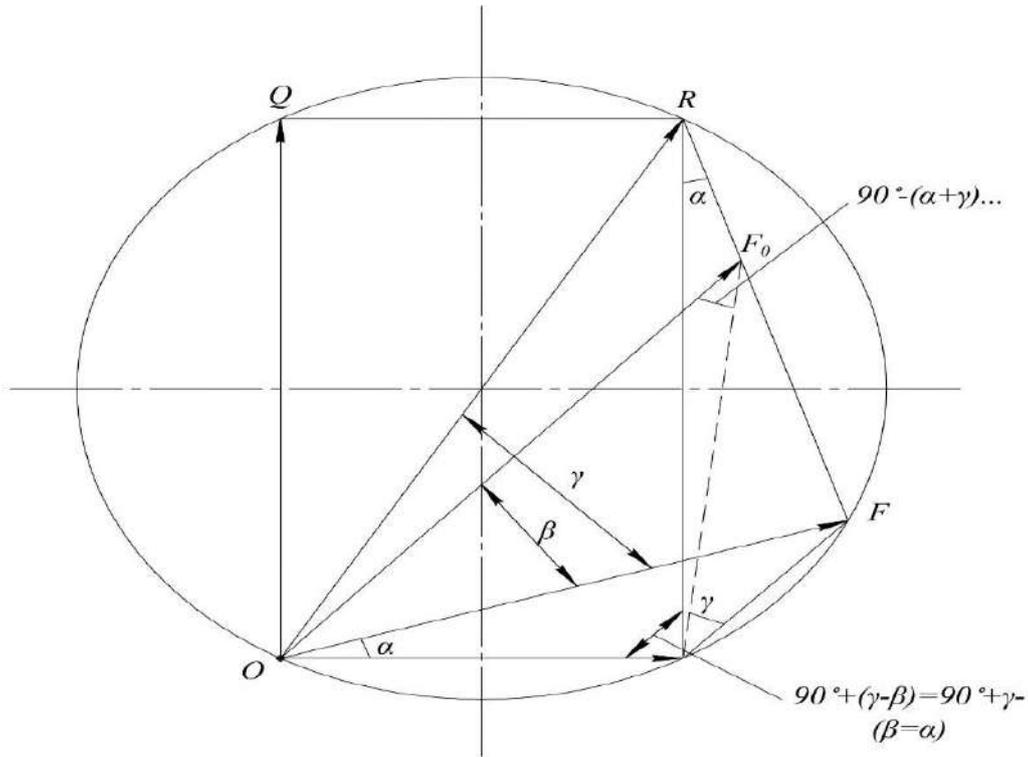


Рисунок 2 - Положения векторов Q,P,F и R на окружности колеса диаметра R

Совместное решение зависимостей (13), (14) и (15) относительно  $\operatorname{tg} \gamma$  позволяет получить два корня, только один из которых удовлетворяет нужным значениям:

$$\xi = 2 \sin^2 \alpha \quad (16)$$

Принимая во внимание равенство (8), находим:

$$\xi = \frac{2(2\eta + \eta^2)}{(1 + \eta)^2} \quad (17)$$

Если считать силу P полезной (условно) в том смысле, что сюда же входит сопротивление управляемого переднего колеса, то величину  $\varepsilon = 1 - \xi$  можно назвать коэффициентом полезного действия движителя. Из уравнения (17) следует:

$$\varepsilon = 1 - \xi = \frac{P}{F_0} = \frac{1 - 2\eta - \eta^2}{(1 + \eta)^2} \quad (18)$$

В пределах нормальной работы двигателя коэффициент буксования практически изменяется незначительно, и поэтому величину  $\eta^2$  можно не учитывать. Из зависимости, приведенной на рисунке 3, видно, что точка A соответствует такому режиму работы движителя, при котором потери на деформацию поверхности качения и обода колеса составляют половину от подведенной к движителю энергии.

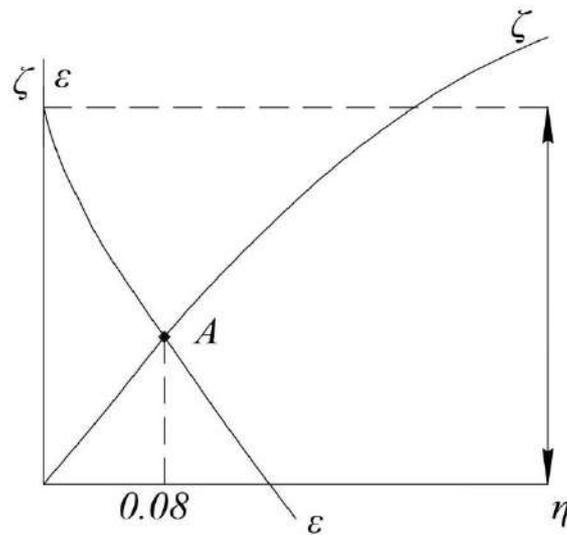


Рисунок 3 - Зависимость соответствия точки А режиму работы двигателя, при котором потери на деформацию поверхности качения и обода колеса составляют половину от подведенной к двигателю энергии

При коэффициенте буксования  $\eta = 0,08$  (8%). Из формулы (18) следует, что коэффициент буксования имеет предельное значение (когда  $\varepsilon = 1$ )  $\eta_{\text{пред}} = 0,41$ , при котором колесный ход не способен передвигаться (вся подводимая от двигателя энергия расходуется двигателями на деформацию опорной поверхности). В практике за диапазоне нормальной нагрузки двигателя коэффициент буксования в редких случаях может быть равен 0,5. Вернемся снова к найденным выше коэффициентам  $\xi$  и  $\varepsilon$ , с помощью которых можно решать и другие задачи, в частности определять

значения следующих параметров колесного агрегата:

1. Вертикальную нагрузку на двигатель:

$$Q = 2F_0 \sqrt{2\eta + \eta^2} \quad (19)$$

где  $F_0$  - приведенная к окружности колеса касательная сила рассчитывается по движущему моменту  $M$ , который определяется прибором или расчетным путем.

2. Движущую силу на оси двигателя:

$$P = F_0 \frac{1-2\eta-\eta^2}{(1+\eta)^2} = F_0 \frac{1-2\eta}{1+2\eta} \quad (20)$$

3. Касательную силу, приведенную к теоретическому колесу:

$$F = F_0 \frac{1}{1+\eta} \quad (21)$$

4. Радиус теоретического колеса (радиус качения):

$$r_1 = r(1 + \eta) \quad (22)$$

5. Кпд тракторного агрегата (долю механической энергии, расходуемую рабочей машиной)

$\varepsilon_0 = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e}$ , определяемый следующим образом.

Общий баланс мощности тракторного (колесного) агрегата имеет вид:

$$N_e = N_{\text{кр}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{см}} + N_{\text{м}} \quad (23)$$

где  $N_e$  - мощность, развиваемая двигателем;  $N_{\text{кр}}$  и  $N_{\text{пер}}$  - мощность, потребляемая рабочей машиной и на преодоление сопротивления переднего колеса;  $N_{\text{см}}$  и  $N_{\text{м}}$  - потери мощности на смятие (почвы и обода двигателя) и в трансмиссии трактора. В нашем случае:

$$\varepsilon = \frac{PS}{M_{\varphi}} - \frac{N_{кр} + N_{пер}}{N_{кол}}, \quad \xi = \frac{N_{см}}{N_{кол}} \quad (24)$$

где  $N_{кол}$  - мощность, развиваемая двигателем.

Из этих уравнений находим значение  $N_{см}$  и подставляем его в уравнение баланса мощности. Поделив все выражения на  $N_e$  решаем его относительно  $\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon(1-\xi_m)}{\varepsilon+\xi} - \xi_{пер}$ , здесь сумма  $\varepsilon + \xi$  в соответствии с приведенными выше формулами равна единице, и поэтому КПД агрегата мы определяем по следующей формуле:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon(1 - \xi_m) - \xi_{пер} \quad (25)$$

где  $\xi_m$  - коэффициент механических потерь в трансмиссии трактора;  $\xi_{пер}$  - доля механической работы, расходуемая на преодоление сопротивления управляемого переднего колеса. Если в этом уравнении заменить  $\varepsilon$  значением (18), опустив член  $\eta^2$ , то будем иметь:

$$\varepsilon_0 = \frac{(1-2\eta)(1-1-2\eta)}{1+2\eta} - \xi_{пер} \quad (26)$$

Таким образом, для определения КПД агрегата достаточно знать три коэффициента:  $\eta$ ,  $\xi_m$  и  $\xi_{пер}$ . Рациональность формулы (26) видна хотя бы из того, что потери энергии в трансмиссии и в передаче определяются технически проще, чем полная энергия двигателя.

6. коэффициент буксования  $\eta$ , обычно определяемый приближенно по формуле:  $\eta = \frac{n_p - n_x}{n_p}$ , где  $n_p$  - число оборотов ведущего колеса или вала мотора при рабочем ходе трактора;  $n_x$  - число оборотов тех же элементов при холостом ходе трактора.

Точное значение этого коэффициента может быть определено из соотношения силовых параметров. Так, если в формулу (4) вместо  $\xi$  поставить его значение (17) и решить ее относительно  $\eta$ , то получим:

$$\eta = \frac{1 - \sqrt{\frac{P}{F_0}}}{1 + \sqrt{\frac{P}{F_0}}} \quad (27)$$

Формулы могут служить для оценки опытных данных, полученных при исследованиях энергетических показателей агрегатов с помощью измерительных приборов. Особое значение эти формулы имеют при сравнительных испытаниях однотипных машин, проводимых машиноиспытательными станциями, где часто встречаются затруднения в вопросе энергетической оценки испытываемых агрегатов. Теперь рассмотрим пневматическое колесо, силовая схема которого показана на рисунке 4. Момент  $M_p = Ph$  называется движущим моментом, а момент  $M_q = Q_e$  моментом устойчивости или сопротивления. Для равновесия системы необходимо, чтобы равнодействующие активных и реактивных сил ( $-R$  и  $R$ ) проходили через центр колеса. В таком случае сила  $R$  и нормаль к ободу колеса в точке  $a$  совпадут, а угол трения  $\varphi$  будет равен нулю. Следовательно, будет равен нулю и угол между полной скоростью точки  $a$  и нормалью, то есть между полной скоростью точки  $a$  также совпадает с нормалью. Если из мгновенного центра качения этого колеса  $O_1$  провести касательную к ободу действительного колеса, то точка касания будет отвечать тем условиям, при которых направления нормали к ободу колеса, силы  $R$  и скорости  $v_a$  совпадают. Этого вполне достаточно для вывода зависимости между кинематическими и силовыми элементами.

Из схемы (рисунок 4) видно, что сила сопротивления колеса качению  $P = Qtg\alpha$ , а из треугольника  $O_1aO$

$$tg\alpha = \frac{r^2 - r_1^2}{r} \quad (28)$$

Правую часть этого равенства можно выразить через коэффициент скольжения колеса  $j = \frac{r - r_1}{r}$ , тогда:

$$P = \frac{\sqrt{2j - j^2}}{1 - j} \quad (29)$$

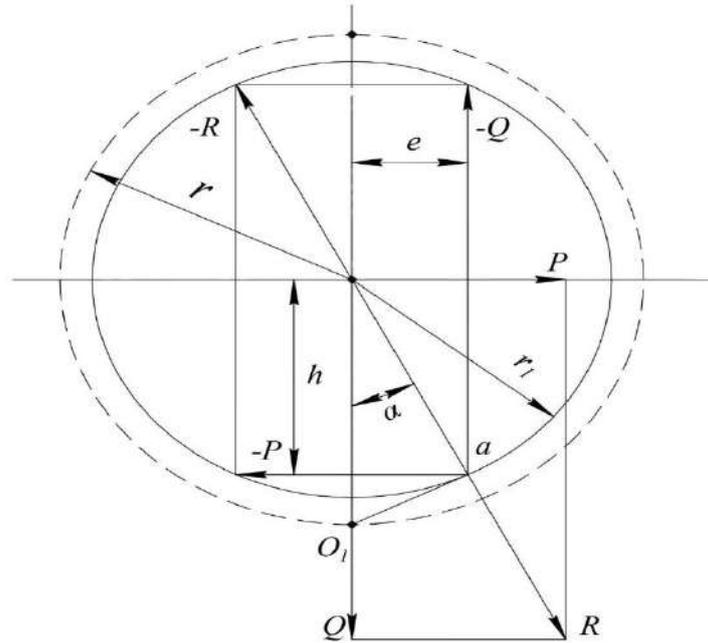


Рисунок 4 - Силовая схема пневматического колеса

Полученная зависимость выражает связь между силовыми и кинематическими параметрами. Пренебрегая малой величиной  $j^2$ , будем иметь:

$$P = Q \frac{\sqrt{2j}}{1-2j} \quad (30)$$

Эта формула весьма удобна для практического определения сопротивления  $P$ , так как входящие в нее параметры  $Q$  и  $j$  находятся сравнительно просто. Выражая (29) можно использовать и для других целей. Например, совместное его определение с зависимостью  $P = \kappa^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{Q^4}{D^2 b}}$ , позволяет найти коэффициент объемного смятия почвы колесом:

$$\kappa = \frac{Q}{D^2 b A^3}, \quad (31)$$

где  $D$  и  $b$  - диаметр и ширина обода колеса:

$$A = \sqrt{\frac{2j-j^2}{1-j}} \quad (32)$$

С учетом того, что транспортирующая способность колеса находится по формуле:

$$T = \frac{1-j}{2j-j^2} \quad (33)$$

Перейдем к гусеничному движителю. Для него как и для колесного движителя, общее уравнение внешней механической работы имеет вид:

$$M_\varphi = PS + \xi M_\varphi \quad (34)$$

Где  $P$ -движущая сила на ведущем валу движителя;  $S$ -путь, пройденный агрегатом;  $\xi M_\varphi$ -потери на смятие почвы гусеницей.

Выразив ведущий момент через приведенную силу  $F$  сцепления гусениц с почвой и теоретический радиус  $r_1$  ведущего «колеса», получим:

$$FS_1 = PS + \xi FS_1 \quad (35)$$

Для фиктивного ведущего «колеса» уравнение работы имеет вид:

$$F_0 S = PS + \xi F_0 S \quad (36)$$

Решив выражения (35) и (36) относительно  $P$ , находим:

$$F: F_0 = S: S_1 = \frac{1}{1 + \eta}$$

Приняв, что силы сцепления гусениц с почвой по величине мало отличаются от движущей силы ( $P=F$ ), напишем:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{1 + \eta} = \varepsilon \quad (37)$$

Это отношение характеризует собой работоспособность гусеничного хода и поэтому может быть названо коэффициентом полезного действия гусеничного движителя. Из формулы (37) следует:

$$P = F_0 \frac{1}{1 + \eta} \quad (38)$$

То есть движущую силу  $P$  можно определить, если известны коэффициент буксования и сила  $F_0 = M:r$ , где  $r = S:2\pi n$  - фиктивный радиус ведущего «колеса». Подставив выражение (38) в уравнение (36) определим механические потери на деформацию опорной поверхности гусеницами:

$$\xi = \frac{1}{1 + \eta} \quad (39)$$

Но как сумма полезной работы и потерь есть величина постоянная, то:

$$\xi + \varepsilon = 1 \quad (40)$$

Здесь энергия, подводимая к гусеничным движителям принимается за 100%. Рассмотрим, как изменяется  $\eta$  с увеличением потерь  $\xi$ . Очевидно, гусеничный агрегат остановится, если энергия расходуется на деформацию почвы. Решив уравнение (39) относительно  $\eta$ , будем иметь:  $\eta = \frac{\xi}{1 - \xi}$ .

Из этой формулы видно, что при  $\xi \rightarrow 1$   $\eta \rightarrow 1$ . Следовательно, если условия сцепления обеспечивают получение сцепной силы  $F=P$ , то агрегат может перемещаться даже при весьма больших значениях коэффициента буксования. В этом существенное отличие гусеничного движителя от колесного. Перейдем теперь к определению истинного КПД агрегата, исходя из того, что вся механическая энергия, потребляемая рабочей машиной, является полезной.

Баланс мощности гусеничного движителя находится по формуле:

$$N_e = N_{кр} + N_m + N_{см} \quad (41)$$

При этом  $\varepsilon = \frac{N_{кр}}{N_{гус}}$ ,  $\xi = \frac{N_{см}}{N_{гус}}$ , где  $N_{гус}$  - мощность, подводимая к гусеничному агрегату. Находим значение  $N_{см}$  в уравнении баланса мощности, поделив полученное выражение на  $N_e$ :

$$1 = \varepsilon_0 + \xi_m + \frac{\xi \varepsilon_0}{\varepsilon} \quad (42)$$

где  $\varepsilon_0$  - КПД гусеничного движителя;  $\xi_m$  - коэффициент механических потерь в соединениях гусеничного движителя;  $\xi$  - коэффициент энергетических потерь от деформации почвы;  $\varepsilon$  - внешний КПД гусеничного движителя.

Из этого уравнения определим КПД агрегата:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - \xi_m}{1 + \eta} \quad \text{или} \quad \varepsilon_0 = \varepsilon (1 - \xi_m) \quad (43)$$

Если требуется вычислить  $\xi_m$ , то из формулы (33) следует:

$$\xi_m = 1 - \varepsilon_0 (1 + \eta)$$

Величина:  $\xi_0 = \frac{N_{см}}{N_e} = \frac{\xi \varepsilon_0}{\varepsilon}$  представляет собой полный коэффициент потери энергии на смятие почвы. Если в этом выражении заменить  $\xi$ ,  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_0$  их значениями (39), (40) и (41), то получим:

$$\xi_0 = \frac{\eta(1 - \xi_m)}{1 + \eta} \quad (44)$$

### Выводы.

1. Предлагается для нахождения КПД  $\varepsilon_0$  гусеничного движителя и энергетических потерь  $\xi_0$  на деформацию почвы определять только две опытные величины: коэффициент  $\xi_m$  механических потерь в трансмиссии и коэффициент  $\eta$  буксования.

2. Основной целью тарирования трактора при стационарном испытании является получение зависимости  $\xi_m = f(N_e)$  в соответствии с той или иной передачей. При этом механические потери следует учитывать полностью – от двигателя до конечного звена движителя. Способы получения

данным  $\xi_m$  и  $N_e$  могут быть различными. Например, величину  $N_e$  можно определить по теплотворной способности горючего, а  $\xi_m$  – по тормозной внешней характеристике трактора.

3. В полевых условиях для определения полной потребной мощности по тарировочной кривой  $\xi_m = f(N_e)$  можно определить значение  $\xi_m$ , соответствующее данному режиму работы агрегата. При опытах можно точнее определять коэффициент буксования движителей, так как параметры  $\xi_m$  и  $\eta$  являются исходными.

#### Список источников

1. Халанский, В.М. Механизация растениеводства: учебник / В.М. Халанский, В.И. Балабанов, Б.С. Окнин и др. –М.: Изд-во РГАУ–МСХА, 2014. – 524 с.
2. Измайлов, А. Ю. Система машин и технологий для комплексной механизации и автоматизации сельскохозяйственного производства на период до 2020 года / А. Ю. Измайлов, Я. П. Лобачевский // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2013. – № 6. – С. 6-10.
3. Хажметов, Л.М., Шекихачев, Ю.А., Кишев, М. А., Эркенов, А.Н., Твердохлебов, С.А. Математическое моделирование процесса работы комбинированного почвообрабатывающего агрегата // Научный журнал КубГАУ, №99(05), 2014 года М.Х. Аушев., Б.И. Хамхоев., Л.М.Хажметов., Ю.А. Шекихачев, М.А., А.Н. Эркенов., С.А. Твердохлебов.
4. Оськин С.В., Тарасенко, Б.Ф. Применение имитационного моделирования для оптимизации состава почвообрабатывающих агрегатов при возделывании зерновых культур// С.В. Оськин., Б.Ф. Тарасенко-Агротехника и энергообеспечение. – 2015. – № 1 (5)
5. Нино, Т. П. Формирование и оптимальное использование машинно-технологических станций в интегрированных структурах АПК / Т. П. Нино // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2010. – № 3. – С. 715.
6. Качество агрегатирования сельскохозяйственной техники в растениеводстве / М. Ф. Пермигин, С. Ф. Вольвак, В. Н. Лебедь [и др.]. – Майский : Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина, 2019. – 215 с.
7. Балабанов, В.И., Усманов, Н.К., Худаев, И.Ж., Мартынова, Н.Б., Абдулмажидов, Х.А. Машины для строительства и эксплуатации гидромелиоративных систем /Учебник / Саратов, 2023. – 278 с.
8. Балабанов, В.И., Ли, А., Мартынова, Н.Б., Худаев, И. Абдулмажидов, Х.А., Куйчев, О. Теория и методика расчета параметров строительных и мелиоративных машин /Учебное пособие / Ташкент, 2021 – 171 с.

#### References

1. Khalansky, V.M. Mechanization of crop production: textbook / V.M. Khalansky, V.I. Balabanov, B.S. Oknin et al. -M.: Publishing house of the Russian State Agrarian University - Moscow Agricultural Academy, 2014. - 524 p.
2. Izmailov, A. Yu. The system of machines and technologies for complex mechanization and automation of agricultural production for the period up to 2020 / A. Yu. Izmailov, Ya. P. Lobachevsky // Agricultural machines and technologies. - 2013. - No. 6. - P. 6-10.
3. Khazhmetov, L.M., Shekihachev, Yu.A., Kischev, M.A., Erkenov, A.N., Tverdokhlebov, S.A. Mathematical modeling of the operation process of a combined tillage unit // Scientific journal of KubSAU, No.99(05), 2014 M.Kh. Aushev., B.I. Khamkholev., L.M. Khazhmetov., Yu.A. Shekihachev, M.A., A.N. Erkenov., S.A. Tverdokhlebov.
4. Os'kin, S.V., Tarasenko, B.F. Application of simulation modeling to optimize the composition of tillage units in the cultivation of grain crops // S.V. Os'kin., B.F. Tarasenko-Agrotechnology and energy supply. – 2015. – № 1 (5)
5. Nino, T.P. Formation and optimal use of machine-technological stations in integrated structures of the agro-industrial complex / T.P. Nino // Engineering and technical support of the agro-industrial complex. Abstract journal. – 2010. – No. 3. – P. 715.
6. Quality of aggregation of agricultural machinery in crop production / M.F. Permigin, S.F. Volvak, V.N. Lebed [et al.]. – May: Belgorod State Agrarian University named after V.Ya. Gorin, 2019. – 215 p.

7. Balabanov, V.I., Usmanov, N.K., Khudaev, I.Zh., Martynova, N.B., Abdulmazhidov, H.A. Machines for the construction and operation of irrigation and drainage systems / Textbook / Saratov, 2023. – 278 p.

8. Balabanov, V.I., Li, A., Martynova, N.B., Khudaev, I. Abdulmazhidov, H.A., Kuychev, O. Theory and methodology for calculating the parameters of construction and land reclamation machines / Study guide / Tashkent, 2021 - 171 p.

#### **Информация об авторах**

В.И. Балабанов - доктор технических наук, профессор; Г.Е. Кокиева – доктор технических наук, доцент; И.Ж. Худаев - кандидат технических наук, доцент.

#### **Information about the authors**

V. Balabanov - Doctor of Technical Sciences, Professor; G. Kokieva - Doctor of Technical Sciences, Associate Professor; I. Khudaev - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor.

**Вклад авторов:** все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

**Contribution of the authors:** all authors have made an equivalent contribution to the preparation of the publication.

***The authors declare no conflict of interest.***

Поступила в редакцию (Received): 18.07.2024

Принята к публикации (Accepted): 02.10.2024