11. Tishaninov N.P., Anashkin A.V. Issledovanie dinamicheskoyj segregacii primesi pri vihdelenii prosa iz pshenicih // Nauka v central'noy Rossii. – 2017. – № 2 (26). – S. 69-77.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Тишанинов Николай Петрович – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: vniitinlab5@mail.ru.

Анашкин Александр Витальевич – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: av-anashkin@mail.ru.

Author credentials

Affiliations

Tishaninov Nikolai – Full Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: vniitinlab5@mail.ru.

Anashkin Alexander – Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: av-anashkin@mail.ru.

Поступила в редакцию (Received): 21.08.2019 Принята к публикации (Accepted): 30.09.2019

УДК 631.363

DOI: 10.35887/2305-2538-2019-5-16-26

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЫГРУЗНОГО ОКНА БАРАБАННОГО ДОЗАТОРА

¹Ведищев Сергей Михайлович

¹Завражнов Анатолий Иванович

¹Прохоров Алексей Владимирович

²Бралиев Майдан Кабатаевич

¹ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»

²НАО «Западно-Казахстанский аграрно-технический университет имени Жангир хана»

Реферат. Дозирующие органы кормораздатчиков для репродукторного поголовья свиней должны выдавать корма с заданной точностью с ограничением по времени. Обоснована конструктивно-технологическая схема барабанного дозатора с принудительной очисткой ячеек, позволяющего выдавать корма в индивидуальные и групповые кормушки, стабильно заполнять объем ячейки при загрузке за счет эффекта всасывания и очищать ячейку от остатков корма при выгрузке. Рассмотрено взаимодействие элементов механизма привода подвижных элементов в зоне выгрузки. Показано, что мощность на этапе выгрузки расходуется на: привод подвижного элемента при его поступательном движении; преодоление сил трения при вращательном движении подвижного элемента; преодоление сил трения в кулачковом механизме на этапе выгрузки. Получено аналитическое выражение для определения расхода мощности на привод дозатора в зоне выгрузки. Установлено что существенное влияние на энергетические показатели дозатора оказывает работа механизма взаимодействия цилиндрического кольцевого копира и роликового толкателя в зоне выгрузного окна. Синтез кулачкового механизма позволил получить зависимость для определения положения подвижного элемента в ячейке барабанного дозатора от угла поворота ротора барабана на этапе выгрузки. Определен оптимальный угол взаимодействия кольцевого копира с роликовым толкателем по показателю суммарных затрат мощности на привод дозатора – 38-48°.

Ключевые слова: барабанный дозатор, подвижный элемент, кулачек, угол давления, мощность.

JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF THE DISCHARGE WINDOW
OF THE DRUM DISPENSER¹Vedishchev Sergei¹Zavrazhnov Anatoly¹Prokhorov Alexey²Braliev Maidan¹FSBEI HE "Tambov state technical university"

Non profit JSC "Zhangir Khan West Kazakhstan Agrarian Technical University"

Abstract. The dispensing organs of the feed distributors for the reproductive livestock of pigs must produce feed with a given accuracy with a time limit. The design and technological scheme of the drum dispenser with forced cleaning of the cells, allowing feed to be fed to individual and group feeders, to stably fill the cell volume during loading due to the suction effect and to clear the cell of food residues during unloading, is justified. The interaction of the elements of the drive mechanism of moving elements in the discharge zone is considered. It is shown that power at the stage of unloading is spent on: drive a movable element during its translational movement; overcoming friction during the rotational movement of the movable element; overcoming friction in the cam mechanism at the stage of unloading. An analytical expression is obtained for determining the power consumption for a metering drive in the discharge zone. It was found that a significant influence on the energy performance of the dispenser is provided by the operation of the mechanism of interaction of the cylindrical annular copier and the roller pusher in the area of the discharge window. The synthesis of the cam mechanism made it possible to obtain a dependence for determining the position of the movable element in the cell of the drum dispenser on the angle of rotation of the drum rotor at the unloading stage. The optimal angle of interaction of the ring copier with a roller pusher in terms of total power consumption for the metering drive - 38 ... 48 is determined.

Keywords: drum dispenser, a movable element, the Cam, the pressure angle, power.

Введение. Зоотехническими условиями предусматривается каждой свиноматке, в зависимости от ее возраста, физиологического состояния, массы, количества поросят и т.п., выдавать свою норму корма, то есть необходим индивидуальный подход к кормлению каждого животного [1 – 10]. Поэтому кормораздатчик при раздаче кормов свиноматкам должен иметь возможность порционной выдачи кормового материала животным, при этом величина этих порций (доз) может быть как одинаковой, так и различной по фронту кормления [1 – 8].

При выдаче корма в индивидуальные кормушки время выдачи дозы ограничено по времени [2]. Помимо ограничения по времени, дозатор должен выдавать корм животным с заданной точностью [1, 3, 4, 6 – 8, 11 – 14]. Особо трудно поддерживать точность дозирования при выдаче влажных мешанок [6, 15]. Вязкость массы способствует прилипанию ее к стенкам камеры дозатора, образуется остаток, который снижает точность дозирования [13]. Поэтому при выдаче плохосыпучих кормов применяют дозирующие устройства с принудительной выгрузкой корма, которые позволяют устранить образование остатка [1, 3, 4, 6 – 8, 11 – 14].

Исходя из этих требований и проанализировав существующие схемы дозирующих устройств, нами была разработана конструктивно-технологическая схема барабанного дозатора с принудительной очисткой ячеек.

Материалы и методы. Процесс принудительной выгрузки порции корма в кормушку через выгрузное окно барабанного дозатора с подвижными элементами в ячейках в значительной степени определяет совершенство дозирующего устройства, так как полнота разгрузки ячеек дозатора прямым образом влияет на точность выдаваемых порций кормов [1, 3, 4, 6- 8, 11-14].

Конструктивно-технологическая схема барабанного дозатора представлена на рисунках 1, 2 [4, 12].

1 - корпус; 2 - подвижное полукольцо; 3 - шток; 4 - указатель; 5 - ручка; 6 - вал; 7 - втулка; 8 - направляющая; 9 - неподвижное полукольцо; 10 - ролик; 11 - диск; 12 - втулка; 13 - шток; 14 - подвижный элемент; 15 - выгрузное окно; 16 - лопасть; 17 - загрузочное окно

Рисунок 1 – Схема дозатора

Рисунок 2 – Технологическая схема дозатора

Корм через загрузочное окно 17 поступает в ячейки лопастного барабана. В первом и втором секторах происходит загрузка корма в ячейки барабана. Объем ячейки барабана при переходе из первого во второй сектор увеличивается, а следовательно, происходит не просто захват дозы, а всасывание корма. На границе второго и третьего секторов и в третьем секторе объем ячейки постоянный, поэтому корм успевает заполнить весь ее рабочий объем. При переходе из третьего сектора в четвертый происходит выгрузка корма из ячеек через выгрузное окно 15 и очистка ячеек от остатков корма под действием подвижных элементов 14.

Так как перемещением подвижных элементов управляет кольцевой копир, то рассмотрим перемещение подвижного элемента при взаимодействии его через шток, на котором установлен ролик с кольцевым копиром. Механизм, включающий в себя подвижные элементы 1 (рис.3), привод которых выполнен в виде установленных во втулках 2 штоков 3, одни из концов которых жестко соединены с подвижными элементами, а другие снабжены роликами 4, перекатывающиеся по кольцевому копиру, состоящего из верхнего 6 подвижного и нижнего 5 неподвижного полуколец, соответствует работе механизма, включающего неподвижный торцевой цилиндрический кулачек с роликовым толкателем [15]. Решение задач метрического синтеза кулачкового механизма должно выполняться на основе учета механических показателей или его качественных критериев. В метрическом синтезе кулачковых механизмов значению угла давления γ придается критериальное значение [15].

Результаты и обсуждение. Рассмотрим взаимодействие элементов механизма привода подвижных элементов в зоне выгрузки (рис. 3). Аналитическое уравнение, связывающее угол давления и основные параметры торцевого цилиндрического кулачка с роликовым толкателем в зоне выгрузки имеет вид [12, 15]

$$\operatorname{tg} \gamma_{\theta} = \frac{S'_{1\theta}}{S'_{2\theta}}, \quad (1)$$

где γ_{θ} - угол давления в зоне выгрузки, град;

$S'_{1\theta}$ - аналог скорости толкателя в зоне выгрузки, м/с;

$S'_{2\theta}$ - аналог скорости кулачка в зоне выгрузки, м/с.

Аналог скорости кулачка в зоне выгрузки можно определить по следующей формуле

$$S'_{2\theta} = \omega \cdot r_{\kappa\theta}, \quad (2)$$

где ω - угловая скорость барабана, с⁻¹;

$r_{\kappa\theta}$ - радиус расположения кулачка (кольцевого копира) относительно оси барабана в зоне выгрузки, м.

Наибольшее перемещение подвижного элемента в зоне выгрузки происходит при выталкивании максимальной дозы, соответствующей перемещению подвижного элемента с роликовым толкателем на расстояние $L_{\max}$ [12]. Тогда аналог скорости толкателя в зоне выгрузки будет иметь вид:

$$S'_{1\theta} = \frac{L_{\max}}{t_{\theta}}, \quad (3)$$

где $L_{\max}$ - перемещение роликового толкателя при выгрузке максимальной дозы, м;

t_{θ} - время поворота ротора на угол λ_{θ} , с.

Время поворота ротора на угол λ_{θ} можно определить как отношение

$$t_{\theta} = \frac{\lambda_{\theta}}{\omega}. \quad (4)$$

Подставим отношение (4) в зависимость (3) и получим

$$S'_{1\theta} = v_{m\theta} = \frac{L_{\max} \cdot \omega}{\lambda_{\theta}}, \quad (5)$$

где $v_{m\theta}$ - скорость перемещения подвижного элемента в зоне выгрузки, м/с.

Подставим формулу (2) и зависимость (5) в уравнение (1). После преобразования получим выражение для угла давления в зоне выгрузки

$$\operatorname{tg} \gamma_{\theta} = \frac{L_{\max}}{\lambda_{\theta} \cdot r_{\kappa\theta}}. \quad (6)$$

1 - подвижный элемент; 2 - втулка; 3 – шток; 4 – ролик; 5 – неподвижное полукольцо; 6 – подвижное полукольцо

Рисунок 3 – Схема кулачкового механизма (максимальная доза)

Найдем зависимость изменения положения подвижного элемента от угла поворота ротора барабана и конструктивных параметров дозатора в зоне выгрузки. Из рисунка 3 запишем

$$\operatorname{tg} \gamma_{\theta} = \frac{L_{\max}}{\lambda_{\theta} \cdot r_{\kappa\theta}}, \quad (7)$$

где l_{θ} - положение ролика, м.

Из рисунка 3 составим соотношение

$$\frac{l_{\theta}}{\varphi_{\theta}} = \frac{L_{\max}}{\lambda_{\theta}}, \quad (8)$$

откуда выразим l_{θ} и получим

$$l_{\theta} = L_{\max} \frac{\varphi_{\theta}}{\lambda_{\theta}}. \quad (9)$$

Подставим соотношение (9) в формулу (7) и получим зависимость для определения положения подвижного элемента от угла поворота ротора барабана на этапе выгрузки

$$L_{\theta} = L_{\max} \left(1 - \frac{\varphi_{\theta}}{\lambda_{\theta}} \right), \quad (10)$$

где φ_{θ} - угол поворота ротора барабана в зоне выгрузки, рад.

Расход мощности на этапе выгрузки на преодоление сил трения при вращении вала дозатора и сопротивлений от поступательного движения подвижного элемента (рисунок 4) определим по выражению

$$P_{\theta} = P_{n\theta} + P_{\theta ap} + P_{\kappa\theta} + P_{\theta xh}, \quad (11)$$

где $P_{n\theta}$ - расход мощности на привод подвижного элемента при его поступательном движении, Вт;

$P_{\theta ap}$ - расход мощности на преодоление сил трения при вращательном движении подвижного элемента, Вт;

$P_{\kappa\theta}$ - расход мощности на преодоление сил трения в кулачковом механизме на этапе выгрузки, Вт;

$P_{\theta xh}$ - затраты мощности холостого хода, Вт.

Рисунок 4 – Схема действия сил на этапе выгрузки

При поступательном перемещении со скоростью $v_{тв}$ подвижный элемент преодолевает сопротивление налипшего корма на лопасти и корпус дозатора, а также давление подпрессовки. Тогда сила сопротивлений, преодолеваемых при поступательном движении подвижного элемента, складывается из следующих сил

$$P_{m6} = P_{л1} + P_{л2} + P_{m8} + P_{n1}, \quad (12)$$

где $F_{л1}, F_{л2}$ - силы трения корма по лопастям ячейки, Н, $F_{л1}, F_{л2} = F(q_n, \omega, \lambda_b)$;

$F_{т8}$ - сила трения корма о корпус дозатора, Н, $F_{т8} = F(q_n, \omega, \lambda_b)$;

F_{n1} - сила сопротивления из-за подпрессовки корма, Н, $F_{n1} = F(q_n, \omega, \lambda_b)$;

q_n - масса порции корма в ячейке, кг

Расход мощности при поступательном движении подвижного элемента определим по формуле

$$P_{нэ} = F_{m6} \cdot v_{m6}, \quad (13)$$

где v_{m6} - поступательная скорость перемещения подвижного элемента в зоне выгрузки, м/с.

Подставим соотношение (12) и формулу (5) в зависимость (13) и получим выражение для определения расхода мощности при поступательном движении подвижного элемента в зоне выгрузки

$$P_{нэ} = F_{m6} \cdot \frac{L_{max}\omega}{\lambda_{\epsilon}} = \frac{(F_{л1} + F_{л2} + F_{m8} + F_{n1})L_{max}\omega}{\lambda_{\epsilon}}. \quad (14)$$

Расход мощности на преодоление сил трения при вращательном движении подвижного элемента определим по формуле

$$P_{\delta ap} = M_{\epsilon} \cdot \omega, \quad (15)$$

где M_{ϵ} - суммарный момент сопротивления, возникающий при вращении ротора барабана на этапе выгрузки, Н·м,

$$M_{\epsilon} = M_{\epsilon 1} + M_{\epsilon 2}, \quad (16)$$

$M_{\epsilon 1}$ - момент сил трения в поверхности раздела корм в ячейке - торцевая стенка дозатора, Н·м,

$$M_{\epsilon 1} = F_{\delta 2} \cdot r_{yn}, \quad (17)$$

$M_{\epsilon 2}$ - момент сил трения в поверхности раздела корм в ячейке - корпус дозатора, Н·м,

$$M_{\epsilon 2} = F_{m9} \cdot R, \quad (18)$$

$F_{\delta 2}$ - сила трения корма о торцевую стенку дозатора, Н;

$F_{т9}$ - сила трения корма о корпус дозатора, Н, $F_{т9} = F(q_n, \omega, \lambda_b, W)$;

W - влажность корма, %.

Силу трения $F_{\delta 2}$ корма о торцевую стенку дозатора определим по формуле

$$F_{\delta 2} = f_1 k_{\delta} \rho g (R^2 - r^2) L_{\epsilon} + F_{n2}, \quad (19)$$

где L_{ϵ} - положение подвижного элемента во время выгрузки, м;

F_{n2} - сила трения корма о торцевую стенку, обусловленная подпрессовкой корма, Н, $F_{n2} = F(q_n, \omega, \lambda_b, W)$;

R - радиус барабана, м;

r - радиус вала дозатора;

f_1 - коэффициент трения корма о подвижный элемент.

Подставим в формулу (19) соотношение (9) и получим

$$F_{\delta 2} = f_1 k_{\delta} \rho g (R^2 - r^2) L_{max} \left(1 - \frac{\Phi_{\epsilon}}{\lambda_{\epsilon}} \right) + F_{n2}. \quad (20)$$

Подставим зависимость (20) в соотношение (17) и получим формулу для определения момента сил трения в поверхности раздела корм с ячейке - торцевая стенка дозатора

$$M_{\epsilon 1} = \left(f_1 k_{\delta} \rho g (R^2 - r^2) L_{max} \left(1 - \frac{\Phi_{\epsilon}}{\lambda_{\epsilon}} \right) + F_{n2} \right) r_{yn}. \quad (21)$$

Подставим формулу (18) и соотношение (17) в зависимость (16), а затем полученный результат в формулу (15), после преобразования получим выражение для определения расхода мощности на преодоление сил трения при вращательном движении подвижного элемента на этапе выгрузки

$$P_{\delta ap} = \left(f_1 k_{\delta} \rho g (R^2 - r^2) L_{max} \left(1 - \frac{\varphi_{\epsilon}}{\lambda_{\epsilon}} \right) + F_{n2} \right) r_{un} \omega + F_{m9} R \omega, \quad (22)$$

где r_{un} - расстояние от центра приложения силы трения до оси вращения вала дозатора, м.

1- толкатель; 2 – кулачек; 3 - ролик

Рисунок 5 – Схема действия сил в кулачковой паре на этапе выгрузки

Расход мощности на преодоление сил трения в кулачковом механизме (рис. 5) определим по формуле

$$P_{кв} = f_3 N_{\epsilon} v_{\epsilon}, \quad (23)$$

где N_{ϵ} - нормальное усилие ролика на кольцевой копиру в зоне выгрузки, Н,

$$N_{\epsilon} = \frac{F_{m6}}{\cos \gamma_{\epsilon}} = \frac{F_{л1} + F_{л2} + F_{m8} + F_{n1}}{\cos \gamma_{\epsilon}}, \quad (24)$$

v_{ϵ} - скорость перемещения ролика по кольцевому копиру в зоне выгрузки, м/с,

$$v_{\epsilon} = \frac{v_{m\epsilon}}{\lambda_{\epsilon} \sin \gamma_{\epsilon}}. \quad (25)$$

Подставим формулу (5) в зависимость (25) и получим

$$v_{\epsilon} = \frac{L_{max} \omega}{\lambda_{\epsilon} \sin \gamma_{\epsilon}}. \quad (26)$$

Подставим формулу (24), соотношение (26) в зависимость (23) и получим выражение для расхода мощности на преодоление сил трения в кулачковом механизме на этапе выгрузки

$$P_{кв} = f_3 F_{m6} \frac{L_{max} \omega}{\lambda_{\epsilon} \sin 2\gamma_{\epsilon}}, \quad (27)$$

где f_3 - приведенный коэффициент трения в кулачковой паре [114].

Подставим уравнение (14), выражение (22), выражение (27) в зависимость (11), после преобразования получим формулу для определения расхода мощности на этапе выгрузки

$$P_{\epsilon} = \left(f_1 k_{\delta} \rho g (R^2 - r^2) L_{max} \left(1 - \frac{\varphi_{\epsilon}}{\lambda_{\epsilon}} \right) + F_{n2} \right) r_{un} \omega + f_3 F_{m6} \frac{L_{max} \omega}{\lambda_{\epsilon} \sin 2\gamma_{\epsilon}} + F_{m9} R \omega + P_{0xx}. \quad (28)$$

Одним из слагаемых энергозатрат барабанного дозатора кормов с принудительной очисткой ячеек, являются затраты мощности в зоне выгрузки, которые зависят от свойств дозируемых кормов и угла λ_v , взаимодействия выгрузного копира с роликом подвижного элемента. Так как это слагаемое сложно описать теоретически, то были проведены экспериментальные исследования [16, 17] влияния величины угла λ_v на суммарные энергозатраты привода дозатора при непрерывном режиме работы. Для получения экспериментальной зависимости изменения суммарной мощности ΣP_d привода дозатора от угла λ_v были изготовлены копиры с различными углами λ_v [16, 17]. Частота вращения вала дозатора $n = 0,355 \text{ с}^{-1}$, объем ячейки устанавливался максимальным $V_{я \text{ max}} = 0,00781 \text{ м}^3$, высота слоя корма в бункере стабилизировалась на высоте $H=0,5 \text{ м}$. Мощность на привод вала дозатора определялась прибором К-505.

График изменения затрат суммарной мощности ΣP_d на привод дозатора от угла λ_v представлен на рисунке 6 [16, 17].

Рисунок 6 – График изменения суммарных энергозатрат барабанного дозатора от угла λ_v

Наиболее оптимальным углом взаимодействия является угол $\lambda_v = 38...48^\circ$. При уменьшении этого угла расход мощности увеличивается из-за увеличения угла давления γ_v в кулачковом механизме. При увеличении угла λ_v более 40° мощность на привод дозатора увеличиваются из-за значительной подпрессовки корма на этапе выгрузки.

Заключение. В результате проведения теоретических и экспериментальных исследований были определены:

- зависимость для определения положения подвижного элемента от угла поворота ротора барабана на этапе выгрузки;
- обоснована конструктивно-технологическая схема барабанного дозатора;
- аналитическое выражение для определения расхода мощности на привод дозатора в зоне выгрузки;
- оптимальный угол взаимодействия кольцевого копира с роликовым толкателем по показателю суммарных затрат мощности на привод дозатора.

Список литературы

1. Ведищев С.М., Завражнов А.И., Капустин В.П., Прохоров А.В. Методика оценки эффективности технологических линий приготовления и раздачи кормов // Наука в центральной России. – 2018. – № 6(36). – С. 35 – 42.
2. Ведищев С. М. Мобильный кормораздатчик // Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию со дня рождения профессора В. Г. Кобы, 19 – 21 марта 2006 г. – Саратов : Саратовский гос. аграрный ун-т им. Н. И. Вавилова, 2006. – Т. 1. – С. 25 – 28.
3. Ведищев С.М., Щедрин В.Т., Бояршинов А.В. Мобильный кормораздатчик (статья на французском языке) Distribute ur de fourrages mobile // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2002. – Т. 8, № 4. – С. 659 – 667.
4. Ведищев С.М., Хольшев Н.В., Милуков Н.О. Управление подачей барабанного дозатора // Наука в центральной России. – 2015. – № 1(13). – С. 5 – 12.
5. Завражнов А.И., Гумаров Г.С., Завражнов А.А., Ведищев С.М.; под общ. ред. Завражнова А.И. Агроинженерная терминология. Словарь: термины и определения : монография – Мичуринск : Изд-во Мичуринского ГАУ, 2015. – 243 с.

6. Коновалов В.В. Обоснование технических средств приготовления и выдачи кормов в свиноводстве.- Пенза: РИО ПГСХА, 2005.-314 с.
7. Щедрин В. Т., Ведищев С.М. Барабанный дозатор // Техника в сельском хозяйстве. – 1999. – № 1. – С. 13 – 15.
8. Щедрин В.Т., Ведищев С.М. Барабанный дозатор для порционной выдачи кормов // Вестник Мичуринского государственного аграрного университета. – 2001. – Т.1, № 4. – С. 61 – 65.
9. Кузьмин В.Н., Федоренко В.Ф., Мишуков Н.П., Королькова А.П., Маринченко Т.Е., Гольяпин В.Я., Буклагин Д.С., Коноваленко Л.Ю., Неменуца Л.А., Бурак П.И., Калинин В.И., Дасаева Р.Х., Сазонова Д.Д., Сазонов С.Н., Никитин А.В., Сыроватка В.И., Измайлов А.Ю., Кормановский Л.П., Харитонов Н.С., Рунов Б.А. и др. Справочник фермера. – Москва. 2017.
10. Шулаев Г.М., Бетин А., Энговатов В. Отечественные ферментные препараты в комбикормах для свиней // Комбикорма. 2011.– № 2. – С. 87-88.
11. Ведищев С.М., Прохоров А.В., Глазков А.Ю. Анализ дозаторов кормов // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В. И. Вернадского. – 2014. – № 1(50). – С. 103 – 108.
12. Ведищев С. М., Щедрин В. Т. Дозатор кормов // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та. – 1997. – Т. 3, № 4. – С. 489 – 493.
13. Ведищев С.М., Прохоров А.В., Брусенков А.В. Изучение объемных дозаторов : метод. указания. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 22 с.
14. Ведищев С.М., Капустин В.П., Глазков Ю.Е., Милованов А.В., Прохоров А.В., Хольшев Н.В. Механизация приготовления кормов [Электронный ресурс]: учебное пособие для бакалавров и магистров направления «Агроинженерия»: в двух частях. Часть 1, Часть 2 - Тамбов: ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015.- 2 электрон. опт. диска (CD-ROM).-109,1Мб.
15. Ведищев С.М., Холщев Н.В., Кочергина Е.А., Кажияхметова А.А., Мамедова М.А. Исследование физико-химических свойств кормов //Совершенствование системы подготовки и дополнительного профессионального образования кадров для агропромышленного комплекса: Материалы национальной научно-практической конференции 14 декабря 2017 года.- Рязань: Изд-во Рязанского государственного агротехнологического университета. – 2017.- Часть 2. – С.54-58.
16. Коновалов В.В. Практикум по обработке результатов научных исследований с помощью ПЭВМ: учебное пособие. - Пенза: ПГСХА, 2003. - 176 с.
17. Ли Р.И. Основы научных исследований – Липецк: Липецкий ГТУ, 2013. – 190 с.

References

1. Vedishchev S.M., Zavrazhnov A.I., Kapustin V.P., Prohorov A.V. Metodika ocenki effektivnosti tekhnologicheskikh linij prigotovleniya i razdachi kormov // Nauka v central'noj Rossii. – 2018. – № 6(36). – S. 35 – 42.
2. Vedishchev S. M. Mobil'nyj kormorazdatchik // Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 75-letiyu so dnya rozhdeniya professora V. G. Koby, 19 – 21 marta 2006 g. – Saratov : Saratovskij gos. agrarnyj un-t im. N. I. Vavilova, 2006. – Т. 1. – S. 25 – 28.
3. Vedishchev S.M., SHCHedrin V.T., Boyarshinov A.V. Mobil'nyj kormorazdatchik (stat'ya na francuzskom yazyke) Distribute ur de fourrages mobile // Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – Tambov : Izd-vo Tamb. gos. tekhn. un-ta, 2002. – Т. 8, № 4. – S. 659 – 667.
4. Vedishchev S.M., Hol'shev N.V., Milyukov N.O. Upravlenie podachej barabannogo dozatora // Nauka v central'noj Rossii. – 2015. – № 1(13). – S. 5 – 12.
5. Zavrazhnova A.I., Gumarov G.S., Zavrazhnov A.A., Vedishchev S.M.; pod obshch. red. Zavrazhnova A.I. Agrozhenarnaya terminologiya. Slovar': terminy i opredeleniya : monografiya – Michurinsk : Izd-vo Michurinskogo GAU, 2015. – 243 s.
6. Konovall V.V. Obosnovanie tekhnicheskikh sredstv prigotovleniya i vydachi kormov v svinovodstve.- Penza: RIO PGSKHA, 2005.-314 s.
7. SHCHedrin V. T., Vedishchev S.M. Barabannyj dozator // Tekhnika v sel'skom hozyajstve. – 1999. – № 1. – S. 13 – 15.
8. SHCHedrin V.T., Vedishchev S.M. Barabannyj dozator dlya porcionnoj vydachi kormov // Vestnik Michurinskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2001. – Т.1, № 4. – S. 61 – 65.

9. Kuz'min V.N., Fedorenko V.F., Mishurov N.P., Korol'kova A.P., Marinchenko T.E., Gol'tyapin V.YA., Buklagin D.S., Konovalenko L.YU., Nemenushchaya L.A., Burak P.I., Kalinin V.I., Dasaeva R.H., Sazonova D.D., Sazonov S.N., Nikitin A.V., Syrovatka V.I., Izmajlov A.YU., Kormanovskij L.P., Haritonov N.S., Runov B.A. i dr. Spravochnik fermera. – Moskva. 2017.
10. SHulaev G.M., Betin A., Engovatov V. Otechestvennye fermentnye preparaty v kombikormah dlya svinej//Kombikorma. 2011.– № 2. – S. 87-88.
11. Vedishchev S.M., Prohorov A.V., Glazkov A.YU. Analiz dozatorov kormov // Voprosy sovremennoj nauki i praktiki. Universitet im V. I. Vernadskogo. – 2014. – № 1(50). – S. 103 – 108.
12. Vedishchev S. M., SHCHedrin V. T. Dozator kormov // Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – Tambov : Izd-vo Tamb. gos. tekhn. un-ta. – 1997. – T. 3, № 4. – S. 489 – 493.
13. Vedishchev S.M., Prohorov A.V., Brusenkov A.V. Izuchenie ob'emnyh dozatorov : metod. ukazaniya. – Tambov : Izd-vo Tamb. gos. tekhn. un-ta, 2007. – 22 s.
14. Vedishchev S.M., Kapustin V.P., Glazkov YU.E., Milovanov A.V., Prohorov A.V., Hol'shev N.V. Mekhanizatsiya prigotovleniya kormov [Elektronnyj resurs]: uchebnoe posobie dlya bakalavrov i magistrav napravleniya "Agroinzheneriya": v dvuh chastyah. CHast' 1, CHast' 2 - Tambov: FGBOU VPO "TGUTU", 2015.- 2 elektron. opt. diska (CD-ROM).-109,1Mb.
15. Vedishchev S.M., Holshchev N.V., Kochergina E.A., Kazhiyahmetova A.A., Mamedova M.A. Issledovanie fiziko-himicheskikh svoystv kormov //Sovershenstvovanie sistemy podgotovki i dopolnitel'nogo professional'nogo obrazovaniya kadrov dlya agropromyshlennogo kompleksa: Materialy nacional'noj nauchno-prakticheskoy konferencii 14 dekabrya 2017 goda.- Ryazan': Izd-vo Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnologicheskogo universiteta. – 2017.- CHast' 2. – S.54-58.
16. Konovalov V.V. Praktikum po obrabotke rezul'tatov nauchnyh issledovanij s pomoshch'yu PEVM: uchebnoe posobie. - Penza: PGSKHA, 2003. - 176 s.
17. Li R.I. Osnovy nauchnyh issledovanij – Lipeck: Lipeckij GTU, 2013. – 190 s.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Ведищев Сергей Михайлович – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: serg666_65@mail.ru.

Завражнов Анатолий Иванович – академик РАН, доктор технических наук, профессор Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: aiz@mgau.ru.

Прохоров Алексей Владимирович – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: pav1981@bk.ru.

Бралиев Майдан Кабатаевич – кандидат технических наук, доцент ВАК Западно-Казахстанского аграрно-технического университета имени Жангир хана, Казахстан, г. Уральск, e-mail: aisheva.laura@mail.ru.

Author credentials

Affiliations

Vedischev Sergey – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: serg666_65@mail.ru.

Zavrazhnov Anatoly – Academician of the Russian Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: aiz@mgau.ru.

Prokhorov Alexei – Candidate of Technical Sciences, associate professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: pav1981@bk.ru.

Braliev Maidan – Candidate of Technical Sciences, associate professor of the Higher Attestation Commission of the non profit JSC “Zhangir Khan West Kazakhstan Agrarian Technical University”, Uralsk. E-mail: aisheva.laura@mail.ru

Поступила в редакцию (Received): 12.09.2019   Принята к публикации (Accepted): 18.10.2019