

Неравномерность распределения полужидкого навоза по ширине захвата машины не превышает агротехнических норм (25 %) при рабочей ширине захвата не менее 10 м.

В 2014 году будут завершены приемочные испытания машины МПН-16. Конструкторская документация будет передана в ОАО «Управляющая компания холдинга ”Бобруйскагромаш”» для освоения производства машины.

Заключение

Перспективным направлением решения проблемы применения полужидкого навоза является разработка самозагружающейся машины, способной равномерно распределять навоз по поверхности поля.

Применение машин такого типа позволит своевременно отвозить навоз от мест его временного накопления и вносить на поля с последующей заделкой либо отвозить к компостным буртам для послойной укладки с влагопоглощающими материалами, что в конечном итоге снизит экологическую опасность загрязнения окружающей среды, а главное – повысит урожайность сельскохозяйственных культур. Одна тонна бесподстильного навоза крупного рогатого скота при прямом внесении в почву обеспечит получение прибавки урожая за севооборот 0,25–0,30 ц/га зерновых единиц.

05.06.2014

Литература

1. Рациональное использование земель и удобрений: рекомендации / Белорус. науч.-исслед. ин-т почвоведения и агрохимии; под общ. ред.: Т.Н. Кулаковской, В.И. Шемпеля. – Минск: Ураджай, 1973. – 183 с.
2. Васильев, В.А. Справочник по органическим удобрениям / В.А. Васильев, Н.В. Филиппова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 255 с.

УДК 631.333:631.862

Л.Я. Степук,

И.Л. Подшиваленко, Э.В. Дыба

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

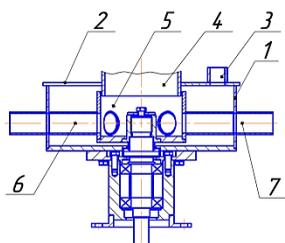
**ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ
ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ГОЛОВКИ
АДАПТЕРА МАШИНЫ
МПВУ-16**

Введение

В РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» ведется разработка машины для внутривспашечного внесения жидкого навоза под маркой МПВУ-16. Базой при создании машины МПВУ-16 явилась серийно выпускаемая ОАО «Управляющая компания холдинга

”Бобруйскагромаш”» машина МЖУ-16. На ней предусматривается установить распределительное устройство (делительную головку) и адаптер для внутривпочвенного внесения жидкого навоза. Одной из проблем разработки машины является обоснование параметров делительной головки. Ранее РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» была разработана делительная головка для деления большого потока жидкого навоза, подаваемого из цистерны, на множество (по числу шлангов-понизаторей) одинаковых малых потоков. Она хорошо зарекомендовала себя в штанговой машине МЖТ-6Ш для поверхностного внесения навоза. Поэтому, используя элементы методики ее расчета, обоснуем параметры применительно к адаптеру для внутривпочвенного внесения навоза машины МПВУ-16 [1, 2].

Основная часть



- 1 – цилиндрический корпус; 2 – крышка;
3 – сапун; 4 – нагнетательный трубопровод;
5 – стакан ротора; 6 – патрубок ротора;
7 – выливной штуцер

Рисунок 66 – Вид делительной головки в разрезе

Делительная головка состоит из цилиндрического корпуса 1 (рисунок 66), плотно закрывающейся крышки 2 с сапуном 3, в центр которой прикреплен конец нагнетательного трубопровода 4, распределительного ротора, состоящего из стакана 5, патрубков 6 и выливных штуцеров 7.

При определении внутреннего диаметра ротора делительной головки (рисунок 67), руководствуясь целью максимально использовать серийно выпускаемые узлы и детали

в новой машине, значение диаметра нагнетательного трубопровода примем таким же, как и у машины МЖУ-16, так как он ранее обоснован и обеспечивает производительность машины от 30 до 60 m^3/a . Тогда внутренний диаметр ротора можно определить по формуле:

$$D_{op} = D_{наг} + 2\delta_3 + 2t_1, \quad (1)$$

где $D_{наг}$ – внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, мм;

δ_3 – толщина стенки нагнетательного трубопровода, мм;

t_1 – зазор между внутренней поверхностью ротора и наружной поверхностью нагнетательного трубопровода, мм.

Наружный диаметр ротора

$$D_{op} = D_{внк} - 2t_2, \quad (2)$$

где $D_{внк}$ – внутренний диаметр корпуса головки, мм;

t_2 – зазор между патрубками ротора и внутренней стенкой корпуса головки, мм.

Внутренний диаметр корпуса головки

$$D_{\text{внк}} = D_{\text{ннк}} - 2\delta_2, \quad (3)$$

где $D_{\text{ннк}}$ – наружный диаметр корпуса головки, мм;

δ_2 – толщина стенки корпуса головки, мм.

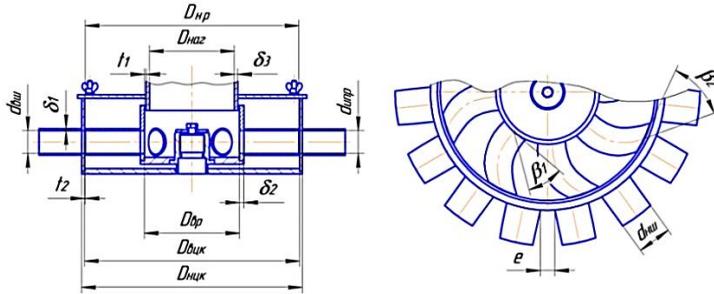


Рисунок 67 – Схема для расчета конструктивных параметров делительной головки

Наружный диаметр $D_{\text{ннк}}$ цилиндрического корпуса делительной головки определяется количеством выливных штуцеров k , расположенных в один ряд по длине окружности корпуса. А их количество, в свою очередь, определяется рабочей шириной захвата B адаптера и шагом расстановки дисков в секции X_T :

$$k = \frac{B}{X_T}, \quad (4)$$

где k – количество выливных штуцеров, шт.;

B – ширина захвата агрегата, м;

X_T – дальность отбрасывания почвы в поперечном направлении (шаг расстановки дисков) [3], м;

$$X_T = \frac{1}{2g} \vartheta \sin 2\alpha \left(\sqrt{\vartheta^2 \cos^2 \alpha + \frac{0,84 q (f - \varphi) \operatorname{tg} \alpha \sqrt{h^3 (D - h)}}{m}} + \sqrt{\vartheta^2 \cos^2 \alpha + \frac{0,84 q (f - \varphi) \alpha \sqrt{h^3 (D - h)}}{m}} + g(D + 2h) \right),$$

где α – угол атаки дисков, град.;

ϑ – скорость поступательного движения, м/с;

m – плотность почвы, кг/см³;

q – коэффициент объемного смятия почвы, МПа/м³;

f – коэффициент внешнего трения (почвы о сталь);

φ – коэффициент внутреннего трения почвы;

h – глубина хода диска, м;

D – диаметр диска, м;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Для исключения попадания навоза в корпус делительной головки принимаем внутренний диаметр патрубков ротора d_{unp} равным внутреннему диаметру выливных штуцеров $d_{ви}$, который определяется по следующей формуле [4, с. 37]:

$$d_{ви} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{\pi v k}}, \quad (5)$$

где Q_n – производительность подачи навоза из цистерны в делительную головку через трубопровод, $м^3/с$;

v – средняя скорость движения навоза по трубопроводу, $м/с$.

Среднюю скорость движения навоза по трубопроводу выбираем из условия [5, с. 98]:

$$v_{кр1} \leq v \leq v_{кр2},$$

где $v_{кр1}$ – минимально допустимая скорость движения навоза из условия отсутствия осаждаемости и заиливания трубопровода ($v_{кр1} = 0,6 \dots 0,8$ $м/с$);

$v_{кр2}$ – скорость, определяющая переход к турбулентному режиму течения навоза в трубе ($v_{кр2} = 3,6$ $м/с$).

Тогда наружный диаметр $D_{цик}$ корпуса головки, с учетом полученных формул (4), (5), можно определить по выражению:

$$D_{цик} = \frac{B \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n X_T}{\pi v B}} + 2\delta_1 + e \right)}{\pi X_T}, \quad (6)$$

где δ_1 – толщина стенки выливного штуцера, $мм$;

e – технологический зазор между выливными штуцерами, $мм$.

Количество патрубков ротора z определим из условия:

$$\sum S_{unp} \geq S_{наг}, \quad (7)$$

где $\sum S_{unp}$ – суммарная площадь поперечных сечений патрубков ротора, $мм^2$;

$S_{наг}$ – площадь поперечного сечения нагнетательного трубопровода, $мм^2$.

Суммарную площадь поперечных сечений патрубков ротора определим по выражению:

$$\sum S_{unp} = z S_{unp},$$

где z – количество патрубков ротора, $шт$.

Площади поперечных сечений патрубка и нагнетательного трубопровода определим по общей формуле:

$$S = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда, подставив в условие (7) значения площадей и выразив количество патрубков ротора z , получим:

$$z = \frac{\pi D_{наг}^2 v k}{4 \cdot 10^6 \cdot Q_H}. \quad (8)$$

Полученную цифру округляем до целого числа в большую сторону.

Так как площадь сечения патрубка ротора постоянна по всей его длине, то скорость на входе в патрубок v_1 будет равна скорости на выходе из него v_2 и будет вычисляться по формуле:

$$v_{om} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_H}{z \cdot \pi \cdot d_{unp}^2}.$$

Для обеспечения безударного входа навоза в патрубки ротора и исключения кавитации в них патрубки приварены к стакану ротора под углом β_1 и имеют форму логарифмической спирали (рисунок 68). На выходе патрубки обрезаны под углом β_2 , и поэтому они имеют эллипсовидное выходное сечение.

Угол выхода навоза из патрубка ротора β_2 можно определить по формуле:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{d_{unp}}{2a}, \quad (9)$$

где a – большая полуось эллипса, мм.

Большую полуось эллипса a найдем из условия: в любой момент времени суммарная площадь проходного сечения, образованного выходными сечениями патрубков ротора 5 (рисунок 6б) и входными сечениями выливных штуцеров 6, должна быть равна или больше суммарной площади поперечных сечений патрубков, то есть суммарная площадь проходного сечения, образованного выходным сечением патрубка ротора и входными сечениями выливных штуцеров, должна быть равна или больше площади поперечного сечения выливного штуцера (рисунок 69). Это необходимо для того, чтобы исключить подпор и пульсацию навоза.

Запишем последнее условие в виде:

$$2(S_1 + S_2 + S_3 + S_4) \geq \frac{\pi d_{unp}^2}{4}, \quad (10)$$

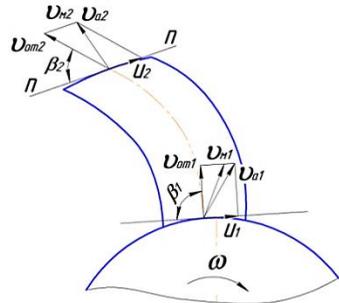


Рисунок 68 – Схема направления скоростей движения навоза на входе и выходе патрубка ротора

где S_1, S_2, S_3, S_4 – площади, образующие суммарное проходное сечение, расположенное над осью x , мм².

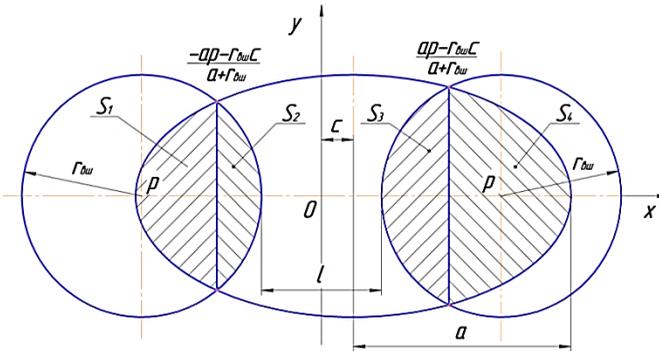


Рисунок 69 – Схема для расчета большой полуоси эллипса выходного сечения патрубка ротора

Площади суммарного проходного сечения вычислим с помощью интегралов. Для этого задаемся координатными осями x и y с центром в точке O (рисунок 69), относительно которого симметрично расположим центры окружностей входных сечений выливных штуцеров на расстоянии

$$p = r_{\text{вщ}} + \frac{l}{2},$$

где $r_{\text{вщ}}$ – радиус круглого сечения выливных штуцеров, мм;

l – расстояние между внутренними поверхностями выливных штуцеров в месте соединения с корпусом, мм;

$$l = e + 2\delta_1.$$

Запишем уравнения окружностей и эллипса:

- уравнение левой окружности:

$$y_1 = \sqrt{r_{\text{вщ}}^2 - (x + p)^2}, \quad (11)$$

- уравнение правой окружности:

$$y_2 = \sqrt{r_{\text{вщ}}^2 - (x - p)^2}, \quad (12)$$

- уравнение эллипса:

$$y_3 = \frac{r_{\text{вщ}}}{a} \sqrt{a^2 - (x + c)^2}, \quad (13)$$

где c – смещение центра эллипса относительно начала координат, м.

Решая совместно уравнения (11) и (13), а также уравнения (12) и (13), определим точки пересечения правой и левой окружностей с эллипсом, после чего подставим выражения площадей S_1, S_2, S_3 и S_4 в условие (10), получим

$$2 \cdot \left[\int_{-a-c}^{\frac{-ap-r_{\text{вн}}c}{a+r_{\text{вн}}}} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx + \int_{\frac{-ap-r_{\text{вн}}c}{a+r_{\text{вн}}}}^{-p+r_{\text{вн}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x+p)^2} dx + \right. \\ \left. + \int_{p-r_{\text{вн}}}^{\frac{ap-r_{\text{вн}}c}{a+r_{\text{вн}}}} \sqrt{r_{\text{вн}}^2 - (x-p)^2} dx + \int_{\frac{ap-r_{\text{вн}}c}{a+r_{\text{вн}}}}^{a-c} \frac{r_{\text{вн}}}{a} \sqrt{a^2 - (x+c)^2} dx \right] - \pi r_{\text{вн}}^2 = 0. \quad (14)$$

Уравнение (14) решаем с помощью численных методов (деление отрезка пополам) или используя программное обеспечение «Mathematica». Полученное значение большой полуоси a подставляем в формулу (9) и определяем угол β_2 .

Величины напора, создаваемого вакуум-компрессором, достаточно для преодоления сопротивлений в установке и делительной головке. Поэтому нет необходимости, чтобы ротор работал как насос и создавал дополнительный напор. Вследствие этого необходимо подобрать частоту вращения ротора такой, чтобы меридиональная скорость v_{M2} совпадала по значению и направлению с абсолютной скоростью v_{a2} , равной геометрической сумме относительной скорости движения навоза v_{om2} и окружной скорости ротора на выходе u_2 (рисунок 68):

$$v_{M2} = v_{a2} = v_{om2} + u_2. \quad (15)$$

Спроецировав уравнение на касательную $n - n$ (рисунок 68), получим

$$u_2 - v_{om2} \cdot \cos \beta_2 = 0. \quad (16)$$

В свою очередь, окружная скорость на выходе из патрубков ротора определяется по формуле:

$$u_2 = \frac{10^{-3} \pi n_p D_1}{60}, \quad (17)$$

где n_p – частота вращения ротора, мин^{-1} .

Подставив в выражение (16) формулу (17) и выразив частоту вращения ротора n_p , получим:

$$n_p = \frac{60 \cdot \cos \beta_2 \cdot v_{om2}}{10^{-3} \pi D_1}. \quad (18)$$

Для обеспечения безударного входа навоза в патрубки ротора и избежания увеличения гидравлических потерь необходимо патрубки приваривать к стакану под углом β_1 , который можно определить по формуле [6, с. 32]:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1}, \quad (19)$$

где v_{m1} – меридиональная скорость движения навоза на входных кромках патрубков, м/с;

u_1 – окружная скорость на входе в патрубки ротора, м/с.

Меридиональную скорость движения навоза на входе в патрубки v_{m1} выразим через относительную скорость движения навоза в патрубки v_{om1} (рисунок 68):

$$v_{m1} = v_{om1} \cdot \sin \beta_1.$$

Скорость движения навоза на входе в патрубки ротора с учетом угла β_1 определим по формуле:

$$v_{om1} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n \sin \beta_1}{z_2 \pi d_{unp}^2}.$$

Диаметр входа в патрубки ротора D_1 можно записать в виде:

$$D_1 = \frac{z \cdot \left(\frac{d_{unp} + 2\delta_1}{\sin \beta_1} + e \right)}{\pi}.$$

Подставляя все известные величины в формулу (19) и сделав соответствующие преобразования, получим выражение для определения угла входа навоза в патрубки ротора:

$$\left(\frac{d_{unp} + 2 \cdot \delta_1}{\sin \beta_1 \cdot \sin 2\beta_1} + \frac{e}{\sin 2\beta_1} \right) = \frac{120 \cdot Q_n}{10^{-6} \pi \cdot n_p \cdot z^2 \cdot d_{unp}^2}. \quad (20)$$

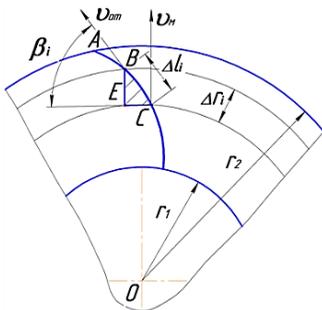


Рисунок 70 – Схема для определения длины патрубка ротора

Значение угла β_1 находим приближенными методами. Например, методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до $\pi/2$. На этом отрезке уравнение (20) имеет одно решение $\beta_1 = 68^\circ$. Для построения очертания патрубка ротора и определения его длины составим дифференциальное уравнение для малых приращений угла в радианах и радиуса Δr (рисунок 70). Гипотенузу BC треугольника BCE можно записать $BC = \Delta r / \sin \beta$. Тогда длину патрубка ротора определим по формуле:

$$l_{unp} = \sum_{i=1}^{i=\Delta} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i, \quad (21)$$

где Δr_i – приращение радиуса патрубка ротора, мм;

Δ – количество разбиений расстояния между радиусом входа $r_1 = D_1/2$ и радиусом выхода $r_2 = D_{np}/2$;

B_i – функция в i -й точке.

Функцию в i -й точке определим как

$$B_i = \frac{1}{\sin \beta_i},$$

где β_i – угол наклона патрубка к касательной окружности в i -й точке.

Решаем уравнение (21) табличным способом. Задаваясь количеством разбиений Δ , определяем приращение радиуса Δr_i в интервале от r_1 до r_2 , а также приращение угла $\Delta \beta_i$ в интервале от β_1 до β_2 . Далее определяем значение $\sin \beta_i$ и функцию B_i .

С помощью полученных формул произведем расчет параметров делительной головки.

Количество выливных штуцеров

$$k = \frac{B}{X_T} = \frac{3,7}{0,25} = 14,8 \approx 15 \text{ шт.}$$

Внутренний диаметр патрубков ротора (внутренний диаметр выливных штуцеров)

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{\pi \nu k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 15}} = 45 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр выливных штуцеров

$$d_{\text{нн}} = d_{\text{вн}} + 2\delta_1 = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр корпуса головки

$$D_{\text{нк}} = \frac{B \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n \cdot X_T}{\pi \nu B}} + 2\delta_1 + e \right)}{\pi X_T} = \frac{3,7 \cdot \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 15}} + 2 \cdot 2,5 + 5 \right)}{3,14 \cdot 0,25} = 260 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр корпуса головки определим по формуле:

$$D_{\text{внк}} = D_{\text{нк}} - 2\delta_2 = 260 - 2 \cdot 5 = 250 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр ротора

$$D_{\text{вр}} = D_{\text{наз}} + 2\delta_3 + 2t_1 = 125 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2,5 = 140 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ротора

$$D_{\text{нр}} = D_{\text{внк}} - 2t_2 = 250 - 2 \cdot 1 = 248 \text{ мм.}$$

Количество патрубков ротора

$$z = \frac{\pi D_{\text{наз}}^2 \nu k}{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n} = \frac{3,14 \cdot 125^2 \cdot 1,7 \cdot 15}{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04} = 7,8 \text{ шт.}$$

Полученную цифру округляем до целого числа в большую сторону, получим $z = 8$ шт.

Уточняем скорость движения навоза в патрубках ротора:

$$\nu_{\text{от}} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q_n}{z \cdot \pi \cdot d_{\text{нр}}^2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{8 \cdot 3,14 \cdot 45^2} = 3,14 \text{ м/с.}$$

Угол выхода навоза из патрубка ротора

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{d_{unp}}{2a} = \frac{45}{2 \cdot 37,438} = 0,601 \approx 31^\circ.$$

Частота вращения ротора

$$n_p = \frac{60 \cdot \cos\beta_2 \cdot v_{om2}}{10^{-3} \pi D_{np}} = \frac{60 \cdot \cos 31 \cdot 3,14}{10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 318} = 162 \text{ мин}^{-1}.$$

Угол входа навоза в патрубки ротора β_1 определяем из выражения (20) методом деления отрезка на десять частей. Для этого табулируем функцию на отрезке от 0 до $\pi/2$. На этом отрезке уравнение (20) имеет решение $\beta_1 = 60^\circ$.

Диаметр входа навоза в патрубки ротора

$$D_2 = \frac{z \cdot \left(\frac{d_{unp} + 2\delta_1}{\sin \beta_1} + e \right)}{\pi} = \frac{8 \cdot \left(\frac{45 + 2 \cdot 2,5}{\sin 60} + 5 \right)}{3,14} = 160 \text{ мм}.$$

Определим длину патрубка из уравнения (21). Решаем уравнение (21) табличным способом. Задаемся количеством разбиений $\Delta = 10$. Далее определяем приращение радиуса $\Delta r_i = (r_2 - r_1) / \Delta = (124 - 70) / 10 = 5,4 \text{ мм}$ в интервале от $r_1 = D_{op} / 2 = 140 / 2 = 70 \text{ мм}$ до $r_2 = D_{np} / 2 = 248 / 2 = 124 \text{ мм}$, а также приращение угла $\Delta \beta_i = (\beta_1 - \beta_2) / k = (60 - 31) / 10 = 2,9^\circ$ в интервале от $\beta_1 = 60^\circ$ до $\beta_2 = 31^\circ$.

Длина патрубка ротора определяется суммой 10 длин участков патрубка:

$$l_{unp} = 6,33 + 6,54 + 6,79 + 7,07 + 7,4 + 7,77 + 8,22 + 8,73 + 9,35 + 10,08 = 78,3 \text{ мм}.$$

Заключение

Полученные формулы (1)–(6), (8), (14), (18), (20), и (21) позволяют расчетным путем определить основные конструктивные параметры делительной головки.

22.08.2014

Литература

1. Подшиваленко, И.В. Повышение равномерности внесения жидких органических удобрений обоснованием параметров штанговой распределяющей системы: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / И.В. Подшиваленко. – Горки, 2006. – 177 с.
2. Степук, Л.Я. Машина для внесения жидких органических удобрений со сменными модулями / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Международный агроэкологический форум: в 3 т., Санкт-Петербург, 21–23 мая 2013 г. / Северо-Западный НИИМЭСХ. – СПб.: ГНУ СЗНИИМЭСХ Россельхозакадемии, 2013. – Т. 3: Экологические аспекты производства продукции животноводства; снижение отрицательного воздействия химически активного азота на окружающую среду в сельскохозяйственном производстве; полевые исследования для устойчивого развития сельских территорий. – С. 75–79.

3. Степук, Л.Я. Обоснование шага установки дисков и расстояния между их рядами в адаптере для внутрипочвенного внесения жидкого навоза / Л.Я. Степук, А.А. Жешко, Э.В. Дыба // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т. 1. – С. 132–140.
4. Жарский, М.А. Гидро- и пневмотранспорт в сельском хозяйстве: учебное пособие для студентов с.-х. вузов / М.А. Жарский, Г.П. Цыганок. – Горки, 1988. – 68 с.
5. Грачева, Л.И. Трубопроводный транспорт на животноводческих фермах / Л.И. Грачева, Н.Н. Шумляк. – М.: Колос, 1979. – 159 с.
6. Васильев, Б.А. Гидравлические машины / Б.А. Васильев, Н.А. Грецов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.

УДК 631.365

В.П. Чеботарев

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

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СУШКИ ЭЛЕМЕНТАРНОГО ПОДВИЖНОГО СЛОЯ ЗЕРНА

Введение

Имитационная модель для исследования изменения параметров процесса сушки подвижного слоя зерна потоком агента сушки различного направления движения относительно зернового потока строится аналогично расчетным моделям сушки неподвижного слоя зерна. В слое зерна, через который проходит поперечный поток агента сушки (рисунок 71), например, происходят аналогичные процессы теплопередачи и переноса вещества, и для них действительны те же закономерности, что и для неподвижного слоя зерна [1, 2]. Однако если основные параметры сушки неподвижного слоя зерна представляются функцией времени, то параметры сушки подвижного слоя зерна лучше описываются функцией пути движения зерна в сушильном модуле.

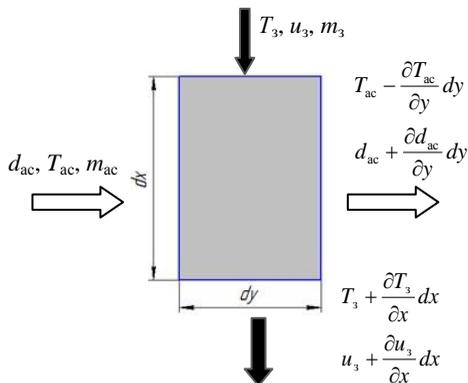


Рисунок 71 – Изменения состояния агента сушки и подвижного элементарного слоя зерна при сушке поперечным потоком сушильного агента