

2. **Novikov Alexey Mikhailovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, Chuvash State Agrarian University, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29, e-mail: novam1@mail.ru, tel. 8-952-025-90-34;

3. **Smirnov Anatoly Germanovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agrarian University, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29, e-mail: stts@ltnta.ru, tel. 8-927-847-79-49;

4. **Gavrilov Vladislav Nikolaevich**, Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, Chuvash State Agrarian University, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29, email: gavrilov-vlad21@yandex.ru, tel. 8-937-374-21-56.

УДК 631.22.014:636.084.7

DOI:

РАЗРАБОТКА РАЗРАВНИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С ЭКСЦЕНТРИКОВЫМ ПРИВОДОМ К РАЗДАТЧИКУ КОРМОВ

А. П. Петров

*Чувашский государственный аграрный университет
428003, Чебоксары, Российская Федерация*

Аннотация. Предложен кормораздатчик, бункерного типа, в котором кормовая масса находится в неподвижном состоянии, а кормоотделяющий рабочий орган с ленточным транспортёром установлены на подвижной тележке и перемещаются к неподвижной кормовой массе по верхней кромке бункера, отделяют порции корма от основной массы и дозированно выдают их животным. При таком расположении кормоотделяющего рабочего органа снижается энергоёмкость раздачи кормов, в связи с возникновением горизонтальной составляющей силы реакции порции корма на отделение её от бурта, что способствует перемещению их вдоль бункера по верхнему его краю по мере опорожнения бункера. В бункере кормораздатчика установлено разравнивающее устройство, выполненное в виде L-образного элемента и связанного с эксцентриковым приводом, состоящим из вала с двумя опорными подшипниками качения. На одном конце вала установлен эксцентриковый диск, прижатый к прижимному диску, на котором с некоторым смещением от его оси прикреплен палец, связывающий прижимной диск с вибрационным разравнивающим механизмом. Изменение амплитуды колебания вибрационного механизма осуществляется перемещением эксцентрикового диска относительно пальца, что вызывает изменение хода шатуна и амплитуды колебания L-образного элемента в пределах от нуля до определенного значения. Благодаря применению предложенного эксцентрикового устройства механизма привода L-образного элемента, можно подобрать оптимальное значение амплитуды и частоты колебания для любого вида кормового материала. Тем самым можно выбрать оптимальное значение интенсивности вибрационного воздействия, при котором происходит наилучшее выравнивание поверхности и насыпной плотности кормового бурта в бункере кормораздатчика, а также можно получить аналитические зависимости, позволяющие рассчитать основные кинематические параметры и геометрические положения отдельных элементов вибрационного разравнивающего устройства.

Ключевые слова: бункер; счесывающий транспортер; вибрационное разравнивающее устройство; L-образный элемент; эксцентриковое устройство; амплитуда колебания; кривошип; шатун; коромысло (вертикальная полка разравнивающего устройства); замкнутый векторный треугольник.

Введение. Существующие мобильные кормораздатчики в процессе раздачи корма перемещают весь кормовой бурт, находящийся в бункере, к рабочим органам, выполненным в виде битеров или счесывающих транспортеров, которые служат для отделения порций корма от монолита. Это связано с большими затратами энергии, а в заключительной стадии раздачи корма в кормушки оставшийся кормовой бурт разрушается, что приводит к резкому снижению нормы выдачи корма.

При снижении высоты кормового бурта в бункере резко снижается норма выдачи, кроме того, она в большей мере зависит и от равномерного распределения насыпной плотности.

Для устранения вышеизложенных недостатков предлагаем кормораздатчик, конструктивно-технологическую схему которого изменили таким образом, чтобы кормовая масса в бункере была неподвижной, а рабочие органы кормоотделяющего устройства с выгрузным механизмом перемещались бы навстречу кормовой массе, то обрушивание корма в заключительный период работы будет несущественным, снижается и энергоёмкость раздачи кормов за счет того, что наклонно расположенный кормовыдающий орган в виде счесывающего транспортера становится активным, т.е. горизонтальная составляющая силы реакции на отделение порции корма от кормового бурта будет способствовать перемещению рабочих органов вдоль бункера. Кроме того, кормораздатчик снабжен разравнивающим механизмом, выполненным в виде L-образного элемента, размещенным в бункере и связанным с приводом в виде эксцентрикового устройства [3], [4], [5], [6].

Общий вид этого кормораздатчика представлен на рис. 1, а конструктивно-технологическая схема такого кормораздатчика включает раму 1 с ходовой частью, на которой установлен бункер 2, с наклонно установленным активным транспортерным кормоотделителем 3, прикрепленным к подвижной тележке 4, которая перемещается по направляющим 5 вдоль бункера. На этой же тележке установлен поперек бункеру выгрузной ленточный транспортер 6. Кроме того, в бункере 2 установлен разравнивающий механизм, с эксцентриковым устройством 7 и двумя колеблющимися плитами 8. Передвижение тележки 4 вдоль бункера осуществляется через цепочно-тросовую тягу 9, а по концам направляющих 5 установлены конечные выключатели 10 для остановки электродвигателя привода тележки при достижении ее крайних положений. (Рис. 2).

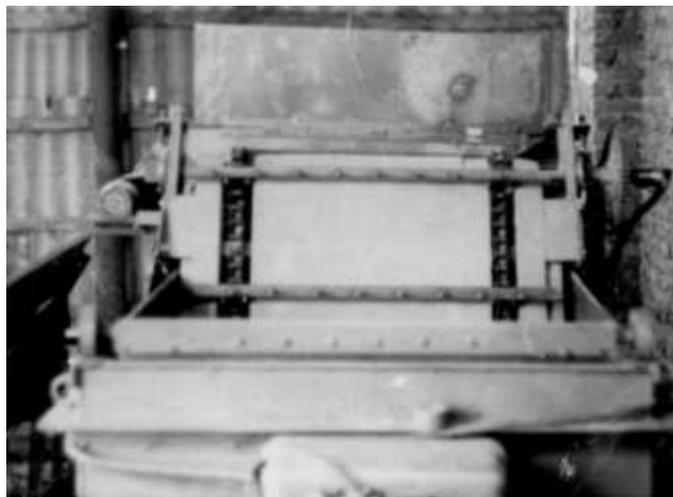


Рис. 1. Общий вид бункерного кормораздатчика с активным счесывающим транспортером

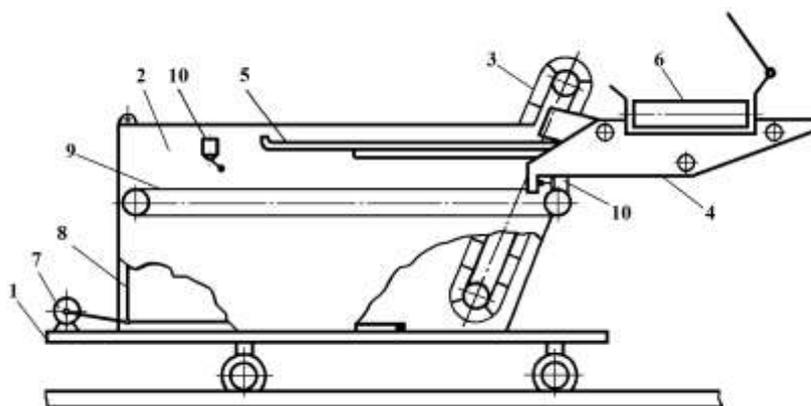


Рис. 2. Конструктивно-технологическая схема кормораздатчика с активным счесывающим транспортером:
1- рама; 2- бункер; 3- активный счесывающий транспортер; 4- подвижная тележка; 5- направляющая бункера; 6- ленточный транспортер; 7- эксцентриковое устройство; 8- подвижная плита; 9- цепочно-тросовая тяга; 10- конечный выключатель.

Цель и задачи исследования. Целью исследования является обеспечение регулирования интенсивности вибрационного воздействия на кормовой материал путем плавного изменения амплитуды колебания эксцентрикового устройства вибрационного механизма.

Для достижения обозначенной цели поставлены следующие задачи:

- предложить новую конструкцию эксцентрикового устройства вибрационного механизма;
- получить аналитические зависимости для расчета основных кинематических параметров и геометрических положений отдельных элементов вибрационного разравнивающего устройства.

Материалы и методы исследования. Предлагаемое эксцентриковое устройство 7 (Рис. 3) состоит из вала 11 с двумя опорными подшипниками качения 12 и 13. На одном конце вала при помощи шпоночного соединения установлен эксцентриковый диск 14 и зафиксирован стопорным кольцом 15. Эксцентриковый диск 14 прижат к прижимному диску 16 при помощи кольца 17 болтами 18. На прижимном диске 16, с некоторым смещением от его оси, прикреплен палец 19, который связывает прижимной диск с вибрационным механизмом через подшипник 20, с корпусом 21 и шатун 22. Корпус 21 зафиксирован на пальце 19 стопорным кольцом 23

от осевого перемещения. Вал 11 приводится во вращательное движение от электродвигателя через клиноременный вариатор (на рисунке не показан) [1].

Изменение амплитуды колебания вибрационного механизма осуществляется следующим образом: ослабляя болты 18, перемещают эксцентриковый диск 14 относительно пальца 19, и тем самым происходит изменение смещения оси пальца относительно оси вала, что вызывает изменение хода шатуна и амплитуды колебания, причем максимальная амплитуда колебания равна:

$$A_{\max} = E + B \quad (1)$$

где E – смещение оси эксцентрикового диска от оси вала, мм; B – смещение оси пальца от оси прижимного диска, мм, а минимальная амплитуда равна:

$$A_{\min} = B - E \quad (2)$$

При условии $E = B$, то $A_{\min} = 0$, т. е. колебания вибрационного механизма не будет. Общий вид эксцентрикового устройства представлен на рис. 4.

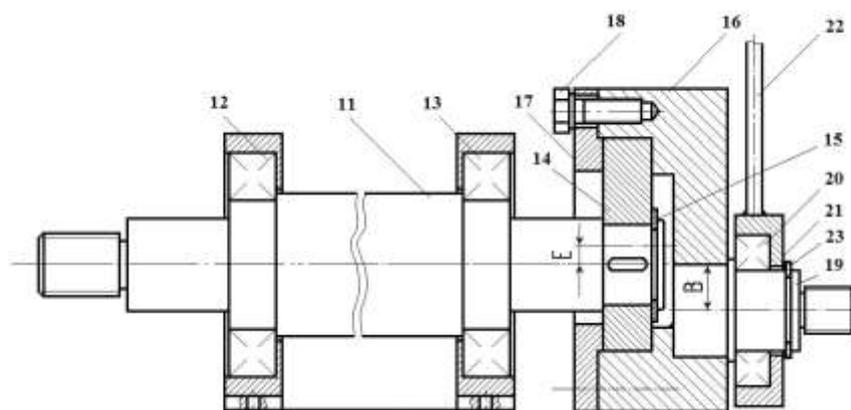


Рис. 3. Эксцентриковое устройство:

11 – вал; 12, 13, 20 – подшипники качения; 14 – эксцентриковый диск; 15, 23 – стопорное кольцо; 16 – прижимной диск; 17 – кольцо; 18 – болт; 19 – палец; 21 – корпус; 22 – шатун.



Рис. 4. Общий вид эксцентрикового устройства

Результаты исследования и их обсуждение. Представим геометрический контур вибрационного разравнивающего устройства в виде замкнутого векторного многоугольника (рис.5), образованного векторами ℓ , a , f , r , b .

Выберем прямоугольную систему координат XOY таким образом, что ось X направлена параллельно вектору a с началом в точке O . Углы φ , α , θ , соответственно вращения кривошипа r , шатуна b , коромысла (вертикальной полки разравнивающего устройства) ℓ отсчитывают от осей x , x_1 , x_2 , параллельных между собой. Проецируя указанные выше векторы на координатные оси x и y , запишем:

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi + b \cos \alpha + \ell \cos \theta - a &= 0 \\ r \sin \varphi + b \sin \alpha + \ell \sin \theta + f &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Переносим в правую часть обоих уравнений члены, содержащие угол α :

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi + \ell \cos \theta &= -b \cos \alpha \\ r \sin \varphi + \ell \sin \theta &= -b \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Возводим обе части обоих уравнений в квадрат и результат сложим:

$$\cos \theta (2r \ell \cos \varphi - 2\ell a) + \sin \theta (2r \ell \sin \varphi + 2\ell f) +$$

$$+ 2r f \sin \varphi - 2r a \cos \varphi + r^2 + a^2 + f^2 + l^2 - b^2 = 0 \quad (5)$$

При этом получим уравнение вида $F(\varphi, \theta)$, связывающее в неявном виде угол поворота кривошипа φ и угол качения коромысла θ :

$$\begin{aligned} 2r l \cos \varphi - 2l a = A \quad 2r l \sin \varphi + 2l f = B \\ a^2 + f^2 + l^2 - b^2 - 2r(a \cos \varphi - f \sin \varphi) = C \end{aligned} \quad (6)$$

тогда получим уравнение вида:

$$F(\varphi, \theta) = A \cos \theta + B \sin \theta + C = 0 \quad (7)$$

Отсюда, задавая значение φ , можем находить угол качения коромысла θ :

$$\theta = \pi + \arcsin[(BC - A \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (A^2 + B^2)] \quad (8)$$

Для определения передаточных функций [2] достаточно выражение (7) последовательно дифференцировать по φ :

$$\partial \theta / \partial \varphi = (\partial \theta / \partial t) / (\partial \varphi / \partial t) = \omega_1 / \omega = (\partial F / \partial \varphi) / (\partial F / \partial \theta) \quad (9)$$

где ω_1 – угловая скорость коромысла, c^{-1} ; ω – угловая скорость кривошипа, c^{-1} ; $\partial F / \partial \varphi$ и $\partial F / \partial \theta$ – частные производные по φ и по θ , которые имеют вид:

$$\partial F / \partial \varphi = 2l r \sin \theta \cos \varphi - 2l r \cos \theta \sin \varphi + 2r a \sin \varphi + 2r f \cos \varphi \quad (10)$$

$$\partial F / \partial \theta = -2l r \sin \theta \cos \varphi + 2l r \cos \theta \sin \varphi + 2r f \cos \varphi + 2r a \sin \varphi \quad (11)$$

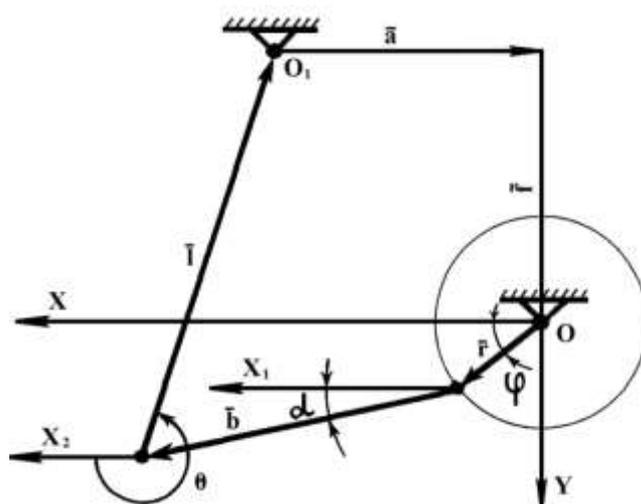


Рис. 5. Определение функции положения звеньев механизма вибрационного разравнивающего устройства

Если известна угловая скорость кривошипа ω , то угловая скорость коромысла ω_1 выражается:

$$\omega_1 = -\omega [(2l r \sin \theta \cos \varphi - 2l r \cos \theta \sin \varphi + 2r a \sin \varphi + 2r f \cos \varphi) / (-2l r \sin \theta \cos \varphi + 2r f \cos \varphi + 2l r \sin \varphi \cos \theta + 2r a \sin \varphi)] \quad (12)$$

Угловое ускорение ε_1 коромысла равно

$$\varepsilon_1 = \omega [(d^2 \theta) / (d\varphi^2)] = \omega^2 [(2(d^2 F / \partial \varphi \partial \theta) (\partial F / \partial \varphi) (\partial F / \partial \theta) - (\partial^2 F / (\partial \varphi)^2) \times ((\partial F / \partial \theta)^2) - (\partial^2 F / \partial \theta^2) (\partial F / \partial \varphi)^2] / (\partial F / \partial \theta)^3 \quad (13)$$

где $d^2 F / \partial \varphi^2$ и $\partial^2 F / \partial \theta^2$ – вторые частные производные, которые имеют следующий вид:

$$d^2 F / \partial \varphi^2 = 2r [-l \cos(\theta - \varphi) - f \sin \varphi + a \sin \varphi] \quad (14)$$

$$d^2 F / \partial \theta^2 = 2l [-r \cos(\theta - \varphi) + a \cos \theta - f \sin \theta] \quad (15)$$

Для определения геометрических положений вибрационного разравнивающего устройства воспользуемся схемой, представленной на рис. 6. На этой схеме показаны мёртвые положения механизма, при котором точки $A_1O_1B_1$ и $B_2A_2O_2$ лежат в одной плоскости, т.е. кривошип является как бы продолжением шатуна (внешнее мёртвое положение), или они накладываются друг на друга (внутреннее мёртвое положение). Мёртвым положениям коромысла O_2B соответствуют углы φ_1 и φ_2 , которые отыскиваются как максимум и минимум угла φ , определяемого уравнением (7). Для этого частные производные $\partial \theta / \partial \varphi$ приравниваем к нулю.

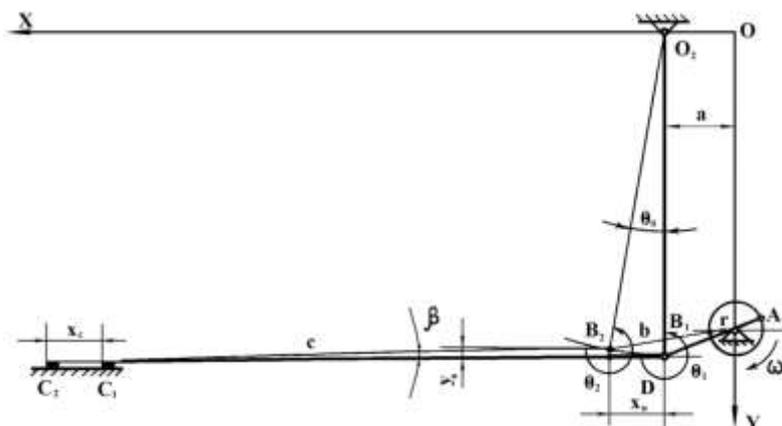


Рис. 6. Кинематическая схема разравнивающего устройства.

$$\frac{\partial \theta}{\partial \varphi} = -(\partial F / \partial \varphi) / (\partial F / \partial \theta) = 0 \quad (16)$$

С учётом выражений (10) и (11) и учитывая, что при конечных размерах механизма знаменатель выражения (16) не может равняться нулю, получаем:

$$-(2\ell r \cos \theta + 2\ell a) \sin \varphi + (2\ell r + 2\ell f) \cos \varphi = 0 \quad (17)$$

Разделив все члены выражения (17) на $\cos \varphi$ получим:

$$(2\ell r \cos \theta - 2\ell a) \operatorname{tg} \varphi = 2\ell (r + f) \quad (18)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = (r + f) / (r \cos \theta - a) \quad (19)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = (r + f) / (r \cos \theta_1 - a) \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = (r + f) / (r \cos \theta_2 - a) \quad (21)$$

Для определения угла качения коромысла θ_0 воспользуемся теоремой косинусов [7].

$$b^2 = \ell^2 + a^2 + f^2 - 2\ell \sqrt{(a^2 + f^2) \cos \theta_4} \quad (22)$$

$$\cos \theta_4 = (\ell^2 + a^2 + f^2 - b^2) / (2\ell \sqrt{a^2 + f^2}) \quad (23)$$

$$(b + r)^2 = \ell^2 + a^2 + f^2 - 2\ell \sqrt{(a^2 + f^2) \cos \theta_3} \quad (24)$$

$$\cos \theta_3 = [\ell^2 + a^2 + f^2 - (b + r)^2] / (2\ell \sqrt{a^2 + f^2}) \quad (25)$$

Обозначим:

$$\ell^2 + a^2 + f^2 - b^2 = A1; \quad 2\ell \sqrt{a^2 + f^2} = B1;$$

$$\ell^2 + a^2 + f^2 - (b + r)^2 = C1$$

тогда получим:

$$\cos \theta_4 = A1/B1; \quad \cos \theta_3 = C1/B1$$

$$\cos \theta_0 = \cos(\theta_3 - \theta_4) = \cos \theta_3 \cos \theta_4 + \sin \theta_3 \sin \theta_4 = C1/B1 \cdot A1/B1 + \sqrt{1 - C1^2/B1^2} \cdot \sqrt{1 - A1^2/B1^2} = (A1C1)/B1^2 + \sqrt{[(B1^2 - C1^2)(B1^2 - A1^2)]/B1^2}$$

Отсюда:

$$\theta = \arccos \left[\frac{(A1C1)/B1^2 + \sqrt{(B1^2 - C1^2)(B1^2 - A1^2)}}{1/B1^2} \right] \quad (26)$$

Максимальное горизонтальное перемещение точки В коромысла O_2B определяется

$$x_B = \ell \sin \theta_0 \quad (27)$$

Максимальное вертикальное перемещение определим, рассмотрев два треугольника B_1B_2D и $B_1B_2O_2$, где

$$(B_1B_2)^2 = x^2 + y^2$$

но с другой стороны

$$\sin(\theta_0/2) = (B_1B_2/2)/\ell; \quad B_1B_2 = 2\ell \sin(\theta_0/2)$$

откуда

$$y_B = \sqrt{2\ell^2 \sin^2(\theta_0/2) - \ell^2 \sin^2 \theta_0} = \sqrt{2\ell^2(1 - \cos \theta_0) - \ell^2 \sin^2 \theta_0} = \ell \sqrt{2(1 - \cos \theta_0) - \sin^2 \theta_0} \quad (28)$$

Результирующее перемещение точки будет равно:

$$A = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} = \sqrt{\ell^2 \sin^2 \theta_0 + \ell^2 [2(1 - \cos \theta_0) - \sin^2 \theta_0]} = \ell \sqrt{\sin^2 \theta_0 + 2 - 2 \cos \theta_0 - \sin^2 \theta_0} = \ell \sqrt{2(1 - \cos \theta_0)} \quad (29)$$

Максимальный угол качения горизонтальной полки определим из следующих выражений:

$$\sin\beta = yв/c = \ell \sqrt{2(1 - \cos\theta_0 - \sin^2\theta_0)}/c \quad (30)$$

$$\beta = \arcsin[\ell \sqrt{2(1 - \cos\theta_0 - \sin^2\theta_0)}/c] \quad (31)$$

Горизонтальное перемещение точки С определяем:

$$xc = C2D - C1D; C1D = c - xv = c - \ell \sin\theta_0$$

$$C2D = \sqrt{c^2 - yв^2} = \sqrt{c^2 - \ell^2[2(1 - \cos\theta_0) - \sin^2\theta_0]} \quad (32)$$

$$xc = \sqrt{c^2 - \ell^2[2(1 - \cos\theta_0) - \sin^2\theta_0]} - c + \ell \sin\theta_0$$

Как видно из выражений (28) и (32), горизонтальное перемещение точек В и С вибрирующей горизонтальной полки имеет не одинаковое значение. Это связано с тем, что точка В участвует в сложном движении, в поступательном и вращательном, а точка С – только поступательном.

Расчёты производили циклами, организованными по углу поворота кривошипа φ с шагом в 1 градус, по угловой скорости ω с шагом 6,3 с⁻¹ и по эксцентриситету r с шагом 3 мм. Значение φ , ω , r изменялись соответственно в пределах 0...360°, 23,0...60,8 с⁻¹, 18...30 мм. Длина звеньев О2В, С1В1 и В1А определены конструктивно. Полученные данные позволили построить зависимости (рис. 7), характеризующие закономерности изменения ω_1 и ε_1 в зависимости от ωt . Графики зависимости $\omega_1 = f(\omega t)$ и $\varepsilon_1 = f'(\omega t)$ близки к гармоническому закону.

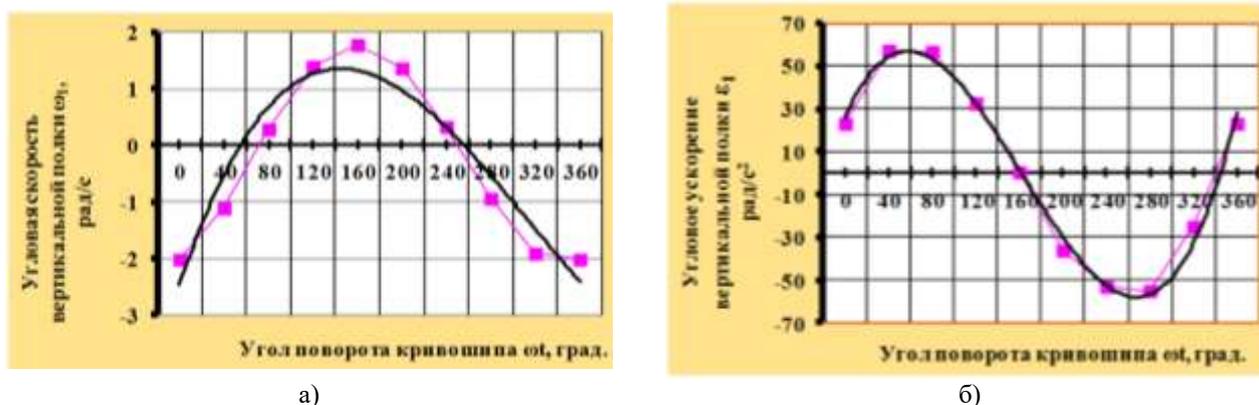


Рис. 7. Зависимости угловой скорости (а) и углового ускорения (б) вертикальной полки от угла поворота кривошипа.

Выводы. 1. Таким образом, благодаря применению предложенного эксцентрикового устройства механизма привода L-образного элемента, можно подбирать для любого вида кормового материала оптимальное значение амплитуды колебания, тем самым и интенсивности вибрационного воздействия, при котором происходит наилучшее выравнивание свободной поверхности и насыпной плотности кормового бурта в бункере кормораздатчика.

2. Полученные аналитические зависимости (8), (12), (13), (26), (29) и (32) позволяют рассчитать основные кинематические параметры и геометрические положения отдельных элементов вибрационного разравнивающего устройства при его проектировании.

Литература

1. Патент № 2712522 Российская Федерация А01К5/00 Кормораздатчик: заявл.: 06.09.2019, опублик.: 20.01.2020 / Петров А. П. – 3 с.
2. Вульфсон, И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И. И. Вульфсон. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1976. – 328 с.: ил.
3. Гик, Л. Д. Изменение вибрации / Л. Д. Гик. – Новосибирск, Наука, 1972. – 291 с.: ил.
4. Гончаревич, И. Ф. Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике / И. Ф. Гончаревич. – Москва : Наука, 1986. – 209 с.: ил.
5. Горелик, Г. С. Колебания и волны / Г. С. Горелик. – Москва : Наука, Физико-математическая литература, 1959. – 426 с.: ил.
6. Диментберг, Ф. М. Вибрация в технике и человек / Ф. М. Диментберг. – Москва : Знание, 1987. – 160 с.: ил.
7. Погорелов, А. В. Элементарная геометрия / А. В. Погорелов. – Москва : Наука, 1977. – 256 с.: ил.

Сведения об авторе

Петров Аверкий Петрович, кандидат технических наук, доцент кафедры механизации, электрификации и автоматизации сельскохозяйственного производства, Чувашский государственный аграрный университет, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29, e-mail: averkij@yandex.ru, тел. 8-960-309-30-07.

DEVELOPMENT OF LEVELING DEVICE WITH ECCENTRIC DRIVE TO FEED DISTRIBUTOR**A. P. Petrov**

*Chuvash State Agrarian University
428003, Cheboksary, Russian Federation*

Brief abstract. A feed dispenser is proposed, of a hopper type, in which the feed mass is in a stationary state, and the feed separating working body with a belt conveyor is installed on a movable trolley and moves to the stationary feed mass along the upper edge of the hopper, separates portions of the feed from the main mass and doses them out to animals. With such an arrangement of the feed separating working body, the energy intensity of feed distribution is reduced due to the occurrence of a horizontal component of the reaction force of a portion of feed to separate it from the shoulder, which contributes to their movement along the hopper along its upper edge as the hopper is emptied. A leveling device is installed in the feeder hopper, made in the form of an L-shaped element and connected to an eccentric drive, consisting of a shaft with two rolling bearings. An eccentric disk is installed at one end of the shaft, pressed against the pressure disk, on which a pin is attached with some offset from its axis, connecting the pressure disk with a vibratory leveling mechanism. The change in the oscillation amplitude of the vibration mechanism is carried out by moving the eccentric disk relative to the pin, which causes a change in the stroke of the connecting rod and the amplitude of the oscillation of the L-shaped element in the range from zero to a certain value. Thanks to the use of the proposed eccentric device for the drive mechanism of the L-shaped element, it is possible to select the optimal value of the amplitude and frequency of oscillation for any type of feed material. Thus, it is possible to choose the optimal value of the intensity of the vibration effect, at which the free surface and the bulk density of the feed collar in the feed hopper are best leveled, and it is also possible to obtain analytical dependencies that allow calculating the main kinematic parameters and geometric positions of the individual elements of the vibratory leveling device.

Keywords: bunker; combing conveyor; vibration leveling device; L-shaped element; eccentric device; oscillation amplitude; crank; connecting rod; rocker (vertical shelf leveling device); closed vector triangle.

References

1. Patent № 2712522 Rossijskaya Federaciya A01K5/00 Kormorazdatchnik: zayavl.: 06.09.2019, opubl.: 20.01.2020 / Petrov A. P. – 3 s.
2. Vul'fson, I. I. Dinamicheskie raschety ciklovyh mekhanizmov / I. I. Vul'fson. – Leningrad : Mashinostroenie, Leningradskoe otdelenie, 1976. – 328 s.: il.
3. Gik, L. D. Izmenenie vibracii / L. D. Gik. – Novosibirsk, Nauka, 1972. – 291 s.: il.
4. Goncharevich, I. F. Vibraciya – nestandartnyj put': vibraciya v prirode i tekhnike / I. F. Goncharevich. – Moskva : Nauka, 1986. – 209 s.: il.
5. Gorelik, G. S. Kolebaniya i volny / G. S. Gorelik. – Moskva : Nauka, Fiziko-matematicheskaya literatura, 1959. – 426 s.: il.
6. Dimentberg, F. M. Vibraciya v tekhnike i chelovek / F. M. Dimentberg. – Moskva : Znanie, 1987. – 160 s.: il.
7. Pogorelov, A. V. Elementarnaya geometriya / A. V. Pogorelov. – Moskva : Nauka, 1977. – 256 s.: il.

Information about the author

Petrov Averkiy Petrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanization, Electrification and Automation of Agricultural Production, Chuvash State Agrarian University, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: averkij@yandex.ru, tel. 8-960-309-30-07.