

УДК 631.333.53

В. В. ГОЛДЫБАН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ПОДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Научно-практический центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства

(Поступила в редакцию 29.04.2010)

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 (рис. 1, 3). 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 представляет собой видимую сверху часть спиралевидного ленточного выреза в кожухе.

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

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

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

где Q – норма высева удобрений по агротехническим требованиям, кг/га; $v_{\text{м}}$ – рабочая скорость машины, км/ч; $B_{\text{м}}$ – рабочая ширина захвата машины, м.

Пропускная способность винтового транспортирующего органа определяется зависимостью

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

Здесь D – диаметр наружной кромки винта, м; d – диаметр внутренней кромки винта, м; S – шаг витков винта, м; $n_{\text{в}}$ – число оборотов винта, мин⁻¹; ψ – коэффициент наполнения; γ – насыпная плотность материала, кг/м³; 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

$$n_{\text{в}} = \frac{Qv_{\text{м}}B_{\text{м}}}{471(D^2 - d^2)S\psi\gamma c}. \quad (3)$$

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 ($t_{3,ч}$), не превышало бы времени перемещения витом удобрений от передней стенки кузова к задней ($t_{в}$). Здесь важно соблюдение условия

$$t_{3,ч} \leq t_{в}. \quad (4)$$

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

$$t_{3,ч} = \frac{0,5l_k}{v_{3,ч}}, \quad (5)$$

где l_k – длина днища кузова, равная периоду синусоиды, образующей ленточный вырез в кожухе, м; $v_{3,ч}$ – поступательная скорость загрузочной части, $l_k n_k / 60$, м/с; n_k – частота вращения кожуха, мин^{-1} .

Время перемещения удобрений винтом на расстояние l_k находим по выражению

$$t_{в} = \frac{l_k}{v_{в}} \quad (6)$$

($v_{в}$ – скорость продольного перемещения удобрений винтом, $S n_{в} / 60$, м/с).

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

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

Полученное 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, длина которого равна половине длине днища кузова (рис. 1):

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

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

где R_k – наружный радиус кожуха, $0,5D_k$, м; D_k – наружный диаметр кожуха, м; $\Delta\varphi$ – центральный угол (рис. 1), на который смещены синусоиды y_1 и y_2 относительно друг друга, град.

Знак « \pm » 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 Х. А. Янсенем [5].

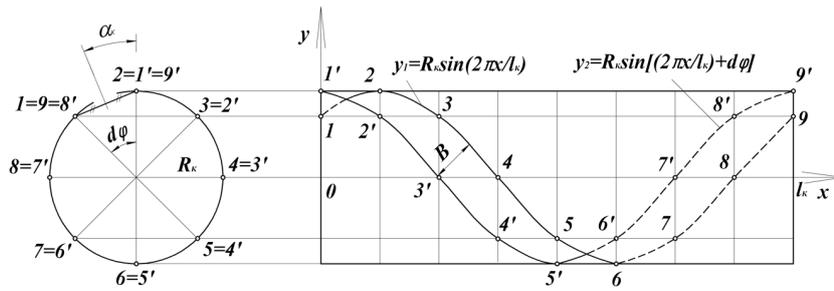


Рис. 1. Схема к расчету ширины загрузочной части кожуха подающего устройства

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. 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 $(h + dh)$ (рис. 2). 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 $g\gamma S_h dh$ (dh – высота слоя материала, м; $S_h = b_h^2$ – площадь проекции на горизонтальную плоскость рассматриваемого слоя материала со стороной 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 малая, 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 (рис. 2). Силы F , переречкнутые одним штрихом, создают пару сил, т. е. изгибающий момент $M = Fa$, а оставшаяся непереречкнутая 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 нормальные напряжения от действия каждого из внутренних силовых факторов в отдельности:

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

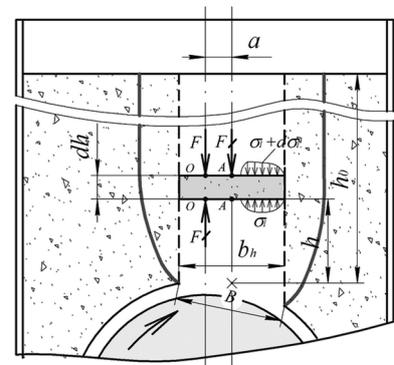


Рис. 2. Схема к расчету уплотняющего напряжения

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) следующим образом:

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

Касательные напряжения найдем по формуле [7, с. 152]

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

где f – коэффициент внутреннего трения; m' – коэффициент подвижности удобрений:

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

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 часть 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 дифференциальное уравнение приведем 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 чего выражение для определения уплотняющего напряжения в канале истечения примет вид

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

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

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

При изменении угла α_k от 0° до 90° для $B = 0,08$ м (рис. 1) уплотняющее напряжение σ_1 изменяется от максимального своего значения до нуля, что связано с уменьшением проходного сечения канала истечения.

Определим влияние положения загрузочной части кожуха на скорость истечения из нее удобрений. Запишем теорему об изменении кинетической энергии элементарного слоя dh массой $m_h = \gamma dh S_h$ (рис. 2), совершающего прямолинейное движение под действием собственного веса $G_h = g\gamma S_h dh$:

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

где $v_{ис}$ 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 условие выражения (23) запишем так:

$$\frac{m_h v_{ис}^2}{2} = G_h \frac{m_h}{\gamma S_h}, \quad (24)$$

отсюда

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

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

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

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

$$v_{ис} = \sqrt{\frac{gB \cos \alpha_k}{2m'f}}. \quad (27)$$

Из формулы (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.

Для того чтобы в загрузочной части не создавался избыток удобрений, а следовательно, была бы исключена возможность забивания, необходимо, чтобы количество удобрений, поступающее в загрузочную часть в единицу времени $W_{3.ч}$ (кг/с), не превышало пропускной способности винта W_B (кг/с). С другой стороны, если в загрузочную часть в секунду поступает удобрений меньше величины W_B , 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:

$$W_{3.ч} = W_B. \quad (28)$$

Производительность загрузочной части определится по формуле

$$W_{3.ч} = F_{3.ч} v_{ис} \gamma, \quad (29)$$

где $F_{3.ч}$ – площадь загрузочной части, м²; $v_{ис}$ – скорость истечения удобрений, определяемая по выражению (27):

Площадь загрузочной части кожуха (рис. 1) с учетом выражений (8) и (9) найдем по следующему выражению:

$$\begin{aligned} F_{3.ч} &= \int_0^{l_k/2} (y_1 - y_2) dx = \int_0^{l_k/2} (y_1 - y_2) dx = \left(R_k \sin \frac{2\pi x}{l_k} - R_k \sin \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \Delta\varphi \right) \right) dx = \\ &= \int_0^{l_k/2} 2R_k \cos \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \Delta\varphi \right) \sin \frac{\Delta\varphi}{2} dx = 2R_k \sin \frac{2\pi x}{l_k} \left(\sin \left(\frac{2\pi x}{l_k} - \frac{\Delta\varphi}{2} \right) \frac{l}{2\pi} \right) \Big|_0^{l_k/2} = \\ &= \frac{l_k R_k}{\pi} \sin^2 \frac{\Delta\varphi}{2} = \frac{l_k R_k}{\pi} \frac{B^2}{4R_k^2} = \frac{l_k B^2}{4\pi R_k}. \end{aligned} \quad (30)$$

Учитывая, что скорость истечения удобрений в различных сечениях загрузочной части кожуха является величиной переменной, выражение (29) для определения производительности загрузочной части кожуха можно записать так:

$$dW_{3.ч} = \gamma \frac{l_k}{4\pi R_k} \sqrt{\frac{gB^5 \cos \alpha_k}{2m'f}} d\alpha_k. \quad (31)$$

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

$$W_{3.ч} = \gamma \frac{l_k}{4\pi R_k} \sqrt{\frac{gB^5}{2m'f}} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_k} d\alpha_k. \quad (32)$$

Интеграл $\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_k} d\alpha_k$ в выражении (32) не берется, так как первообразная 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*: $\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \sqrt{\cos \alpha_k} d\alpha_k = 2,39628$.

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

$$\gamma \frac{0,6l_k}{\pi R_k} \sqrt{\frac{gB^5}{2m'f}} = 0,0131(D_B^2 - d^2)Sn_B \Psi \gamma c. \quad (33)$$

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

$$B = \sqrt[5]{\frac{m'f}{g} \left(\frac{0,27(D_B^2 - d^2)SR_k n_B \Psi c}{l_k} \right)^2}. \quad (34)$$

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 стабильной работы подающего устройства материалом А. В. Дженнике [9, с. 308] предлагает ширину загрузочной части брать примерно на 25% больше расчетной.

Учитывая вышеизложенное, выражение (34) примет такой вид:

$$B = \sqrt[5]{\frac{m'f}{g} \left(\frac{2,51(D_B^2 - d^2)SR_k n_B \Psi c}{l_k} \right)^2}. \quad (35)$$

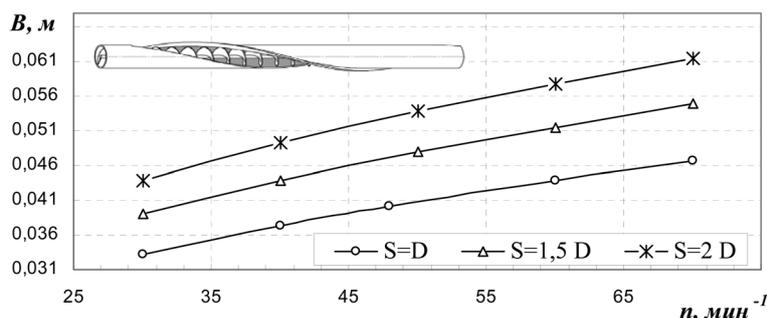


Рис. 3. Зависимость ширины загрузочной части кожуха от частоты вращения и шага винта

На рис. 3, 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 м.

Выводы

Выражения (7) и (35) позволяют рассчитать основные параметры шнекового подающего устройства, обеспечивающие его нормальную работоспособность. 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.

Литература

1. Разбрасыватель минеральных удобрений: пат. 12401 Респ. Беларусь, МПК 2006 A01C15/00 / Л. Я. Степук, В. В. Голдыбан, С. А. Казаченок, П. И. Нитиевский; заявитель РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – №20070357; заявл. 04.04.2007; опубл. 16.06.2009.
2. С п и в а к о в с к и й, А. О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1968. – 504 с.
3. С т е п у к, Л. Я. Исследование характера истечения удобрений через ленточный вырез в кожухе подающего устройства / Л. Я. Степук, В. В. Голдыбан // Механизация и электрификация сел. хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2009. – Вып. 43. – С. 43–49.
4. W a l k e r, D. M. An Approximate Theory for Pressures and Arching in Hoppers / D. M. Walker // Chemic. Eng. Science. – 1966. – Vol. 21. – P. 975–997.
5. J a n s s e n, H. A. Versuche uber Getreidedruck in Silozellen / H. A. Janssen // Z.d. VDI. – 1895. – N 35. – P. 1045–1049.
6. Р у д и ц ы н, М. Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М. Н. Рудицын, П. Я. Артемов, М. И. Любошиц. – Минск: Вышэйшая школа, 1970. – 630 с.
7. З е н к о в, Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1952. – 216 с.
8. О б е р т ы ш е в, А. И. Длина загрузочного окна винтового транспортера / А. И. Обертышев // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1964. – № 1. – С. 56–57.
9. W r i g h t, H. An Evaluation of the Jenike Bunker Design Method / H. Wright // Engineering for Industry. Transactions of the ASME, Series B. – 1969. – N 2. – P. 301–308.

V. V. HALDYBAN

CALCULATION OF RATIONAL PARAMETERS OF A SCREW FEEDER

Summary

In the article the method of calculation of the rational width of a loading part of a tube screw feeder depending on its constructive and kinematic parameters, and also physical and mechanical properties of the material to be transported is proposed.