

МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ / MECHANIZATION, ELECTRIFICATION, AUTOMATION

<https://doi.org/10.30766/2072-9081.2024.25.4.700-711>



УДК 631.363

Моделирование критической частоты вращения лопастного ротора с отогнутыми лопастями в циркуляционном смесителе кормосмесей

© 2024. Т. М. Ковалева¹, С. М. Ведищев¹, В. Ю. Зайцев^{✉ 2}, В. В. Коновалов²

¹ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»,

г. Тамбов, Российская Федерация,

²ФГБОУ ВО «Пензенский государственный технологический университет»,

г. Пенза, Российская Федерация

Цель исследований – обоснование критической частоты вращения ротора с отогнутыми лопастями на основе силового анализа и моделирования движения частиц смеси в горизонтальном погрузчике циркуляционного смесителя. Методика исследований предусматривала обоснование наибольшей частоты вращения лопастного ротора-погрузчика на основе силового анализа движущихся частиц сил при их перемещении отогнутыми лопастями погрузчика и соблюдении условия поступления летящих частиц в лоток. Выполненный численный анализ на основе полученных выражений математическим пакетом Mathcad позволил установить критические значения частоты вращения ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями на основе условия схода материала с лопасти и условия полета частиц с лопасти в приемный лоток. При радиальных лопастях ограничением является попадание частиц в приемный лоток при критической частоте 43 мин⁻¹, для отгиба лопастей 30° – около 60 мин⁻¹, для отгиба лопастей 45° – около 70 мин⁻¹, для отгиба лопастей 60° – около 80 мин⁻¹. Наименьшие критические значения частоты вращения ротора-погрузчика из условия движения частиц по лопасти соответствуют углу отгиба лопасти 27–60° и определяются коэффициентом трения материала, составляя 83–78 мин⁻¹. С увеличением трения материала критические значения частоты вращения ротора из условия схода материала с лопасти незначительно уменьшаются, а угол отгиба для экстремума частоты вращения – увеличивается. Наибольшая частота вращения ротора-погрузчика радиусом 0,12 м ограничена 78 мин⁻¹ при угле отгиба лопасти порядка 30–60°, определяемом трением материала о лопасть.

Ключевые слова: смеситель кормов, силовой анализ, лопастной погрузчик, отогнутые лопасти, число оборотов, угол подъема, угол отгиба, математическое моделирование

Благодарности: работа выполнена без финансового обеспечения в рамках инициативного проекта.

Авторы благодарят рецензентов за их вклад в экспертную оценку этой работы.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Ковалева Т. М., Ведищев С. М., Зайцев В. Ю., Коновалов В. В. Моделирование критической частоты вращения лопастного ротора с отогнутыми лопастями в циркуляционном смесителе кормосмесей. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2024;25(4):700–711. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2024.25.4.700-711>

Поступила: 21.02.2024

Принята к публикации: 08.07.2024

Опубликована онлайн: 28.08.2024

Modeling the critical rotation speed of a bladed rotor with bent blades in a circulation mixer of feed mixtures

© 2024. Tatyana M. Kovaleva¹, Sergey M. Vedishchev¹, Vladimir Yu. Zaitsev^{✉ 2}, Vladimir V. Konovalov²

¹Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation,

²Penza State Technological University, Penza, Russian Federation

The purpose of the research is to substantiate the critical rotation speed of a rotor with bent blades based on force analysis and modeling the movement of mixture particles in a horizontal loader of a circulation mixer. The research methodology included the substantiation of the highest rotation frequency of the loader blade rotor based on a force analysis of moving particles of forces when they were moved by the bent blades of the loader and compliance with the conditions for the entry of flying particles into the tray. The numerical analysis performed on the basis of the obtained expressions using the Mathcad mathematical package made it possible to establish the critical values of the rotation speed of the rotor-loader with bent blades based on the condition of the material coming off the blade and the condition of the flight of particles from the blade into the receiving tray. With radial blades, the limitation is the entry of particles into the receiving tray at a critical frequency of 43 min⁻¹,

then for a blade bend of 30° – about 60 min^{-1} , for a blade bend of 45° – about 70 min^{-1} , for a blade bend of 60° – about 80 min^{-1} . The lowest critical values of the rotor-loader rotation frequency from the condition of particle movement along the blade correspond to the blade bend angle of $27\text{--}60^\circ$ and are determined by the friction coefficient of the material, amounting to $83\text{--}78 \text{ min}^{-1}$. With an increase in material friction, the critical values of the rotor rotation speed from the condition of material coming off the blade decrease slightly, and the bend angle for the rotation speed extremum increases. The highest rotation speed of the rotor - loader with a radius of 0.12 m is limited to 78 min^{-1} at a blade bending angle of the order of $30\text{--}60^\circ$, determined by the friction of the material on the blade.

Keywords: feed mixer, force analysis, bladed loader, bent blades, rotating speed, lift angle, bend angle, mathematical modeling

Acknowledgments: the research was carried out without financial support in the framework of the initiative topics.

The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

Conflict of interest: the authors declared no conflict of interest.

For citation: Kovaleva T. M., Vedishchev S. M., Zaitsev V. Yu., Konovalov V. V. Modeling the critical rotation speed of a bladed rotor with bent blades in a circulation mixer of feed mixtures. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka* = Agricultural Science Euro-North-East. 2024;25(4):700–711. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2024.25.4.700-711>

Received: 21.02.2024

Accepted for publication: 08.07.2024

Published online: 28.08.2024

Для народного хозяйства машиностроение выпускает разнообразные машины, имеющие в своем составе лопастные роторы [1, 2, 3, 4]. Они применяются, в том числе, в составе питателя пневматических сортировальных столов [1], обеспечивающих равномерную подачу зерна на обработку. Не менее важно поддерживать величину поступления сырья в технологические машины, обеспечивающие как измельчение исходного продукта [2, 3], так и получение смеси или композита [4].

Подобные устройства применяются в различных отраслях промышленности, например, в горной – для получения заданного размера частиц горной породы [5], в химической – для доизмельчения сырья [6, 7], в пищевой – для разделения продуктов на фракции [7, 8], сельском хозяйстве, включая сепарацию зерна [1], его измельчение [2] и смешивание [4]. При этом ось вращения подобных роторов может располагаться как горизонтально [8, 9], наклонно [10], так и вертикально [6, 11]. С учетом различий расположения оси вращения рабочих органов и показателя кинематического режима по-разному осуществляется силовой баланс приложенных к рабочему органу или материальным частицам действующих сил. Исходя из наиболее распространенных задач, реализуемых данными роторами, они разгоняют или разбрасывают тела, частицы или материалы [5, 12]. Поэтому наиболее подробно теоретически проработаны и смоделированы процессы лопастных роторов, осуществляющих разгрузку материалов наружу от лопастей. В ускорителях ставится задача разгона частиц материала [5], в измельчителях [7], как правило – ударное взаимодействие. При этом задачи расчета могут ставиться как по теоретическому обоснованию

параметров конструкции [13], так и численного моделирования процессов [14].

В ряде случаев лопастные роторы выполняют иные функции и решают другие задачи, а именно по отводу материала от периферии ротора к центру вращения для обеспечения циркуляции материала во вращающемся барабане [15, 16, 17]. К сожалению, задачи подачи материала к оси вращения лопастей ротора не рассмотрены в достаточном объеме.

Учитывая постоянное совершенствование конструкций используемых машин и усложнение их технологического процесса, возникает задача теоретического обоснования интервала работы новых рабочих органов.

Разработана конструкция циркуляционного смесителя [10], в которой осуществляется перегрузка материала из одного в другой шнеко-ленточный рабочий орган, выполненных соосно, но различного диаметра. В силу размещения внутренней поверхности неподвижных кожухов рабочих органов на разной высоте предусмотрено применение лопастного ротора с отогнутыми лопастями для перегрузки материала смеси внутри циркуляционного смесителя.

Цель исследований – обоснование критической частоты вращения ротора с отогнутыми лопастями на основе силового анализа и моделирования движения частиц смеси в горизонтальном погрузчике циркуляционного смесителя.

Научная новизна – теоретическое обоснование критической частоты вращения ротора смесителя с отогнутыми лопастями и разработка методики определения конкретного кинематического режима для заданной конструкции погрузчика циркуляционного смесителя численными методами.

Материал и методы. Методика исследований предусматривала обоснование наибольшей частоты вращения лопастного ротора погрузчика на основе силового анализа¹ движущихся частиц при их перемещении отогнутыми лопастями погрузчика и соблюдении условия поступления летящих частиц в лоток. Полученные выражения являлись основой математического моделирования значений показателей и обоснования рациональных величин частоты вращения ротора.

Для реализации цели сформулированы задачи: 1) на основе силового анализа получить выражения, описывающие действующие ускорения на частицу, условия схода частиц с лопасти, полета частиц в лоток; 2) численный анализ значений показателей на основе моделирования процесса математическим пакетом Mathcad; 3) обоснование критических значений частоты вращения рабочего органа.

Результаты и их обсуждение. Для обеспечения баланса производительностей подающего и отводящего шнеков и установленного между ними подъемника с отогнутыми лопастями, производится теоретическое рассмотрение работы подъёмника с отогнутыми лопастями

и обоснование критических значений его частоты вращения. Следует учитывать ряд условий: возможность движения материала по лопасти к центру вращения и наличие возможности полета частиц с лопасти в приемный лоток.

Изначально материал перемещается ленточным рабочим органом (на рис. 1 не показан) шнекового типа вдоль наружного кожуха 5. При поступлении материала смеси в полость между радиальными лопастями 1 и ограниченную снаружи кожухом 5, а изнутри – сетчатой поверхностью вала 3 ленточного рабочего органа (соответствует внутреннему радиусу краев лопастей 1) корм отогнутыми на угол γ лопастями 1 погрузчика поднимается, а затем ссыпается по поднятым лопастям через отверстия сетчатой поверхности вала 3 на неподвижный лоток 4. При вращении винта отгрузочного шнека 2 материал из лотка 4 сталкивается внутрь вращающегося кожуха 3 отгрузочного шнека 2, одновременно являющегося валом ленточного рабочего органа. Форма и размеры отверстий сетчатой поверхности вала 3 рабочего органа выбираются таким образом, чтобы они не препятствовали сходу материала с лопасти и свободному его проходу в лоток.

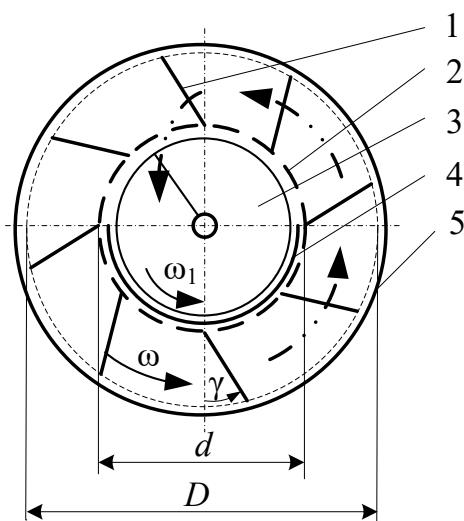


Рис. 1. Схема поперечного сечения горизонтального ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями: 1 – лопасти погрузчика; 2 – вал ленточного рабочего органа (он же кожух отгрузочного шнека, в зоне лопастей имеющий сквозные продольные прорезы между лопастями, а в промежутках прорезей к данному валу крепятся лопасти); 3 – отгрузочный шнек; 4 – приемный лоток; 5 – наружный кожух лопастного ротора /

Fig. 1. Diagram of the cross section of a horizontal rotor – a loader with bent blades: 1 – loader blades; 2 – shaft of the belt working body (also known as the casing of the loading auger, in the area of the blades it has through longitudinal slots between the blades, and in the spaces between the slots the blades are attached to this shaft); 3 – shipping auger; 4 – receiving tray; 5 – outer casing of the bladed rotor

С целью изучения влияния угла отгиба лопасти от радиального положения на некоторый угол γ (рис. 1) на предельный (критический) угол подъема частицы в полости наружного кожуха транспортера проведем анализ предельного положения равновесия частицы на лопасти. Изобразим частицу, лежащую на лопасти погрузчика в произвольном положении (рис. 2),

и действующие на нее силы: силу тяжести $F_g = m \cdot g$, где m – масса частицы, g – ускорение свободного падения; нормальную реакцию лопасти F_n ; силу трения $F_f = f \cdot F_n$, где f – коэффициент трения между материалом и лопастью; центробежную силу инерции $F_i = m \cdot \omega^2 \cdot R$, где ω – угловая скорость вала ленточного рабочего органа, R – расстояние частицы от оси вращения вала ленточного рабочего органа.

¹Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. (Изд. 20-е, стер.) М.: Высшая школа, 2010. С. 198, 345.

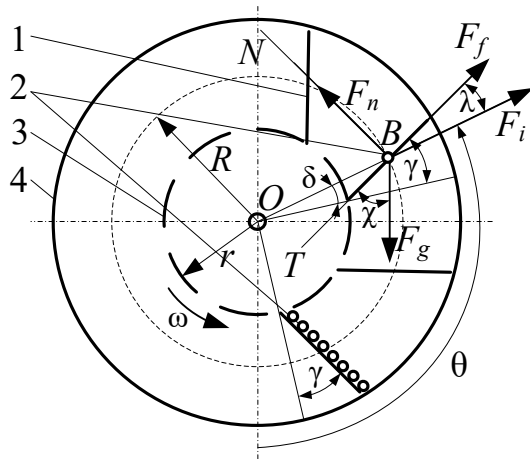


Рис. 2. Расчетная схема горизонтального лопастного ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями: 1 – лопасти погрузчика; 2 – частица материала; 3 – вал ленточного рабочего органа (кожух отгрузочного шнека); 4 – наружный кожух лопастного ротора /

Fig. 2. Design diagram of a horizontal bladed rotor-loader with bent blades: 1 – loader blades; 2 – particle of material; 3 – shaft of the belt working body (casing of the shipping auger); 4 – outer casing of the bladed rotor

Проведем оси подвижной системы координат BTN и составим уравнения кинестатики:

$$\Sigma T_i = 0, F_g \cdot \cos(\chi) - F_f - F_i \cdot \cos(\lambda) = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma N_i = 0, F_n - F_g \cdot \sin(\chi) - F_i \cdot \sin(\lambda) = 0, \quad (2)$$

где $\chi = 180 - \theta - \lambda$ – угол между линией действия силы тяжести и плоскостью лопасти.

Тогда уравнения (1) и (2) примут вид:

$$-F_g \cdot \cos(\theta + \lambda) - F_f - F_i \cdot \cos(\lambda) = 0, \quad (3)$$

$$F_n - F_g \cdot \sin(\theta + \lambda) - F_i \cdot \sin(\lambda) = 0. \quad (4)$$

Из уравнения (4)

$$F_n = F_g \cdot \sin(\theta + \lambda) + F_i \cdot \sin(\lambda). \quad (5)$$

Таким образом, уравнение (3) с учетом (5) и выражений F_i , F_g и F_f примет вид:

$$\begin{aligned} & -m \cdot g \cdot (\cos(\theta + \lambda) + f \cdot \sin(\theta + \lambda)) - \\ & - m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (f \cdot \sin(\lambda) + \cos(\lambda)) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Угол λ найдем, рассмотрев треугольники ABC , OBC и OAB (рис. 3). Из треугольника OAB по теореме косинусов находим

$$OB^2 = OA^2 + AB^2 - 2 \cdot OA \cdot AB \cdot \cos \zeta$$

$$\text{или } R^2 = r^2 + AB^2 - 2 \cdot r \cdot AB \cdot \cos \zeta,$$

$$\text{откуда } AB = r \cdot \cos \zeta + \sqrt{r^2 \cdot \cos^2 \zeta + R^2 - r^2},$$

где $\zeta = 180 - \gamma$.

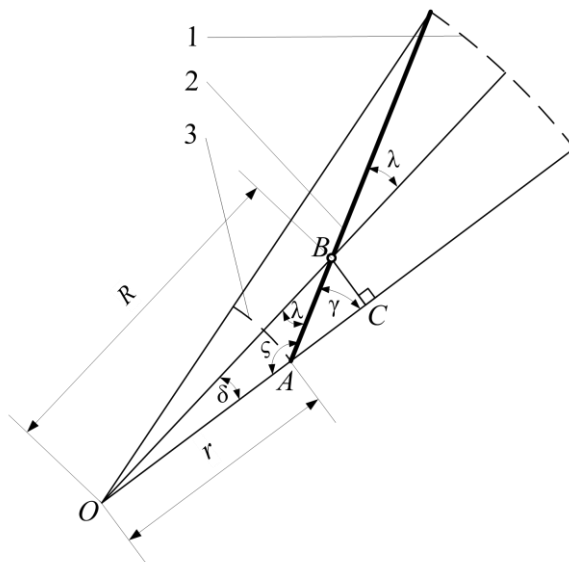


Рис. 3. Сектор лопастного ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями: 1 – наружный кожух лопастного ротора; 2 – лопасть погрузчика; 3 – вал ленточного рабочего органа (кожух отгрузочного шнека) /

Fig. 3. Sector of the bladed rotor-loader with bent blades: 1 – outer casing of the bladed rotor; 2 – loader blade; 3 – shaft of the belt working body (casing of the shipping auger)

Из треугольника ABC находим

$$BC = AB \cdot \sin \gamma.$$

Из треугольника OBC получаем

$$\sin \delta = \frac{BC}{OB} = \frac{BC}{R}.$$

$$\text{Откуда } \delta = \arcsin\left(\frac{BC}{R}\right).$$

Из треугольника OAB находим искомый угол $\lambda = \gamma - \delta$.

Для схода материала по лопасти требуется превышение сил тяжести над центробежными силами. Из уравнения (6) получим выражение предельного угла подъема частицы материала в зависимости от положения частицы на лопасти (текущая координата R), угловой

скорости вала рабочего органа ω , угла отгиба лопасти γ и коэффициента трения между частицей материала и лопастью, при превышении которого частицы материала начинают движение по лопасти вниз:

$$\theta = -2 \arctg \left(\frac{2fg + \sqrt{4R^2\omega^4 \sin^2 \lambda - 4R^2\omega^4 f \sin 2\lambda - 4R^2\omega^4 f^2 \sin^2 \lambda}}{2R\omega^2 \cos \lambda - 2g + 2R\omega^2 f \sin \lambda} + \frac{\sqrt{-4R^2\omega^4 + 4f^2 g^2 + 4g^2}}{2R\omega^2 \cos \lambda - 2g + 2R\omega^2 f \sin \lambda} \right) - \lambda. \quad (7)$$

Значения критического угла подъема частицы материала в зависимости от частоты вращения вала рабочего органа и угла отгиба лопасти для коэффициента трения $f = 0,5$ по результатам математического моделирования приведены на рисунке 4. Увеличение угла отгиба лопасти вначале способствует большему

поднятию материала, а затем при превышении оптимального значения угла отгиба угол подъема материала уменьшается. Увеличение радиуса и коэффициента трения также положительно влияют на угол поднятия частицы на лопасти из-за роста центробежных сил, прижимающих материал к лопасти.

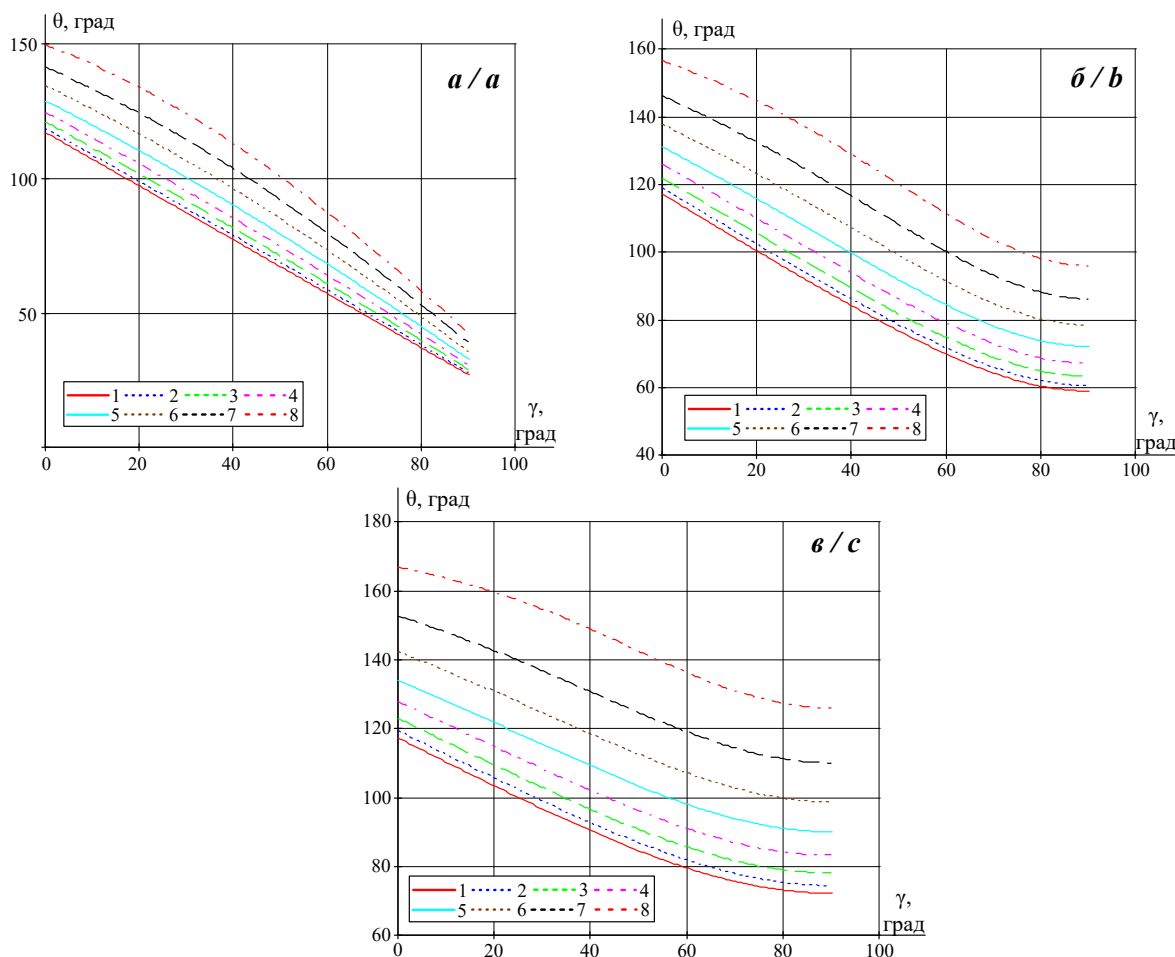


Рис. 4. Значения критического угла подъема частицы материала: a – частица на лопасти удалена от центра вращения вала на 85 мм; b – частица на лопасти удалена от центра вращения на 100 мм; c – частица на лопасти удалена от центра вращения на 120 мм; значения частот вращения вала: 1 – $n = 10 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 20 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n = 30 \text{ мин}^{-1}$; 4 – $n = 40 \text{ мин}^{-1}$; 5 – $n = 50 \text{ мин}^{-1}$; 6 – $n = 60 \text{ мин}^{-1}$; 7 – $n = 70 \text{ мин}^{-1}$; 8 – $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ /

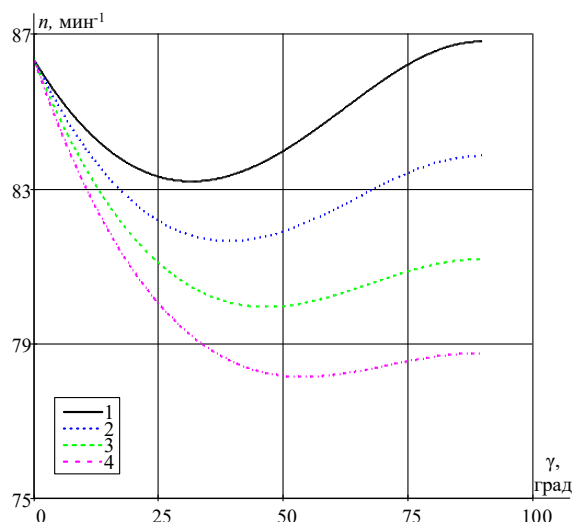
Fig. 4. Values of the critical angle of elevation of a material particle: a – the particle on the blade is 85 mm away from the center of rotation; b – the particle on the blade is 100 mm away from the center of rotation; c – the particle on the blade is 120 mm away from the center of rotation; rotation speed: 1 – $n = 10 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 20 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n = 30 \text{ мин}^{-1}$; 4 – $n = 40 \text{ мин}^{-1}$; 5 – $n = 50 \text{ мин}^{-1}$; 6 – $n = 60 \text{ мин}^{-1}$; 7 – $n = 70 \text{ мин}^{-1}$; 8 – $n = 80 \text{ мин}^{-1}$

Из уравнения (6) определим значения частот вращения вала ротора-погрузчика, при которых сход материала с лопасти невозможен

Откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R \cdot (f \cdot \sin(\lambda) + \cos(\lambda))}}$$

Значения частот вращения вала ротора-погрузчика, при которых сход материала с лопасти невозможен, для крайнего верхнего



С целью повышения эффективности работы горизонтального лопастного ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями следует в случае схода материала в вертикальном положении лопасти добиться падения частиц в зону

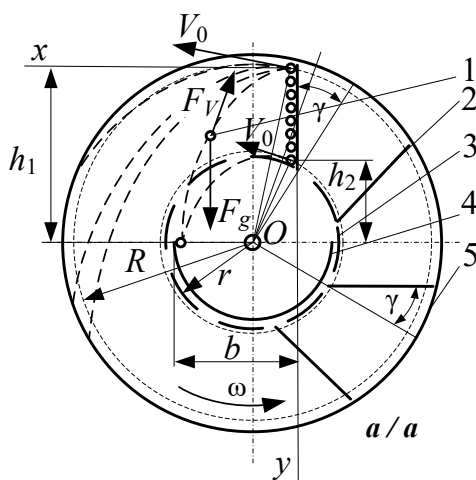


Рис. 6. Сход материала при вертикальном положении лопасти: а – поперечное сечение горизонтального лопастного погрузчика; б – сектор лопасти в вертикальном положении; 1 – частица материала на траектории падения; 2 – отогнутая лопасть погрузчика; 3 – вал шнекового рабочего органа; 4 – приемный лоток; 5 – наружный кожух лопастного ротора /

Fig. 6. Material flow when the blade is in a vertical position: а – cross-section of a horizontal blade loader; б – sector of the blade in a vertical position; 1 – particle of material on the falling trajectory; 2 – bent loader blade; 3 – shaft of the screw working body; 4 – receiving tray; 5 – outer casing of the blade rotor

при положении лопасти в верхнем вертикальном положении (угол $\theta + \lambda = 180^\circ$):

$$m \cdot g - m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (f \cdot \sin(\lambda) + \cos(\lambda)) = 0.$$

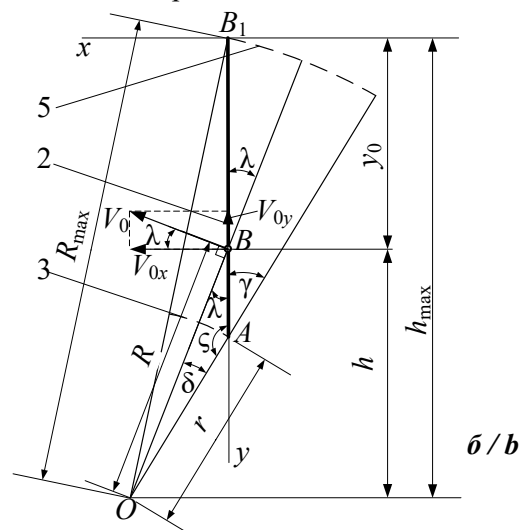
$$\text{или } n = \sqrt{\frac{900 \cdot g}{\pi^2 \cdot R \cdot (f \cdot \sin(\lambda) + \cos(\lambda))}}.$$

положения частицы на лопасти ($R = 0,12$ м) в зависимости от угла отгиба лопасти γ приведены на рисунке 5.

Рис. 5. Значения частот вращения вала, при которых сход материала с лопасти невозможен, для крайнего верхнего положения частицы на лопасти ($R = 0,12$ м) в зависимости от угла отгиба лопасти γ : 1 – коэффициент трения $f = 0,4$; 2 – коэффициент трения $f = 0,5$; 3 – коэффициент трения $f = 0,6$; 4 – коэффициент трения $f = 0,7$ /

Fig. 5. Values of shaft rotation frequencies at which the material can not flow off the blade, for the uppermost position of the particle on the blade ($R = 0.12$ m) depending on the blade bend angle γ : 1 – friction coefficient $f = 0.4$; 2 – friction coefficient $f = 0.5$; 3 – friction coefficient $f = 0.6$; 4 – friction coefficient $f = 0.7$

приемного лотка (зона ограничена шириной b на рис. 6). Рассмотрим два критических варианта: 1) частица на лопасти находится в крайнем верхнем положении; 2) частица на лопасти находится в крайнем нижнем положении.



Для описания движения частицы материала в полости барабана исследуем промежуточный вариант. В данном случае материал отделяется от лопасти в некотором среднем положении, ограниченным, с одной стороны, радиусом $r = 85$ мм, с другой – радиусом $R = 120$ мм со скоростью V_0 , направленной по касательной к окружности произвольного

радиуса, лежащего в диапазоне от r до R (рис. 6, б). Проведем координатные оси x, y , изобразим частицу и действующие на нее силы в произвольном положении (рис. 6): сила тяжести $F_g = m \cdot g$ и сила сопротивления воздуха $F_V = \mu \cdot V$, где μ – коэффициент сопротивления. Составим дифференциальные уравнения движения частицы в проекциях на оси x, y :

$$\begin{cases} m \frac{dV_x}{dt} = -F_{Vx}, \\ m \frac{dV_y}{dt} = F_g - F_{Vy}, \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} m \frac{dV_x}{dt} = -\mu \cdot V_x, \\ m \frac{dV_y}{dt} = F_g - \mu \cdot V_y, \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{cases} \frac{dV_x}{dt} = -\frac{\mu}{m} \cdot V_x, \\ \frac{dV_y}{dt} = g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y. \end{cases}$$

Разделим переменные и вычислим интегралы:

$$\begin{cases} \frac{dV_x}{V_x} = -\frac{\mu}{m} \cdot dt, \\ \frac{dV_y}{g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y} = dt. \end{cases} \quad \begin{cases} \int \frac{dV_x}{V_x} = -\frac{\mu}{m} \cdot \int dt, \\ \int \frac{dV_y}{\left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y\right)} = \int dt. \end{cases}$$

Получим:

$$\begin{cases} \ln V_x = -\frac{\mu}{m} \cdot t + C_1, \\ -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y \right) = t + C_2, \end{cases} \quad \begin{cases} \ln V_x = -\frac{\mu}{m} \cdot t + C_1, \\ -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y \right) = t + C_2. \end{cases} \quad (8)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определим, подставив начальные условия ($t_0 = 0$, $V_{0x} = V_0 \cos \lambda$, $V_{0y} = -V_0 \sin \lambda$) в уравнение (9). В свою очередь отметим, что начальная

скорость частицы определяется выражением $V_0 = \omega \cdot R = \pi \cdot n \cdot R / 30$, где $n = \text{const}$ – частота вращения вала рабочего органа. Таким образом, V_0 является величиной, не зависящей от времени.

$$\begin{cases} \ln V_{0x} = C_1, \\ -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) = C_2. \end{cases} \quad \text{Откуда} \quad \begin{cases} C_1 = \ln V_{0x}, \\ C_2 = -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right). \end{cases}$$

С учетом постоянных интегрирования система уравнений (9) примет вид:

$$\begin{cases} \ln V_x = -\frac{\mu}{m} \cdot t + \ln V_{0x}, \\ \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y \right) = -\frac{\mu}{m} \cdot t + \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right), \end{cases} \quad \begin{cases} \ln V_x - \ln V_{0x} = -\frac{\mu}{m} \cdot t, \\ \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y \right) - \ln \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) = -\frac{\mu}{m} \cdot t, \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ln \frac{V_x}{V_{0x}} = -\frac{\mu}{m} \cdot t, \\ \ln \left(\frac{g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y}{g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y}} \right) = -\frac{\mu}{m} \cdot t. \end{cases}$$

Откуда:

$$\begin{cases} \frac{V_x}{V_{0x}} = e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ \frac{g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y}{g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y}} = e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \end{cases} \quad \begin{cases} V_x = V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ g - \frac{\mu}{m} \cdot V_y = \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \end{cases} \quad \begin{cases} V_x = V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ -\frac{\mu}{m} \cdot V_y = -g + \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}. \end{cases}$$

Окончательно имеем:

$$\begin{cases} V_x = \frac{dx}{dt} = V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ V_y = \frac{dy}{dt} = \frac{m}{\mu} \cdot g - \frac{m}{\mu} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}. \end{cases} \quad (9)$$

Разделим переменные в системе уравнений (9) и проинтегрируем уравнения по времени:

$$\begin{cases} dx = V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} \cdot dt, \\ dy = \frac{m}{\mu} \cdot g \cdot dt - \frac{m}{\mu} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} \cdot dt. \end{cases} \quad \begin{cases} \int dx = V_{0x} \cdot \int e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} dt, \\ \int dy = \frac{m \cdot g}{\mu} \cdot \int dt - \frac{m}{\mu} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) \int e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} dt. \end{cases}$$

Откуда имеем:

$$\begin{cases} x = -\frac{m}{\mu} \cdot V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} + C_3, \\ y = \frac{m \cdot g}{\mu} \cdot t + \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} + C_4. \end{cases} \quad (10)$$

Постоянные интегрирования C_3 и C_4 определим, подставив начальные условия ($t_0 = 0$, $x_0 = 0$, $y_0 = h_{\max} - R \cdot \cos \lambda$, где $h_{\max} = AB_1 + r \cdot \cos \gamma$,

$AB_1 = r \cdot \cos \zeta + \sqrt{r^2 \cdot \cos^2 \zeta + R_{\max}^2 - r^2}$, $\zeta = 180 - \gamma$, $R_{\max} = 0,12$ м) в уравнение (10):

$$\begin{cases} x_0 = -\frac{m}{\mu} \cdot V_{0x} + C_3, \\ y_0 = \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) + C_4, \end{cases} \quad \begin{cases} C_3 = x_0 + \frac{m}{\mu} \cdot V_{0x}, \\ C_4 = y_0 - \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right). \end{cases}$$

С учетом постоянных интегрирования система уравнений (10) примет вид:

$$\begin{cases} x = -\frac{m}{\mu} \cdot V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} + \frac{m}{\mu} \cdot V_{0x} + x_0, \\ y = \frac{m \cdot g}{\mu} \cdot t + \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} - \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) + y_0. \end{cases} \quad (11)$$

Таким образом, получим систему уравнений, описывающую движение частицы мате-

риала в полости барабана при сходе частицы с вертикально расположенной лопасти:

$$\begin{cases} V_x = V_{0x} \cdot e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ V_y = \frac{m \cdot g}{\mu} - \frac{m}{\mu} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}, \\ x = \frac{m}{\mu} \cdot V_{0x} \cdot (1 - e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t}) + x_0, \\ y = \frac{m \cdot g}{\mu} \cdot t + \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g - \frac{\mu}{m} \cdot V_{0y} \right) \cdot (e^{-\frac{\mu}{m} \cdot t} - 1) + y_0. \end{cases} \quad (12)$$

Найдем величину угловой скорости ω (частоты вращения n) вала рабочего органа, обеспечивающую попадание частиц материала в зону приемного лотка. Для этого из третьего

уравнения системы (12) выразим параметр времени t , принимая во внимание, что $x_0 = 0$, $V_{0x} = V_0 \cos \lambda$:

$$t = -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mu \cdot (x - x_0)}{V_{0x} \cdot m} \right) = -\frac{m}{\mu} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mu}{m V_0 \cdot \cos \lambda} x \right). \quad (13)$$

Подставим (13) в четвертое уравнение системы (12) и, учитывая, что $V_{0y} = -V_0 \sin \lambda$, получим:

$$y = \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g + \frac{\mu}{m} \cdot V_0 \cdot \sin \lambda \right) \cdot \left(e^{\ln \left(1 - \frac{\mu}{m V_0 \cdot \cos \lambda} x \right)} - 1 \right) - \frac{m^2 \cdot g}{\mu^2} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mu}{m V_0 \cdot \cos \lambda} x \right) + y_0. \quad (14)$$

Выразим координаты x и y через размеры приемного лотка и текущего положения частицы на лопасти в момент ее отрыва:

$$\begin{cases} x = b = r + r \cdot \sin \gamma, \\ y = h = R \cdot \cos \lambda. \end{cases} \quad (15)$$

Подставив в (14) уравнение (15), выражение, определяющее начальную координату частицы по оси y ($y_0 = h_{\max} - R \cdot \cos \lambda$), и выражение начальной скорости частицы $V_0 = \omega \cdot R = \pi \cdot n \cdot R / 30$ (n – частота вращения вала рабочего органа) получим:

$$R \cdot \cos \lambda = \frac{m^2}{\mu^2} \cdot \left(g + \frac{\mu}{m} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot \sin \lambda \right) \cdot \left(e^{\ln \left(1 - \frac{\mu}{m \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot \cos \lambda} \cdot \frac{r + r \cdot \sin \gamma}{R \cdot \cos \lambda} \right)} - 1 \right) - \frac{m^2 \cdot g}{\mu^2} \cdot \ln \left(1 - \frac{\mu}{m \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot \cos \lambda} \cdot \frac{r + r \cdot \sin \gamma}{R \cdot \cos \lambda} \right) + h_{\max} - R \cdot \cos \lambda. \quad (16)$$

Уравнение (16) позволяет определить предельные значения частоты вращения барабана, при которых частицы, находящиеся на вертикально расположенной лопасти, попадают в зону приемного лотка. Зависимость критической частоты вращения барабана от

угла отгиба лопасти γ для крайнего верхнего положения частицы на лопасти ($R = 0,12$ м) приведена на рисунке 7. Зависимость размера зоны приема частицы от угла отгиба лопасти γ приведена на рисунке 8.

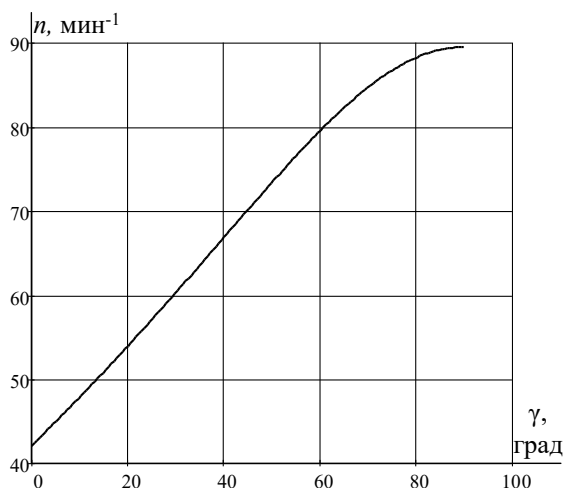


Рис. 7. Зависимость критической частоты вращения вала ротора-погрузчика от угла отгиба лопасти γ /

Fig. 7. Dependence of the critical rotation speed of the rotor shaft - loader on the blade bend angle γ

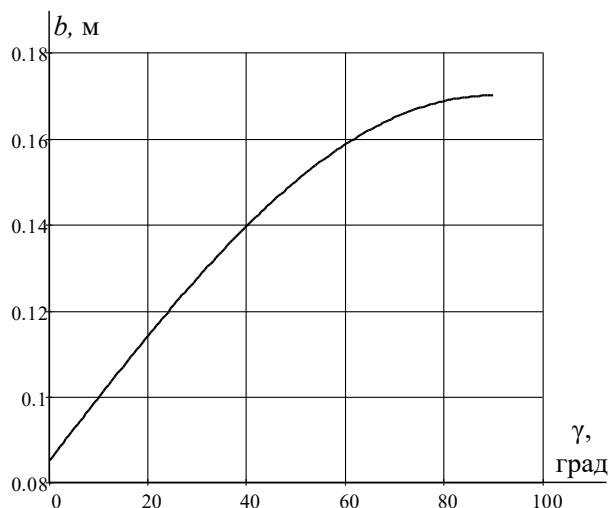


Рис. 8. Зависимость размера зоны приема частицы от угла отгиба лопасти γ /

Fig. 8. Dependence of the size of the particle reception zone on the blade bend angle γ

Выводы. Осуществленный силовой анализ выявил выражения, позволяющие проводить математическое моделирование и анализ работы элементов устройства. Выполненный численный анализ математическим пакетом Mathcad позволил установить критические (максимальные) значения частоты вращения ротора-погрузчика с отогнутыми лопастями на основе условия схода материала с лопасти и условия полета частиц с лопасти в приемный лоток. При этом частота ротора-погрузчика соответствует частоте шнеко-ленточного конвейера и определяется его потребной производительностью.

Исходя из условия попадания сходящих с лопасти частиц в приемный лоток, рост отгиба лопасти позволяет увеличивать допустимую частоту вращения ротора-погрузчика почти с линейной зависимостью, что сказывается на увеличении размеров зоны попадания частиц в приемный лоток.

Если при радиальных лопастях ограничением является попадание частиц в приемный лоток при критической частоте 43 мин^{-1} , то для

отгиба лопастей 30° – около 60 мин^{-1} , для отгиба лопастей 45° – около 70 мин^{-1} , для отгиба лопастей 60° – около 80 мин^{-1} . Дальнейший рост угла отгиба лопастей ограничивается условием схода материала с лопасти и определяется коэффициентом трения материала о лопасть.

Увеличение радиуса расположения частиц и частоты вращения ротора способствуют росту угла подъема частиц по наружному кожуху из-за усиления влияния центробежных сил. Наименьшие критические значения частоты вращения ротора-погрузчика из условия движения частиц по лопасти соответствуют углу отгиба лопасти $27\text{--}60^\circ$ и определяются коэффициентом трения материала – $83\text{--}78 \text{ мин}^{-1}$. С увеличением трения материала критические значения частоты вращения ротора из условия схода материала с лопасти незначительно уменьшаются, а угол отгиба для экстремума частоты вращения – увеличивается. Таким образом, наибольшая частота вращения ротора-погрузчика ограничена 78 мин^{-1} при угле отгиба лопасти порядка $30\text{--}60^\circ$, определяемом трением материала о лопасть.

Список литературы

1. Мачнев А. В., Мачнев В. А., Мачнева О. Ю., Быков А. В., Шилина В. Д., Черняев Д. О. Теоретическое обоснование трехлопастного ротационного питателя. Нива Поволжья. 2022;(2(62)):3002. DOI: <https://doi.org/10.36461/NP.2022.62.2.005> EDN: RMJIZI
2. Сысуев В. А., Савиных П. А., Казаков В. А., Сычугов Ю. В. Исследования и сравнительные испытания плющилки зерна с питающим устройством. Инженерные технологии и системы. 2022;32(2):207–221. DOI: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202202.207-221> EDN: JBBQQW
3. Авроров В. А., Мурашкина О. А., Сарафанкина Е. А. Определение величины прогиба оси ротора диспергатора численными методами. XXI век: Итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. 2022;11(2(58)):55–58. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48699701> EDN: XDOAQV
4. Савиных П. А., Турубанов Н. В. Влияние изменения технологических параметров смесителя комбикормов на показатели его работы. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2022;23(5):732–739. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2022.23.5.732-739> EDN: POGVXS
5. Козин А. Ю., Фомин С. Н., Кутлубаев И. М., Хозей А. Б. Моделирование движения минерального сырья в ускорителе центробежного типа. Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. 2015;(4):57–59. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23543482> EDN: TVFGJJ

6. Вайтехович П. Е. Определение условий самофутеровки лопастей ударно-центробежных мельниц. Труды БГТУ. Серия 2: Химические технологии, биотехнология, геоэкология. 2018;(2(211)):35–39.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36265359> EDN: YKWTVZ
7. Липанов А. М., Жиров Д. К. Математическое моделирование динамики движения частиц в установках по измельчению центробежно-ударного типа. Часть 1. Математическая модель. Химическая физика и мезоскопия. 2014;16(1):82–87. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=21362685> EDN: RZMMBH
8. Николаев В. Н., Ахметвалиев М. С., Литаш А. В. Установка для разделения пивной дробины на жидкую и густую фракции. Актуальные вопросы аграрной науки. 2018;(28):14–22.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=35780442> EDN: YCKBET
9. Жуков В. Г., Андреев Н. Р., Лукин Н. Д., Костенко В. Г. Совершенствование фильтрующих центрифуг для выделения крахмала из крахмалосодержащих суспензий. Достижения науки и техники АПК. 2014;(12):60–62.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=22776137> EDN: TEKRCR
10. Ведищев С. М., Прохоров А. В., Хольшев Н. В., Выгузов М. Е., Ложкина Е. Б., Ноздрин А. О., Конев А. Ю., Ковалева Т. М., Неверова С. Ю. Смеситель сыпучих кормов: пат. №2804750 Российская Федерация. №2022129557: заяв. 15.11.2022; опубл. 04.10.2023. Бюл. №28. 14 с. Режим доступа: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
11. Лачуга Ю. Ф., Ибятков Р. И., Зиганшин Б. Г., Шогенов Ю. Х., Дмитриев А. В. Моделирование траектории движения зерна по рабочим органам пневмомеханического шелушителя. Российская сельскохозяйственная наука. 2020;(4):73–76. DOI: <https://doi.org/10.31857/S2500262720040171> EDN: XBWRVE
12. Жиров Д. К., Королева М. Р. Математическое исследование движения сыпучих материалов в ударно-отражательном измельчителе. Химическая физика и мезоскопия. 2016;18(3):361–369.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27165641> EDN: WWMCP
13. Лежава А. Г., Барсуков В. Г. Метод расчетной верхней оценки диапазона скоростей движения дисперсных частиц в центробежных ускорителях. Вестник Гродненского государственного университета имени Янки Купалы. Серия 6. Техника. 2021;11(1):97–107. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=45538893> EDN: UTOXZQ
14. Каримов Р. Ф., Кузьмин В. А. Численное моделирование гидродинамики потока лабораторного турбодетандера. Вестник молодого ученого УГНТУ. 2022;(2(18)):76–80.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=49914544> EDN: SAWNSI
15. Зайцев В. Ю., Фудин К. П., Коновалов В. В., Донцова М. В., Петрова С. С. Моделирование движения частицы по лопастям горизонтального ротора. Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. 2022;(3):21–32. DOI: https://doi.org/10.55471/19973225_2022_7_3_21 EDN: UWWUHP
16. Фудин К. П., Терюшков В. П., Чупшев А. В., Коновалов В. В. Влияние угла установки барабана смесителя на качество смеси. Наука в центральной России. 2020;(3(45)):12–19.
Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=43079690> EDN: PBNASY
17. Коновалов В. В., Зайцев В. Ю., Дмитриев Н. В., Чупшев А. В., Терюшков В. П. Аналитическое определение параметров движения материала по наклонным лопастям барабанного смесителя. XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. 2016;(5(33)):34–42. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29100814> EDN: YMVDKT

References

1. Machnev A. V., Machnev V. A., Machneva O. Yu., Bykov A. V., Shi-lina V. D., Chernyaev D. O. Theoretical substantiation of three-blade rotary feeder. *Niva Povolzh'ya = Volga Region Farmland*. 2022;(2(62)):3002. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.36461/NP.2022.62.2.005>
2. Sysuev V. A., Savinykh P. A., Kazakov V. A., Sychugov Yu. V. Research and comparative testing of a grain flattener with a feeding device. *Inzhenernye tekhnologii i sistemy = Engineering Technologies and Systems*. 2022;32(2):207–221. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202202.207-221>
3. Avrorov V. A., Murashkina O. A., Sarafankina E. A. Determination of the deflection value of the rotor axis of a high-speed dispersant by numerical methods. *XXI vek: Itogi proshlogo i problemy nastoyashchego plyus = XXI Century: Resumes of the Past and Challenges of the Present plus*. 2022;11(2(58)):55–58. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=48699701>
4. Savinykh P. A., Turubanov N. V. The influence of changes in the technological parameters of the feed mixer on its performance. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka = Agricultural Science Euro-North-East*. 2022;23(5):732–739. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2022.23.5.732-739>
5. Kozin A. Yu., Fomin S. N., Kutlubaev I. M., Khozey A. B. The motion simulation of a mineral raw in the accelerator of a centrifugal type. *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V. G. Shukhova = The Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2015;(4):57–59. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23543482>
6. Vaytekhovich P. E. The determination of the conditions of self-lining of the blades of the centrifugal mills. *Trudy BGTU. Seriya 2: Khimicheskie tekhnologii, biotekhnologiya, geoekologiya*. 2018;(2(211)):35–39. (In Belarus). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36265359>
7. Lipanov A. M., Zhiron D. K. Modeling particles dynamic motion on centrifugal shock mill blades. Part 1. Mathematical model. *Khimicheskaya fizika i mezoskopiya*. 2014;16(1):82–87. (In Russ.) URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=21362685>
8. Nikolaev V. N., Akhmetvaliev M. S., Litash A. V. A device for separation of brewer's draff in a liquid and thick fraction. *Aktual'nye voprosy agrarnoy nauki*. 2018;(28):14–22. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=35780442>

9. Zhukov V. G., Andreev N. R., Lukin N. D., Kostenko V. G. Improving filtering centrifuges to extract starch grains from starch containing slurries. *Dostizheniya nauki i tekhniki APK* = Achievements of Science and Technology of AICis. 2014;(12):60–62. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=22776137>
10. Vedishchev S. M., Prokhorov A. V., Khol'shev N. V., Vyguzov M. E., Lozhkina E. B., Nozdrina A. O., Konev A. Yu., Kovaleva T. M., Neverova S. Yu. Bulk Feed Mixer: Patent RF, no. 2804750. 2023. URL: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
11. Lachuga Yu. F., Ibyatov R. I., Ziganshin B. G., Shogenov Yu. Kh., Dmitriev A. V. Modeling of grain motion trajectory by working elements of pneumomechanical peeling machine. *Rossiyskaya sel'skokhozyaystvennaya nauka*. 2020;(4):73–76. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.31857/S2500262720040171>
12. Zhirov D. K., Koroleva M. R. Mathematical investigation of granular material movement at the impact mill. *Khimicheskaya fizika i mezoskopiya*. 2016;18(3):361–369. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27165641>
13. Lezhava A. G., Barsukov V. G. Method for calculating the upper velocity range of dispersed particles in centrifugal accelerators. *Vestnik Grodnenskogo gosudarstvennogo universiteta imeni Yanki Kupaly. Seriya 6. Tekhnika* = Vesnik of Yanka Kupala State University of Grodno. Series 6. Engineering Science. 2021;11(1):97–107. (In Belarus). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=45538893>
14. Karimov R. F., Kuzmin V. A. Numerical simulation of flow dynamics laboratory turbo expander. *Vestnik molodogo uchenogo UGNTU*. 2022;(2(18)):76–80. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=49914544>
15. Zaytsev V. Yu., Fudin K. P., Kononov V. V., Dontsova M. V., Petrova S. S. Simulation of particle motion along the blades of a horizontal rotor. *Izvestiya Samarskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii* = Bulletin Samara State Agricultural Academy. 2022;(3):21–32. (In Russ.). DOI: https://doi.org/10.55471/19973225_2022_7_3_21
16. Fudin K. P., Teryushkov V. P., Chupshv A. V., Kononov V. V. Equipment for laboratory research of working organs of garden sprayers. *Nauka v tsentral'noy Rossii* = Science in Central Russia. 2020;(3(45)):12–19. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=43079690>
17. Kononov V. V., Zaytsev V. Yu., Dmitriev N. V., Chupshv A. V., Teryushkov V. P. Analytical parameters determination on motion of material inclined blades drum mixers. *XXI vek: itogi proshlogo i problemy nastoyashchego plyus* = XXI Century: Resumes of the Past and Challenges of the Present plus. 2016;(5(33)):34–42. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29100814>

Сведения об авторах

Ковалева Татьяна Михайловна, аспирант, ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», ул. Советская, д.106/5, помещение 2, г. Тамбов, Российская Федерация, 392000, e-mail: tstu@admin.tstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-0017-3786>

Ведищев Сергей Михайлович, доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Агроинженерия», ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», ул. Советская, д.106/5, помещение 2, г. Тамбов, Российская Федерация, 392000, e-mail: tstu@admin.tstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3759-9809>

Зайцев Владимир Юрьевич, кандидат техн. наук, доцент, кафедра «Технология машиностроения», ФГБОУ ВО «Пензенский государственный технологический университет», ул. Байдукова проезд/Гагарина ул, д. 1а/11, г. Пенза, Пензенская область, Российская Федерация, 440039, e-mail: rector@penzgtu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6230-0856>, e-mail: vluzai@gmail.com

Кононов Владимир Викторович, доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Пензенский государственный технологический университет», ул. Байдукова проезд/Гагарина ул, д. 1а/11, г. Пенза, Пензенская область, Российская Федерация, 440039, e-mail: rector@penzgtu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5011-5354>

Information about the authors

Tatyana M. Kovaleva, postgraduate, Tambov State Technical University, st. Sovetskaya, 106/5, room 2, Tambov, Russian Federation, 392000, e-mail: tstu@admin.tstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-0017-3786>

Sergey M. Vedishchev, DSc in Engineering, professor, Head of the Department of Agroengineering, Tambov State Technical University, st. Sovetskaya, 106/5, room 2, Tambov, Russian Federation, 392000, e-mail: tstu@admin.tstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3759-9809>

✉ **Vladimir Yu. Zaitsev**, PhD in Engineering, associate professor, the Department of Mechanical Engineering Technology, Penza State Technological University, st. Baidukova proezd/Gagarina st., 1a/11, Penza, Penza region, Russian Federation, 440039, e-mail: rector@penzgtu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6230-0856>, e-mail: vluzai@gmail.com

Vladimir V. Kononov, DSc in Engineering, professor, Penza State Technological University, st. Baidukova proezd/Gagarina st., 1a/11, Penza, Penza region, Russian Federation, 440039, e-mail: rector@penzgtu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5011-5354>

✉ – Для контактов / Corresponding author