

Параметры питателя роторного разбрасывателя навоза из куч

Е.А. Милюшина, С.Е. Фёдоров

Мордовский государственный университет имени Н.П. Огарева, Саранск, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Органические удобрения играют важную роль в земледелии, способствуя повышению плодородия почвы, поддержанию баланса питательных веществ и охране окружающей среды. Их применение позволит сельскому хозяйству достичь высокого роста, а также сохранить природные ресурсы для будущего поколения. Органические удобрения становятся неотъемлемой частью земледельческих практик, а также способствуют повсеместному переходу к устойчивому развитию сельского хозяйства. Разработка новых принципов и способов внесения органических удобрений с учётом состояния плодородия почв и размеров участков, расположенных на различных рельефах, является одной из важнейших сельскохозяйственных задач. Для снижения энергоёмкости процесса и повышения равномерности распределения органических удобрений на мелкоконтурных полях, авторами предлагается использовать разбрасыватель из куч без образования валка.

Цель работы — определить конструктивные и кинематические параметры лопастного питателя машины с ротационным рабочим органом для разбрасывания навоза из куч, позволяющих в конкретных условиях обеспечить максимально возможную производительность и равномерность внесения.

Материалы и методы. Для снижения энергоёмкости процесса при внедрении рабочих органов разбрасывателя в слежавшуюся кучу удобрений возможно использование питателя–измельчителя, установленного впереди ротора метателя. За объект исследования выбран питатель ротационного разбрасывателя. Теоретические исследования выполнены с использованием методов классической механики.

Результаты. В данной работе получены основные соотношения между конструктивными и кинематическими параметрами питателя роторного разбрасывателя при внесении навоза из куч с учётом его технологических свойств, а также приводятся формулы для расчёта энергетических параметров питающего рабочего органа.

Заключение. Полученные выражения позволят провести теоретические исследования и обосновать работу роторного разбрасывателя навоза из куч. Это позволит разработать алгоритмы для выбора рациональных параметров предлагаемого питателя при внесении навоза из куч.

Ключевые слова: органические удобрения; параметры; питатель; ротор; привод; мощность; производительность.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Милюшина Е.А., Фёдоров С.Е. Параметры питателя роторного разбрасывателя навоза из куч // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 3. С. х-у. DOI: 10.17816/0321-4443-677808 EDN: XEQICQ

Parameters of the Feeder of the Rotary Manure Heap Spreader

Elena A. Milyushina, Sergey E. Fedorov

Mordovia State University named after N.P. Ogarev, Saransk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Organic fertilizers play an important role in agriculture, contributing to increasing soil fertility, maintaining nutrient balance and protecting the environment. Their application will allow agriculture to achieve high growth, as well as preserve natural resources for the next generation. Organic fertilizers are becoming an integral part of agricultural practices, and also contribute to the local transition to sustainable agricultural development. The development of new principles and methods of applying organic fertilizers, taking into account the state of soil fertility and the size of sites located on various terrains, is one of the most important tasks. To reduce the energy intensity of the process and increase the uniformity of the distribution of organic fertilizers in small-scale fields, we propose to use a heap spreader without forming a roll.

AIM: Determination of the structural and kinematic parameters of the blade feeder of a machine with a rotary working body for spreading manure from heaps, allowing to ensure maximum possible productivity and uniformity of application in specific conditions.

METHODS: To reduce the energy intensity of the process, when the working bodies of the spreader penetrate into a caked pile of fertilizers, it is possible to use a feeder-shredder installed in front of the rotor of the spreader. The rotary spreader pump was chosen as the study object. Theoretical studies have been conducted using the methods of classical mechanics.

RESULTS: In this paper, the main relationships between the structural and kinematic parameters of the rotary spreader when applying manure from heaps, taking into account its technological properties, are obtained, and formulae for the energy parameters design of the feeding working body are given.

CONCLUSION: The expressions obtained allow conducting theoretical studies and justifying the operation of a rotary manure spreader from piles. This will make it possible to develop algorithms for choosing reasonable parameters of the proposed feeder when applying manure from heaps.

Keywords: organic fertilizers; parameters; feeder; rotor; drive; power; productivity.

TO CITE THIS ARTICLE:

Milyushina EA, Fedorov SE. Parameters of the feeder of the rotary manure heap spreader. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2025;92(3):x-y. DOI: 10.17816/0321-4443-677808 EDN: XEQICQ

ВВЕДЕНИЕ

В современном земледелии использование органических удобрений является неотъемлемой частью успешного сельского хозяйства. Органические удобрения стали незаменимым компонентом возделывания почвы, позволяя увеличить урожайность и сохранить природные ресурсы. В органических удобрениях содержатся все необходимые растениям питательные элементы — азот, фосфор, калий, а также микроэлементы. Органические удобрения не только питают растения данными элементами, но также улучшают плодородие почвы, делая её более рыхлой и влагоёмкой. Наиболее распространенным среди органических удобрений является навоз [1–4].

В настоящее время для транспортировки и внесения навоза в основном используются полуприцепы (типа ПТ + РОУ) и машины для двухфазной технологии (типа РУН -15Б (Буран).

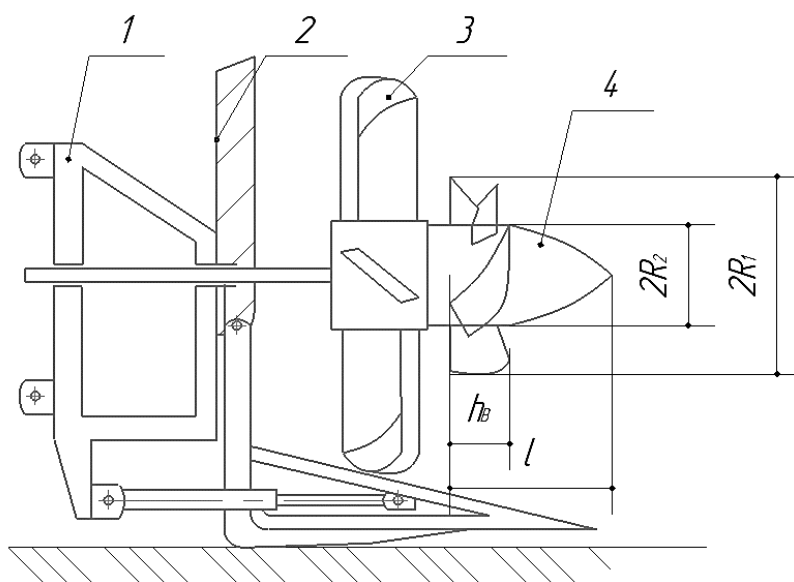
Однако, на мелкоконтурных и окруженных оврагами полях, применение валкователей–разбрасывателей типа РУН-15Б (Буран) не целесообразно с точки зрения качества их работы и больших затрат энергии [5, 6].

Поэтому, для снижения энергоёмкости процесса и повышения равномерности распределения органических удобрений на мелкоконтурных полях, нами предлагается использовать разбрасыватель из куч без образования валка. Эффективное применение данный способ и разбрасыватель найдут на мелкоконтурных полях и фермерских хозяйствах.

Цель исследований — определить конструктивные и кинематические параметры питателя машины с ротационным рабочим органом для разбрасывания навоза из куч, позволяющих в конкретных условиях обеспечить максимально возможную производительность и равномерность внесения.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Схема ротационного разбрасывателя навоза из куч представлена на рис. 1. Во время работы разбрасывателя, платформа 1 движется непосредственно над поверхностью почвы, внедряется в кучу удобрений, приподнимает их и подает к питателю 4. Шнек питателя 4 разрыхляет и частично измельчает массу и подает её на ротор метателя 3, который захватывает удобрения и равномерно распределяет по поверхности почвы.



Источник: патент РФ 2 824 385 / 07.08.2024, бюл. №22. Милушина Е.А., Жалнин Н.А., Жалнин А.А. Рабочий орган к разбрасывателю органических удобрений из куч.

Рис. 1. Схема ротационного разбрасывателя навоза из куч: 1 — платформа; 2 — кожух; 3 — ротор метатель; 4 — питатель.

Fig. 1. Diagram of a rotary manure heap spreader from piles: 1: platform; 2: casing; 3: rotor thrower; 4: feeder.

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Для снижения энергоёмкости процесса при внедрении рабочих органов разбрасывателя в слежавшуюся кучу удобрений возможно использование питателя–измельчителя, установленного впереди ротора метателя.

Следовательно, на первой фазе работы роторного разбрасывателя навоза из куч в работу вступает питатель 4 (см. рис. 1), от кинематических и конструктивных параметров которого зависит затраты энергии технологического процесса.

Так, при внедрении рабочего органа в кучу, происходит непрерывное срезание частиц шнеком питателя массы навоза и одновременное транспортирование разрыхлённых частиц к выбросным лопастям ротора.

В качестве объекта исследования выбран питатель ротационного разбрасывателя. Теоретические исследования выполнены с использованием методов классической механики.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для эффективного внедрения роторного рабочего органа в массу навоза с определённой скоростью необходимо выполнение следующего условия: чтобы максимальная производительность питателя равнялась производительности ротора метателя [7, 8]:

$$Q_{\text{ПИТ}} = Q_{\text{МЕТ}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{ПИТ}}$ — производительность питателя, м^3 ; $Q_{\text{МЕТ}}$ — производительность ротора метателя, м^3 .

Объёмная производительность шнека питателя определяется по выражению:

$$Q_{\text{ПИТ}} = \pi \cdot R_1^2 \cdot v_{\text{П}}, \quad (2)$$

где R_1 — радиус шнека-питателя по лопастям, мм; $v_{\text{П}}$ — установившееся значение скорости внедрения рабочего органа в кучу, м/с.

Рассматривая движение частиц как поступательное перемещение вдоль оси шнека питателя, то производительность питателя можно записать следующим образом:

$$Q_{\text{ПИТ}} = \frac{k_v}{k_p} \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2) \cdot (v_{\text{ОС}} - v_{\text{П}}), \quad (3)$$

где k_v — коэффициент заполнения межвиткового пространства шнека питателя; k_p — коэффициент измельчения массы навоза на частицы; R_2 — наружный радиус питателя, мм; $v_{\text{ОС}}$ — скорость перемещения массы навоза вдоль оси шнека, м/с.

Скорость движения частиц вдоль оси шнека $v_{\text{ОС}}$ примем как их поступательную скорость движения относительно вращающегося шнека питателя:

$$v_{\text{ОС}} = h_{\text{В}} \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot k_{\text{П}}, \quad (4)$$

где $h_{\text{В}}$ — шаг винтовой линии шнека питателя, мм; ω — угловая скорость шнека питателя, с^{-1} ; $k_{\text{П}}$ — коэффициент, учитывающий транспортные потери.

Скорость вращения шнека питателя ω , обеспечивающая баланс производительности и подачи массы к ротору метателю определяется из следующего выражения:

$$\omega \geq \frac{2\pi \cdot v_{\text{П}} \left[R_1^2 \cdot k_p + (R_1^2 - R_2^2) \right]}{h_{\text{В}} \cdot k_v \cdot k_{\text{П}} (R_1^2 - R_2^2)}. \quad (5)$$

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Коэффициент заполнения межвиткового пространства шнека питателя измельчённой массой навоза может быть определён через отношение площадей:

$$k_v = \frac{S_n}{S_s}, \quad (6)$$

где S_n — площадь сектора занимаемого транспортируемой массой навоза, м^2 ; S_s — площадь кругового кольца, занимаемого винтовой спиралью шнека питателя, м^2 .

Площадь сектора занимаемого транспортируемой массой навоза определяется из следующего выражения:

$$S_n = \frac{\alpha_k}{2} \cdot (R_1^2 - R_2^2), \quad (7)$$

где α_k — угол кругового сектора, занимаемый массой, град.

Площадь кругового кольца будет равна:

$$S_s = \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2). \quad (8)$$

Баланс производительности по разрушенной шнеком питателя транспортируемой массы запишется в виде:

$$k_p \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot v_{\Pi} = \frac{a_k \cdot k_{\Pi}}{2\pi} \pi (R_1^2 - R_2^2) \cdot (v_{\text{oc}} - v_{\Pi}). \quad (9)$$

Тогда, величина угла сектора, наполненного измельчённой массой навоза при постоянном режиме работы будет равна:

$$\alpha_k = \frac{2\pi \cdot k_p \cdot R_1^2 \cdot v_{\Pi}}{k_{\Pi} \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot (v_{\text{oc}} - v_{\Pi})}, \quad (10)$$

Общая мощность необходимая для привода шнека питателя складывается из суммы мощностей на отдельные виды операций:

$$N \geq N_p + N_n + N_m + N_d, \quad (11)$$

где N_p — затраты мощности на привод шнека питателя; N_n — затраты мощности на внедрение рабочего органа в кучу навоза; N_m — мощность необходимая на транспортирование питателем массы; N_d — мощность необходимая на преодоление сопротивления частиц при их перемещении, кВт.

Мощность на привод шнека питателя определяется как:

$$N_p = e_p \cdot Q = e_p \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot v_{\Pi}, \quad (12)$$

где e_p — затраты мощности на разрушение массы, кВт.

Для определения затрат мощности e_p воспользуемся следующим выражением:

$$e_p = k_1 \cdot c_1 \left(\frac{2\pi \cdot v_{\Pi}}{\omega \cdot z} \right) \cdot c^2, \quad (13)$$

где c_1 — коэффициент, учитывающий технологические свойства навоза; k_1 — коэффициент, учитывающий изменение состояние материала по сравнению с базовым образцом; $\frac{2\pi \cdot v_{\Pi}}{\omega \cdot z}$ —

размер стружки, отделяемая шнеком питателя, мм; z — число лопастей на роторе, шт; c^2 — показатель степени, влияния размеров частиц на удельные затраты энергии.

Тогда мощность на привод шнека питателя будет равна:

$$N_p = \pi \cdot R_1^2 \cdot k_1 \cdot c_1 \left(\frac{2\pi \cdot v_{II}}{\omega \cdot z} \right) \cdot c^2 \cdot v_{II}. \quad (14)$$

Мощность необходимая на внедрение ротационного рабочего органа в кучу навоза вычисляется согласно:

$$N_n = P_n \cdot v_{II}, \quad (15)$$

где P_n — сила сопротивления массы подаче ротационного рабочего органа, Н.

Силу P_n примем равной равнодействующей силе сопротивления резанию P_p , которую можно определить как:

$$P_p = \frac{N_p}{\omega \cdot r_p}, \quad (16)$$

где r_p — плечо приведенной равнодействующей силы сопротивления резанию шнеком, мм.

Величина радиуса, где приложена равнодействующая сила сопротивления разрыву массы навоза будет равна:

$$r_p = \frac{R_1}{\sqrt{2}}. \quad (17)$$

Тогда, с учетом силы разрыва и размеров радиуса, силу сопротивления определим согласно равенству:

$$P_n = k_n \cdot P_p = \frac{\sqrt{2} \cdot k_n \cdot N_p}{R_1 \cdot \omega}, \quad (18)$$

где k_n — коэффициент пропорциональности между силами резания и подачи.

Мощность, которая необходима на внедрение рабочего органа в кучу навоза, вычисляется по формуле:

$$N_n = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot R_1 \cdot k_n \cdot k_1 \cdot c_1 \left(\frac{2\pi \cdot v_{II}^2}{\omega^2 \cdot z} \right) \cdot c^2. \quad (19)$$

Если равнодействующая сил сопротивления резанию (16) будет некоторой условной силой, которая равна приложенной силе сопротивления резанию отдельных элементов, то затраты мощности на перемещение массы питателем можно определить из следующего выражения:

$$N_m = M_{TP} \cdot \omega + F_{TP} (v_{oc} - v_{II}), \quad (20)$$

где M_{TP} — момент сил трения частиц о поверхность шнека питателя, Н·м; F_{TP} — сила трения между частицами при их транспортировке, Н.

Для определения значения M_{TP} , воспользуемся поперечным сечением питателя разбрасывателя (рис. 2).

Величину давления перемещаемых частиц на поверхность шнека питателя обозначим через P . Следовательно, суммарный момент трения M_{TP} , можно записать в следующем виде:

$$M_{TP} = n \iint f \cdot P \cdot r \cdot dS_B, \quad (21)$$

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

где n — количество витков шнека питателя, шт; f — коэффициент трения между частицами навоза и лопастями шнека питателя; r — расстояние от поверхности лопастей шнека питателя до их оси вращения, мм; dS_B — дифференциал элементарной площадки поверхности шнека питателя, контактирующей с массой навоза.

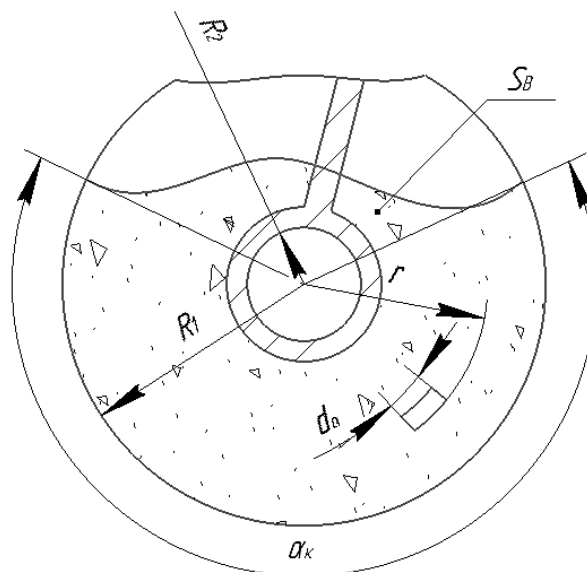


Рис. 2. Схема к определению момента трения навоза о поверхность шнека питателя.

Fig. 2. Diagram for determining the moment of friction of manure on the surface of the feeder screw.

Дифференциал площади в полярных координатах можно принять в форме:

$$dS_B = r \cdot d\alpha \cdot dr. \quad (22)$$

Тогда суммарный момент трения с учётом площади элементарной площадки запишем следующим в виде:

$$M_{\text{тр}} = \int_0^{\alpha_k} \int_{R_2}^{R_1} f \cdot P \cdot r^2 \cdot d\alpha \cdot dr, \quad (23)$$

где α — угол соприкосновения транспортируемых частиц со шнеком питателя, град.

Если значения коэффициента трения f и давления P при движении частиц по поверхности шнека питателя будут постоянными, то из выражения (23) получим:

$$M_{\text{тр}} = \frac{f \cdot P (R_1^3 - R_2^3)}{3} \alpha_k \cdot n. \quad (24)$$

Так как давление P не зависит от величины шага винтовой линии шнека питателя h_B , то с учётом выражения (22) это значение может быть определено по следующему выражению:

$$P = \frac{F}{n \cdot S_B}, \quad (25)$$

где F — сила сопротивления перемещению частиц, Н; S_B — площадь поверхности шнека, контактирующей с перемещаемой массой, м^2 .

Силу сопротивления перемещению частиц вычислим согласно:

$$F = f_1 \cdot m_n g, \quad (26)$$

где f_1 — коэффициент трения перемещаемых частиц о массу кучи; m_n — текущее значение массы, перемещаемой шнеком питателя, кг:

$$m_n = k_p \cdot \rho \cdot \pi \cdot R_1^2 \frac{l \cdot v_{\Pi}}{(v_{oc} - v_n)}, \quad (27)$$

где ρ — плотность массы навоза, кг/м³; l — текущая длина питателя, мм.

После преобразований получим следующее значение:

$$P_{oc} = f_1 \cdot k_p \cdot \rho \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot g \frac{l \cdot v_{\Pi}}{(v_{oc} - v_n)}. \quad (28)$$

Площадь поверхности шнека, контактирующая с перемещаемой массой, определяется равенством:

$$S_B = \frac{\pi \cdot R_1^2 \cdot v_{\Pi} \cdot k_p}{k_{\Pi} (v_{oc} - v_{\Pi})}. \quad (29)$$

С учётом выражений (28) и (29) получим давление перемещаемых частиц на поверхность шнека питателя:

$$P = f_1 \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{l}{n}. \quad (30)$$

Для конечного определения M_{TP} воспользуемся выражениями (30) и (24). В итоге получим:

$$M_{TP} = \frac{f_1 \cdot P \cdot g (R_1^3 - R_2^3)}{3} \alpha_k \cdot l. \quad (31)$$

Тогда затраты мощности при транспортировании массы навоза питателем с учётом уравнений (27) и (31) имеем:

$$N_T = \frac{f_1 \cdot P \cdot g (R_1^3 - R_2^3)}{3} \alpha_k \cdot l \cdot \omega + F_{TP} (v_{oc} - v_{\Pi}). \quad (32)$$

Так как, в процессе транспортирования частиц рабочим органом происходит изменение во времени массы и количества, то в этом случае необходимо учитывать величину затрат мощности.

Осевую силу, приложенную к частице со стороны питателя, определяется согласно:

$$F_{oc} = d(m_n \cdot v_a), \quad (33)$$

где v_a — абсолютная скорость движения частиц, м/с.

При внедрении рабочего органа в массу навоза при постоянных и кинематических режимах работы агрегата, выражение (33) можно записать:

$$F_{oc} = \frac{dm_n}{dt} \cdot v_a. \quad (34)$$

Если обозначим:

$$\frac{dm_n}{dt} = \rho \cdot Q_d. \quad (35)$$

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

То зависимость для определения осевой силы перемещению частиц за определенное время, принимает вид:

$$F_{OC} = \rho \cdot Q_d \cdot v_a. \quad (36)$$

Тогда расход мощности, на преодоление сопротивления частиц при их перемещении будет определяться:

$$N_d = F_{OC} \cdot v_a = \rho \cdot Q_d (v_{OC} - v_{П}). \quad (37)$$

Анализируя проведенные теоретические исследования, видно, что для улучшения производительности питателя является увеличение шага винтовой линии шнека, что в свою очередь приводит также к снижению металлоёмкости.

Экспериментальные зависимости производительности питателя от соотношения шага и диаметра шнека, а также его мощности привода от частоты вращения показаны на рис. 3 и 4. Данные получены для шнека питателя диаметром $D = 350$ мм, при частоте вращения питателя $n = 200–500$ об/мин.

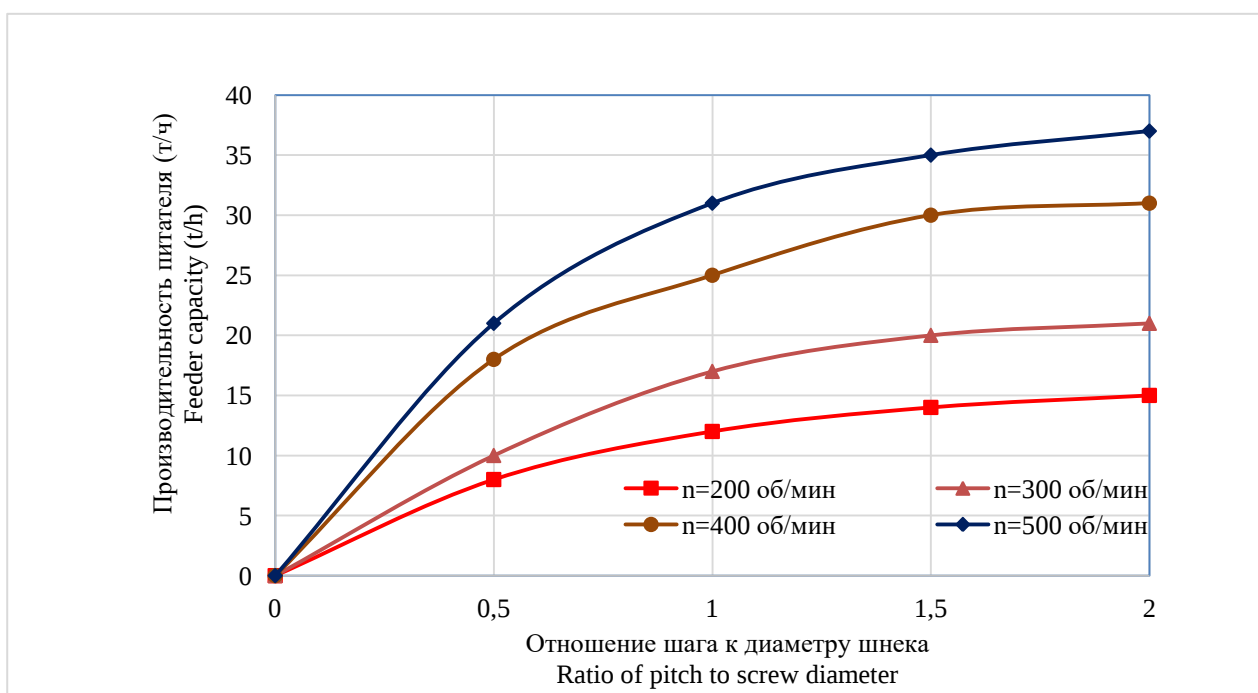


Рис. 3. Зависимость производительности питателя от соотношения шага к диаметру.

Fig. 3. The dependence of the feeder capacity on the pitch-to-diameter ratio.

Увеличение числа оборотов питателя приводит к повышению его производительности. Исследования показали, что оптимальную подачу можно получить при шаге шнека питателя при $h_B = 2 \cdot D_2$. Дальнейшее увеличение шага не даёт значительного эффекта, так как при этом в большой мере не добирается второй слой транспортируемого материала.

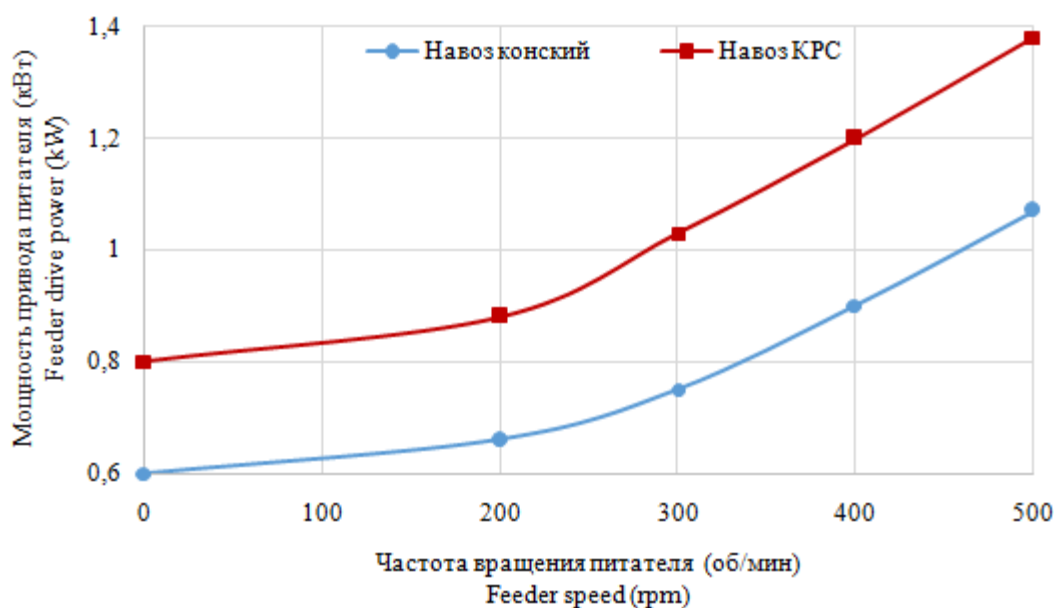


Рис. 4. Зависимость мощности привода питателя от частоты вращения.

Fig. 4. Dependence of the drive power of the feeder on the rotation speed.

Анализируя график для мощности привода питателя (см. рис. 4), можно сделать вывод, что в диапазоне изменения $n = 200–500$ об/мин наблюдается резкое возрастание зависимости $N(n)$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе получены основные соотношения между конструктивными и кинематическими параметрами питателя роторного разбрасывателя при внесении навоза из куч с учетом его технологических свойств, а также приводятся формулы для расчёта энергетических параметров питающего рабочего органа.

Полученные выражения позволят провести теоретические исследования и обосновать работу роторного разбрасывателя навоза из куч. Это позволит разработать алгоритмы для выбора рациональных параметров предлагаемого питателя при внесении навоза из куч.

Результаты исследований движения материала в питателе показывают удовлетворительное согласие расчётных и опытных данных и позволяют сделать вывод об интервалах изменения режимного параметра питателя в диапазоне $n = 200–500$ об/мин.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Е.А. Милюшина — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; С.Е. Федоров — редактирование текста рукописи, создание изображений. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генератив-

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

ного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: E.A. Milyushina: search for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript; S.E. Fedorov: editing the text of the manuscript, creating images. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: N/A.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Artemyev VG, Isaev YuM, Semashkin NM, Grishin OP. Movement of a particle by a screw device along a plane. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*. 2013(3):65-65. (In Russ.) EDN: PYFKSR
2. Klimenko NF. Introduction of solid organic fertilizers with a roll spreader RUN-15B. *Tekhnika v sel'skom hozyajstve*. 1975(10):6-9. (In Russ.)
3. Isaev YuM. Fundamentals of designing conveyors based on rotating spiral-screw working bodies. In: *Materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 75-letiyu so dnya rozhdeniya professora V.G.Koby*. Saratov; 2006:65-69. (In Russ.) EDN: VDTBUZ
4. Turbin BG, Lurie AB, Grigoriev SM, et al. *Agricultural machines. Theory and technological calculation*. Leningrad: Mashinostroenie. 1967. (In Russ.)
5. Sedashkin AN, Kostrigin AA, Milyushina EA. An aggregate for applying organic fertilizers from piles. *Sel'skij mekhanizator*. 2021(3):8-9. (In Russ.) EDN: VAJLZG
6. Sedashkin AN, Kostrigin AA, Milyushina EA. The influence of the shape of the rotor blade on the quality of organic fertilizers. *Sel'skij mekhanizator*. 2021(11):14-15. (In Russ.) EDN: HXQZNZ
7. Goryachkin VP. *Sobranie sochinenij*. 3 Vols. Moscow: Kolos; 1968;1. (In Russ.)
8. Kolesnikov KS, Dubinin VV. *Course of theoretical mechanics*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2017. Accessed: 05.06.2024. Available from: <https://znanium.ru/catalog/product/1962520> (in Russ.)

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

*** Федоров Сергей Евгеньевич,**

канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры «Мобильные энергетические
средства и сельскохозяйственные машины
имени профессора А. И. Лещанкина»;
адрес: Россия, 430005, Саранск, ул. Больше-
вистская, д. 68;
ORCID: 0000-0002-7784-1946;
eLibrary SPIN: 2022-8910;

*** Sergey E. Fedorov,**

Cand. Sci. (Engineering), Assistant Professor,
Assistant Professor of the Prof. Leshchankin De-
partment of Mobile Power Tools and Agricultur-
al Machinery;
address: 68 Bolshevistskaya st, Saransk, Russia,
430005;
ORCID: 0000-0002-7784-1946;
eLibrary SPIN: 2022-8910;

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

e-mail: seregafedorov1989@mail.ru

Соавтор:

Милюшина Елена Александровна,

канд. техн. наук, доцент,

доцент кафедры «Мобильные энергетические средства и сельскохозяйственные машины имени профессора А. И. Лещанкина»;

ORCID: 0009-0003-7856-4340;

eLibrary SPIN: 6083-0670;

e-mail: elena_milyushina@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

e-mail: seregafedorov1989@mail.ru

Co-Author:

Elena A. Milyushina,

Cand. Sci. (Engineering), Assistant Professor, Assistant Professor of the Prof. Leshchankin Department of Mobile Power Tools and Agricultural Machinery;

ORCID: 0009-0003-7856-4340;

eLibrary SPIN: 6083-0670;

e-mail: elena_milyushina@mail.ru