

монтажно-обслуживающей базы сельскохозяйственных предприятий и обучению ремонтного персонала. Это позволит наиболее простые и часто встречающиеся отказы устранять на месте, тем самым снизив время простоя тракторов за счет экономии времени, затрачиваемого на вызов и проезд специалистов сервисных служб.

Заключение

Проведенный анализ числа неисправностей, возникших у 30 тракторов марки «Беларус-3022ДЦ», показал, что при средней наработке 2460 моточасов на один трактор приходится 19,9 отказов. Средняя наработка на отказ составила 123,6 часа при разбросе наработки отдельных тракторов в пределах от 72,1 до 471,8 ч. Полученные результаты планируется использовать при обосновании стратегии управления техническим состоянием машин по максимуму коэффициента технического использования.

10.09.12

Литература

1. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения: ГОСТ 27.002–89. – Введ. 01.07.90. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. – 32 с.
2. Беларус 2522В/2522ДВ/2822ДЦ/3022В/3022ДВ и их модификации: руководство по эксплуатации / сост. А.В. Рунов [и др.]; гл. ред. И.Н. Усс. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: РУП «Минский тракторный завод», 2008. – 395 с.

УДК 631.333.53

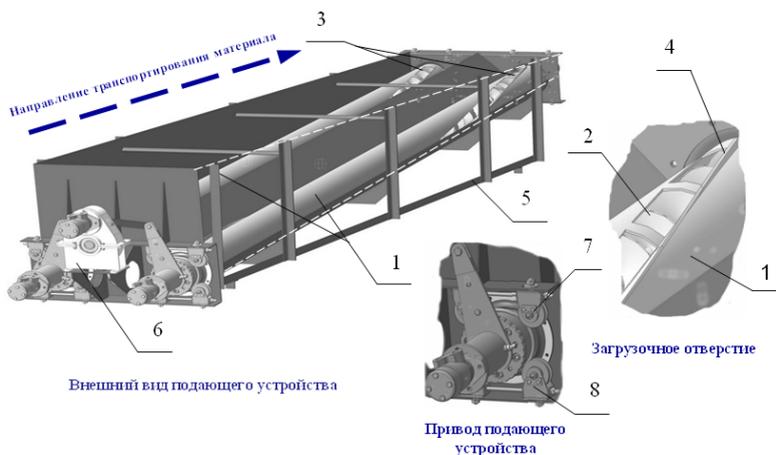
В.В. Голдыбан

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНО- КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ПОДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Введение

С целью снижения энергоемкости внесения минеральных удобрений прицепными машинами нами предложено подающее устройство [1], состоящее из кожухов и винтов. Кожухи выполнены цилиндрическими с возможностью вращения и имеют спиралевидные ленточные вырезы с шагом, равным длине днища кузова (рисунок 103). Удобрения из кузова поступают внутрь подающего устройства через загрузочную часть и транспортируются через дроссельную секцию устройства к распределяющим рабочим органам, не подвергаясь давлению столба материала, загруженного в кузов машины. Загрузочная часть (отверстие) представляет собой видимую сверху часть спиралевидного ленточного выреза в кожухе.



1 – кожух; 2 – винт; 3 – загрузочное отверстие; 4 – скребок; 5 – рама;
6 – механизм привода; 7 и 8 – упорные и опорные ролики

Рисунок 103 – Шнековое подающее устройство

На этапе проектирования основных элементов подающего устройства необходимо определить их основные конструктивно-кинематические параметры, обеспечивающие стабильную и непрерывную работу устройства с заданной производительностью.

Основная часть

Расчет частоты вращения винта и кожуха подающего устройства. Основной технологической характеристикой подающего устройства является его производительность $W_{ПВ}$ (кг/с), которая, исходя из гектарной дозы внесения, задаваемой агротехническими требованиями, определяется по формуле:

$$W_{ПВ} = \frac{Qv_{м}B_{м}}{3,6 \times 10^4}, \quad (1)$$

где Q – норма высева удобрений по агротехническим требованиям, кг/га;

$v_{м}$ – рабочая скорость машины, км/ч;

$B_{м}$ – рабочая ширина захвата машины, м.

Пропускная способность винтового транспортирующего органа определяется зависимостью:

$$W_{в} = 0,0131(D^2 - d^2)Sn_{в}\psi\gamma c, \quad (2)$$

где D – диаметр наружной кромки винта, м;

d – диаметр внутренней кромки винта, м;

S – шаг витков винта, м;

$n_{в}$ – число оборотов винта, мин⁻¹;

ψ – коэффициент наполнения;

γ – насыпная плотность материала, $кз/м^3$;

c – поправочный коэффициент, учитывающий угол наклона подающего устройства к горизонту [2, с. 359].

Приравняв правые части выражений (1) и (2) и решив полученное выражение относительно частоты вращения винта, получим:

$$n_b = \frac{Q v_m B_m}{471(D^2 - d^2)S \psi \gamma c}. \quad (3)$$

Рассмотрим, каким образом режимы работы винта и кожуха подающего устройства должны быть увязаны между собой.

Согласно конструктивной схеме подающего устройства, для обеспечения равномерной и непрерывной подачи удобрений на распределяющие рабочие органы необходимо, чтобы время прохождения загрузочной частью кожуха участка, равного половине длины днища кузова ($t_{зч}$), не превышало бы времени перемещения винтом удобрений от передней стенки кузова к задней (t_b). Здесь важно соблюдение условия:

$$t_{зч} \leq t_b. \quad (4)$$

Время прохождения загрузочной частью кожуха расстояния $l_k/2$ определяется по формуле:

$$t_{зч} = \frac{0,5l_k}{v_{зч}}, \quad (5)$$

где l_k – длина днища кузова, равная периоду синусоиды, образующей ленточный вырез в кожухе, $м$;

$v_{зч} = l_k n_k / 60$ – поступательная скорость загрузочной части, $м/с$;

n_k – частота вращения кожуха, $мин^{-1}$.

$$t_b = \frac{l_k}{v_b}, \quad (6)$$

где $v_b = S n_b / 60$ – скорость продольного перемещения удобрений винтом, $м/с$.

С учетом выражений (5) и (6) неравенство (4) примет вид:

$$n_k \leq \frac{S n_b}{2l_k}. \quad (7)$$

Неравенство (7) устанавливает взаимосвязь между режимами работы винта и кожуха. Его соблюдение обеспечивает равномерное истечение материала по всей длине кузова, а также стабильную и непрерывную подачу удобрений на распределяющие рабочие органы.

Расчет ширины загрузочной части кожуха подающего устройства.
В предложенной нами конструкции подающего устройства удобрения из кузова поступают на витки шнека через загрузочную часть в кожухе,

образованную пересечением двух синусоид y_1 и y_2 на участке, равном половине длины днища кузова (рисунок 104):

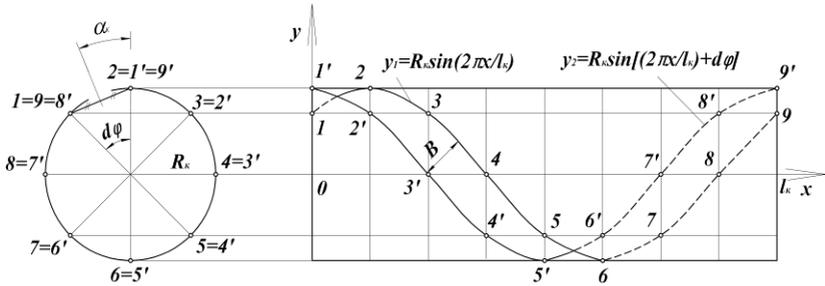


Рисунок 104 – Схема к расчету ширины загрузочной части кожуха подающего устройства

$$y_1 = R_k \sin \frac{2\pi x}{l_k}; \quad (8)$$

$$y_2 = R_k \sin \left(\frac{2\pi x}{l_k} \pm \Delta\varphi \right), \quad (9)$$

где $R_k = 0,5 \cdot D_k$ – наружный радиус кожуха, м;

D_k – наружный диаметр кожуха, м;

$\Delta\varphi$ – центральный угол (рисунок 104), на который смещены синусоиды y_1 и y_2 друг относительно друга, град.

Знак «±» в выражении (9) зависит от направления откладывания угла $\Delta\varphi$: «+» – по часовой стрелке, «-» – против часовой стрелки.

Удобрения из кузова движутся к загрузочной части кожуха в пределах определенной зоны, так называемого канала истечения, вне которой материал находится в неподвижном состоянии [3]. В движущемся материале реализуется предельное «активное» напряженное состояние [4], характеризующееся уплотняющим напряжением σ_1 . Для определения этого напряжения применяют метод бесконечно малых слоев (плоских сечений), базирующийся на кулоновском подходе о постулировании формы поверхности скольжения, впервые предложенный Янсеном [5]. Исходное исследование Янсена содержит два важных предположения: первое состоит в том, что осевые напряжения не зависят от радиальной координаты и являются функциями только вертикальной координаты h ; в соответствии со второй гипотезой отношение осевых напряжений для любой точки сыпучей среды является постоянной величиной, называемой коэффициентом бокового давления.

Рассмотрим, как изменяется напряженное состояние истекающих из кузова удобрений в различных сечениях загрузочной части кожуха.

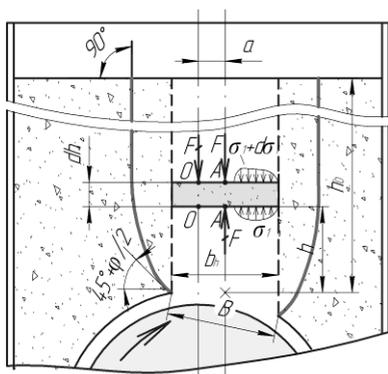


Рисунок 105 – Схема к расчету уплотняющего напряжения

Для этого выделим в столбе удобрений, движущихся через выпускное отверстие, образованное пересечением загрузочной части с вертикальной плоскостью, проходящей через диаметрально сечение кожуха, бесконечно тонкий элементарный слой квадратного сечения между двумя горизонтальными плоскостями – h и $h + \Delta h$ (рисунок 3). На первую плоскость действует напряжение σ_1 снизу вверх, на вторую – напряжение $\sigma_1 + d\sigma_1$ сверху вниз.

На слой материала действует также собственный вес $g\gamma S_h dh$, где dh – высота слоя материала (м), $S_h = b_h^2$ – площадь проекции на горизонтальную плоскость рассматриваемого слоя материала со стороны b_h (м²), g – ускорение свободного падения (м/с²).

Кроме этих сил, если начать вращать винт, в самом начале движения вследствие давления движущихся удобрений на стенки канала истечения возникает направленное вверх сопротивление трения, вызванное касательным напряжением τ .

Пусть $P_h = 4b_h$ – периметр слоя материала dh , тогда поверхность части стенок, ограничивающей рассматриваемый слой, будет $P_h dh$. Так как величина dh бесконечно мала, то боковое давление на единицу площади в пределах этого слоя материала можно принять постоянным. Полное боковое давление равно $P_h \tau dh$.

Поворот кожуха вызовет смещение рассматриваемого слоя материала на величину a , называемую эксцентриситетом.

Определим вид нагружения смещенного элементарного слоя материала относительно его первоначального положения. Для этого воспользуемся приемом приведения силы к точке: к точке O прикладываем силу, равную осевой сжимающей силе F , и, чтобы не нарушить равновесия, силу, численно равную F , но противоположно ей направленную (рисунок 105). Силы F , перечеркнутые одним штрихом, создают пару сил, т.е. изгибающий момент $M = F \times a$, а оставшаяся неперечеркнутая сила вызывает сжатие. Такой вид нагружения в сопротивлении материалов называется внецентренным сжатием [6, с. 283].

Для определения наибольшего главного уплотняющего напряжения по принципу независимости действия сил (принцип суперпозиции) с учетом принятого правила знаков алгебраически просуммируем нор-

мальные напряжения от действия каждого из внутренних силовых факторов в отдельности:

$$d\sigma_1 = \frac{F}{b_h^2} \left(1 + \frac{6a}{b_h} \right). \quad (10)$$

Запишем условие равновесия всех действующих на слой сил:

$$F + S_h \gamma dh = P_h \tau dh. \quad (11)$$

Сжимающую силу F определим из уравнения (10):

$$F = \frac{b_h^3 d\sigma_1}{b_h + 6a}. \quad (12)$$

Касательные напряжения определим по формуле [7, с. 152]:

$$\tau = \sigma_1 m' f, \quad (13)$$

где m' – коэффициент подвижности удобрений;

f – коэффициент внутреннего трения.

$$m' = 1 + 2f^2 - 2f^2 \sqrt{1 + f^2}. \quad (14)$$

С учетом уравнений (12) и (13) выражение (11) примет следующий вид:

$$\frac{b_h^3 d\sigma_1}{b_h + 6a} + g \gamma b_h^2 dh = 4m' f b_h \sigma_1 dh. \quad (15)$$

Для упрощения дальнейших расчетов разделим правую и левую части выражения (15) на $b_h^2 l_h dh$:

$$\frac{d\sigma_1}{dh} \left(\frac{b_h}{b_h + 6a} \right) = \frac{4m' f \sigma_1}{b_h} - \gamma g; \quad (16)$$

$$\frac{d\sigma_1}{dh} = \frac{4m' f (b_h + 6a) \sigma_1}{b_h^2} - \gamma g \left(\frac{b_h + 6a}{b_h} \right). \quad (17)$$

Далее полученное дифференциальное уравнение приводится к уравнению с разделенными переменными, решая которое, получим:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma g b_h \left(1 - e^{4m' f (b_h + 6a)(h - h_0) / b_h^2} \right)}{4m' f}. \quad (18)$$

При смещении загрузочной части от центра кожуха к его периферии ширина элементарного слоя b_h и горизонтальная координата его расположения a изменяются следующим образом:

$$b_h = B \cos \alpha_k. \quad (19)$$

$$a = R_k \sin \alpha_k. \quad (20)$$

Приращением h и h_0 при повороте кожуха пренебрегаем, длину l_h принимаем равной единичному отрезку. После этого выражение для определения уплотняющего напряжения в канале истечения примет вид

$$\sigma_1 = \frac{g\gamma B \cos \alpha_{\kappa} \left(1 - e^{4m'f(B \cos \alpha_{\kappa} + 6R_{\kappa} \sin \alpha_{\kappa})(h-h_0)/(B^2 \cos^2 \alpha_{\kappa})} \right)}{4m'f}. \quad (21)$$

Для подающих устройств с малой шириной загрузочной части кожуха разностью в скобках в выражении (21) пренебрегают:

$$\sigma_1 = \frac{g\gamma B \cos \alpha_{\kappa}}{4m'f}. \quad (22)$$

При изменении угла α_{κ} от 0° до 90° для $B = 0,8$ м (рисунок 104) уплотняющее напряжение σ_1 изменяется от максимального своего значения до нуля. Основная причина этого связана с уменьшением проходного сечения канала истечения.

Выявим влияние положения загрузочной части кожуха на скорость истечения из нее удобрений. Запишем теорему об изменении кинетической энергии элементарного слоя dh массой $m_h = \gamma dh S_h$ (рисунок 105), совершающего прямолинейное движение под действием собственного веса $G_h = g\gamma S_h dh$:

$$\frac{m_h v_u^2}{2} - \frac{m_h v_0^2}{2} = G_h dh, \quad (23)$$

где v_u и v_0 – скорость истечения удобрений через загрузочную часть кожуха при включенном винте и ее начальное значение, м/с.

При неработающем подающем устройстве $v_0 = 0$. Тогда

$$\frac{m_h v_u^2}{2} = G_h \frac{m_h}{\gamma S_h}; \quad (24)$$

$$v_u = \sqrt{\frac{2G_h}{\gamma S_h}}. \quad (25)$$

В последнем выражении отношение G_h/S_h представляет собой напряжение σ_h в поперечном сечении канала истечения единичной длины l_h . С учетом этого выражение (25) примет вид:

$$v_u = \sqrt{\frac{2\sigma_h}{\gamma}}. \quad (26)$$

При нормальном виде истечения удобрений из кузова, когда размеры загрузочной части кожуха подающего устройства малы по сравнению с размерами кузова и давление в канале относится к виду местных напряжений, вертикальное уплотняющее напряжение определяется по уравнению (22). С учетом этого выражение (18) примет вид:

$$v_u = \sqrt{\frac{gB \cos \alpha_{\kappa}}{2m'f}}. \quad (27)$$

Из выражения (27) видно, что скорость истечения материала через загрузочную часть кожуха не зависит от уровня материала в кузове, а определяется размерами выпускного отверстия и видом материала, подлежащего внесению.

Полученные выражения (22) и (27) объясняют физическую сущность тех явлений и процессов, которые происходят над загрузочной частью кожуха при включении подающего устройства, они же являются исходной информацией для определения размеров загрузочной части.

Чтобы в загрузочной части не создавался избыток удобрений, следовательно, была бы исключена возможность забивания, необходимо, чтобы количество удобрений, поступающее в загрузочную часть в единицу времени $W_{зч}$ ($\kappa\text{з}/\text{с}$), не превышало пропускной способности винта $W_{в}$ ($\kappa\text{з}/\text{с}$). С другой стороны, если в загрузочную часть в секунду поступает удобрений меньше величины $W_{в}$, то подающее устройство не обеспечивает необходимой производительности [8].

Оптимальные условия работы шнекового подающего устройства обеспечиваются при одинаковом количестве удобрений, поступающих на винт и транспортируемых им к выгрузному отверстию:

$$W_{зч} = W_{в}. \quad (28)$$

Производительность загрузочной части ($\kappa\text{з}/\text{с}$) определится как

$$W_{зч} = F_{зч} v_u \gamma, \quad (29)$$

где $F_{зч}$ – площадь загрузочной части, м^2 ;

v_u – скорость истечения удобрений, определяемая по выражению (27).

Площадь загрузочной части кожуха (рисунок 103) с учетом выражений (8) и (9) определится по выражению

$$\begin{aligned} F_{зч} &= \int_0^{l_k/2} (y_1 - y_2) dx = \int_0^{l_k/2} (y_1 - y_2) dx = \left(R_k \sin \frac{2\pi x}{l_k} - R_k \sin \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \Delta\varphi \right) \right) dx = \\ &= \int_0^{l_k/2} 2R_k \cos \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \Delta\varphi \right) \times \sin \frac{\Delta\varphi}{2} dx = 2R_k \sin \frac{2\pi x}{l_k} \times \left(\sin \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \frac{\Delta\varphi}{2} \right) \times \frac{l}{2\pi} \right) \Big|_0^{l_k/2} = (30) \\ &= \frac{l_k R_k}{\pi} \sin^2 \frac{\Delta\varphi}{2} = \frac{l_k R_k}{\pi} \times \frac{B^2}{4R_k^2} = \frac{l_k B^2}{4\pi R_k}. \end{aligned}$$

Учитывая, что скорость истечения удобрений в различных сечениях загрузочной части кожуха является величиной переменной, выражение (29) для определения производительности загрузочной части кожуха запишется как

$$dW_{зч} = \gamma \frac{l_k}{4\pi R_k} \sqrt{\frac{gB^5 \cos \alpha_k}{2m' f}} d\alpha_k. \quad (31)$$

Проинтегрировав равенство (31) в пределах от $-\pi/2$ до $\pi/2$, получим

$$W_{\text{зп}} = \gamma \frac{l_{\text{к}}}{4\pi R_{\text{к}}} \sqrt{\frac{gB^5}{2m'f}} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_{\text{к}}} d\alpha_{\text{к}}. \quad (32)$$

Интеграл $\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_{\text{к}}} d\alpha_{\text{к}}$ в выражении (32) не берется, т.к. первооб-

разная функции, находящейся в подынтегральном выражении, не может быть выражена как комбинация элементарных функций, связанных знаками арифметических действий и знаками композиций. Поставленная задача с успехом решается при помощи пакета прикладных математических задач *Mathematica*: так,

$$\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_{\text{к}}} d\alpha_{\text{к}} = 2,39628.$$

Для определения ширины загрузочной части кожуха подающего устройства приравняем правые части выражений (2) и (32):

$$\gamma \frac{0,6l_{\text{к}}}{\pi R_{\text{к}}} \sqrt{\frac{gB^5}{2m'f}} = 0,0131(D_{\text{в}}^2 - d^2)Sn_{\text{в}}\eta\gamma c. \quad (33)$$

Решив уравнение (33) относительно B , получим выражение для определения ширины загрузочной части кожуха подающего устройства:

$$B = \sqrt[5]{\frac{m'f}{g} \left(\frac{0,27(D_{\text{в}}^2 - d^2)SR_{\text{к}}n_{\text{в}}\eta c}{l_{\text{к}}} \right)^2}. \quad (34)$$

Так как данное выражение получено для стационарного режима работы подающего устройства и не учитывает воздействия вибраций, а также режима и длительности хранения удобрений в кузове, то для обеспечения стабильности работы подающего устройства материалом А.В. Дженике [9, с. 308] предлагает ширину загрузочной части брать примерно на 25 % больше расчетной.

С учетом сказанного выражение (34) примет вид:

$$B = \sqrt[5]{\frac{m'f}{g} \left(\frac{2,51(D_{\text{в}}^2 - d^2)SR_{\text{к}}n_{\text{в}}\eta c}{l_{\text{к}}} \right)^2}. \quad (35)$$

На рисунке 106 по данным теоретических исследований представлены зависимости изменения ширины загрузочной части кожуха от частоты вращения винта и шага его витков.

Так, для обеспечения максимальной дозы внесения минеральных удобрений 700 кг/га , что соответствует частоте вращения винтов подающего устройства 45 мин^{-1} , ширина загрузочной части кожуха должна быть равной $0,04 \text{ м}$.

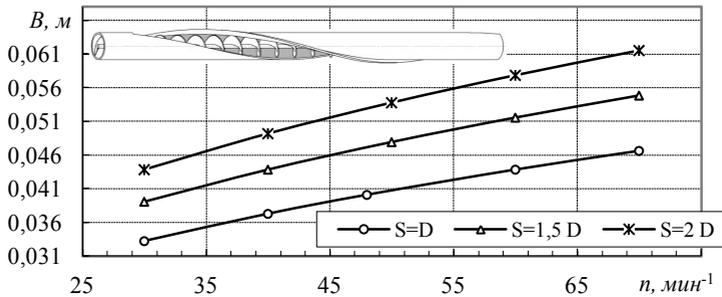


Рисунок 106 – Зависимость ширины загрузочной части кожуха от частоты вращения и шага винта

Выводы

Выражения (7) и (35) являются необходимыми условиями нормальной работы шнекового подающего устройства. Неравенство (7) устанавливает взаимосвязь между режимами работы винта и кожуха. Его соблюдение обеспечивает равномерное истечение материала по всей длине кузова. Ширина B , рассчитанная по выражению (35), позволяет согласовать пропускную способность (производительность) загрузочной части кожуха с транспортирующей способностью винта, обеспечить равномерную и непрерывную подачу материала на распределяющие рабочие органы.

Результаты приведенных расчетов использованы при разработке опытного образца машины для внесения минеральных удобрений МШВУ-18.

23.05.12

Литература

1. Разбрасыватель минеральных удобрений: пат. 12401 Респ. Беларусь, МПК 2006 А 01 С 15/00 / Л.Я. Степук, В.В. Голдыбан, С.А. Казаченок, П.И. Нитиевский; заявитель РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – № 20070357; заявл. 04.04.07; опубл. 16.06.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2009. – № 5. – С. 37.
2. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1968. – 504 с.
3. Степук, Л.Я. Исследование характера истечения удобрений через ленточный вырез в кожухе подающего устройства / Л.Я. Степук, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2009. – Вып. 43. – С. 43–49.
4. Walker, D.M. An Approximate Theory for Pressures and Arching in Hoppers / D.M. Walker // Chemic. Eng. Science. – 1966. – Vol. 21. – P. 975–997.

5. Janssen, H.A. Versuche uber Getreidedruck in Silozellen / H.A. Janssen // Z.d. VDI. – 1895. – № 35. – P. 1045–1049.
6. Рудицын, М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. – Минск: Вышэйшая школа, 1970. – 630 с.
7. Зенков, Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1952. – 216 с.
8. Обертышев, А.И. Длина загрузочного окна винтового транспортера / А.И. Обертышев // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1964. – № 1. – С. 56–57.
9. Wright, H. An Evaluation of the Jenike Bunker Design Method / H. Wright // Engineering for Industry. Transactions of the ASME, Series B. – 1969. – № 2. – P. 301–308.

УДК 631.3:631.174

П.П. Бегун

(РУП «НПЦ НАН Беларуси

по механизации сельского

хозяйства),

г. Минск, Республика Беларусь)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ ПО ЛОПАСТИ БАРАБАНА ВЫРАВНИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Введение

Центробежные разбрасыватели в парке машин по внесению минеральных удобрений составляют почти 100 %. Однако они не обеспечивают требуемого качества внесения. Одной из причин тому является пульсирующая подача удобрений на распределяющий рабочий орган. Устранить этот недостаток возможно с использованием на прицепных разбрасывателях выравнивающего устройства [1].

Известно, что снижение неравномерности внесения удобрений на 1 % ведет к увеличению прибавки урожая за их счет также на 1 %, и наоборот [2]. То есть существует прямая зависимость между неравномерностью внесения и эффективностью применения удобрений. Поэтому снижение неравномерности внесения удобрений является важной народнохозяйственной задачей.

Лопастной барабан является основным рабочим органом двухступенчатого выравнителя потока минеральных удобрений центробежного рассеивателя РУ-7000, влияющим на равномерность подачи удобрений в туконаправитель и далее на распределяющие рабочие органы. Технологический процесс его работы описан в [1].

Целью данной работы является исследование движения частицы удобрений по лопасти вращающегося барабана, выявление характера этого движения, определение сил, действующих на частицу, что в ко-