

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ

MECHANIZATION AND ELECTRIFICATION OF AGROINDUSTRIAL COMPLEX

УДК 631.354.2:633.34:631.57

Присяжная С.П., д.т.н., профессор ДальГАУ,
Присяжный М.М., к.т.н., ДальНИПТИМЭСХ,
Дыкин А.П., ДВВКУ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОЛОВЫ В ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО ПРИ УБОРКЕ СОИ КОМБАЙНОМ С ПРИСПОСОБЛЕНИЕМ

В статье изложено обоснование параметров горизонтального винтового транспортера перемещения половы, потери давления при поступлении половы во всасывающий пневмополовопровод, движение половы в вертикальном и горизонтальном участках пневмополовопровода. Предложены теоретические зависимости определения параметров винтового, всасывающего и нагнетательного пневмополовопроводов, режимов работы вентилятора.

Prisyazhnaya S.P., Prisyazhniy M.M., Dykin A.P.

PERFECTION OF PROCESS OF MOVING CHAFF TO THE VEHICLE DURING SOYA CLEANING BY THE COMBINE WITH THE DEVICE

In this article it is stated the substantiation of parameters of the horizontal screw conveyor for chaff moving, losses of pressure at chaff entrance in soaking up pneumatic chaff pipeline, movement of chaff in vertical and horizontal sites of pneumatic chaff pipeline. Theoretical dependences of parameter definitions of screw, soaking up and delivery pneumatic chaff pipelines, operating modes of the fan are offered.

Анализ технологических процессов комбайновой уборки незерновой части урожая сои показывает, что в современных условиях наиболее приемлемой технологией является сбор незерновой части урожая сои (половы), в рядом идущее транспортное средство, с измельчением и разбрасыванием соломы, позволяющей за счет измельчения и разбрасывания соломы в последующем поддерживать гумус и плодородие полей, а собранную полову использовать для кормления в животноводстве (пат. №2315464). Факторами, определяющими эксплуатационную надежность приспособления, являются правильный выбор конструктивных (D , d , S , F) и кинематических (n , ω , v) параметров работы шнека и вентилятора с учетом физико-механических свойств транспортируемой половы.

Полова, опирающаяся на винтовую поверхность горизонтального шнека и

прижатая к стенке кожуха, в стационарном режиме имеет движение, описываемое дифференциальными уравнениями [1].

Под действием винтовой поверхности шнека транспортируемый материал движется не параллельно его оси, а винтообразно с переменной скоростью в осевом и радиальном направлениях в зависимости от расстояния частиц материала до оси шнека, от коэффициента трения и величины противодействия.

Решая дифференциальные уравнения находим абсолютную, переносную, относительную скорости частиц перемещаемого материала в шнеке, на которые оказывает влияние угол наклона оси шнека γ , радиус R , угол подъема винтовой линии α , угловая скорость ω_0 , коэффициенты трения материала f_1 и f_2 .

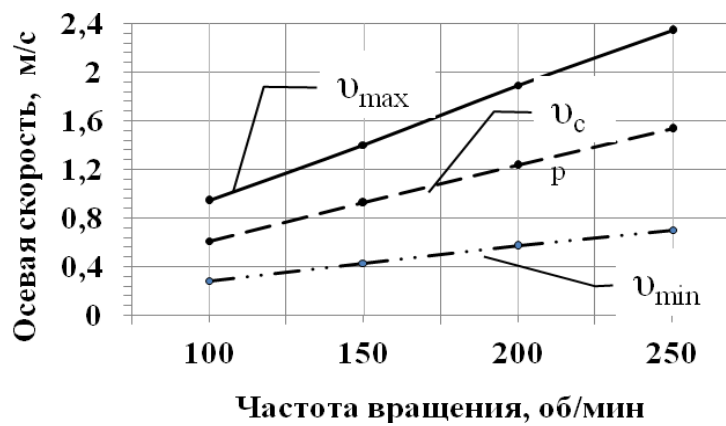


Рис. 1. Изменение осевой скорости движения частицы материала в шнеке

В горизонтальном шнеке при $\gamma=0$ частица, начав движение из нижнего положения при $\beta=90^\circ-(\alpha+\varphi)$, обязательно достигнет образующей под углом $\varepsilon_0=\arctg[f_1\lg(\alpha+\varphi)]$ и движется вдоль неё с поступательной скоростью $v_l=\omega_0 R t g \alpha$, где β – угол между вектором абсолютной и переносной скорости, рад и φ – угол, на который отклоняется частица половы при вращении шнека за время t с постоянной скоростью ω_0 , рад. Изменение средней осевой скорости движения частиц половы в шнеке представлено на рисунке 1.

Из рисунка 1 видно, что средняя осевая скорость движения частиц половы при входе в пневмополовопровод может составлять 1,2 – 1,3 м/с, что несколько может снизить потери давления воздуха на разгоне участка в вертикальном пневмополовопроводе, так как по литературным данным [2] при скорости схода не менее 0,8 м/с, потери на разгон уменьшаются на 20-25%.

Частота вращения лопастей шнека может быть определена по формуле

$$n = \frac{30\omega_0 D \sin \alpha \cos \beta}{2 \sin(\alpha + \beta)}. \quad (1)$$

Для нормальной работы винтового транспортера перемещения половы необходимо обеспечить оптимальное соотношение возможных производительностей: загрузочного, транспортирующего и разгрузочного узлов.

Производительность разгрузки будет наибольшей при осевой и круговой схеме, когда площади сечения кожуха винта и разгрузочного патрубка примерно одинаковые. Корытообразная форма

загрузочного устройства вытекает из конструктивной целесообразности приспособления к зерноуборочному комбайну.

Снижение перемещения частиц половы в осевом направлении можно учесть коэффициентом подачи

$$k_n = \frac{P_{\text{факт.}}}{P_{\text{теорет.}}} \quad (2)$$

и отставания

$$K_o = 1 - (\cos^2 \alpha_{cp} - 0,5 f \sin 2 \alpha_{cp}), \quad (3)$$

где $P_{\text{факт.}}$ – фактическая подача, кг/с;
 $P_{\text{теорет.}}$ – теоретическая подача, кг/с;
 $f = \lg \varphi$ – коэффициент трения;
 $\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_d + \alpha_u)$ – среднее арифметическое значение углов подъема винтовых линий на периферии α_d и у вала α_u шнека.

Выразив действительный объем перемещаемой половы на длине одного шага $V_g = F_c S = V$, подача половы в пневмополовопровод шнеково-выгрузочным устройством с учетом [3] определится

$$P = 0,785(D^2 - d_g^2) \cdot S \cdot \omega \cdot \rho \cdot k_z \cdot k_v \cdot k_\beta \cdot k_n, \quad (4)$$

где $V = 0,785(D^2 - d_g^2)S$;
 D – диаметр шнека, м;
 d_g – диаметр вала, м;
 S – шаг шнека, м;
 ω – угловая скорость, с^{-1} ;
 k_z – безразмерный коэффициент учитывающий форму загрузочного и разгрузочного устройства;
 k_v – безразмерный коэффициент,

определяющий зависимость подачи половы от влажности W ;
 k_p – коэффициент, учитывающий угол наклона шнековой лопасти;
 k_n – коэффициент учитывающий снижение подачи к выгрузному окну.

На перемещение половы с горизонтального участка пути в вертикальный происходят потери давления на ускорение (разгон) частиц.

На этом участке разгона справедливо равенство приращения количества движения половы и импульс от воздушного потока

$$P\Delta t = m(v_m - v_{cp}), \quad (5)$$

где $P = \Delta P_p F$ – сила действия воздушного потока на полову, находящуюся на разгонном участке, Н;
 Δt – время разгона, с;
 m – масса половы, проходящий на участке разгона за время Δt , кг;
 F – площадь сечения всасывающего половопровода, m^2 ;
 v_m – скорость, приобретаемая половой к концу разгона, м/с.

Преобразуя уравнение (5), имеем:

$$\Delta P_p = \mu \rho (v_m - \omega_0 R t g \alpha) (v_B - v_{um}).$$

Из формулы (6) следует, что потери давления в пределах разгонного участка можно выразить через следующие параметры: v_{cp} , $v_{вит}$, μ , v_m , v_B . При этом они оказывают различное влияние на ΔP_p . Увеличивая v_{cp} , $v_{вит}$ потери пропорционально уменьшаются, а с увеличением μ , v_m , v_B возрастают.

На полову в вертикальном участке пневмополовопровода действует сила тяжести $G = mg$, направленная вниз по вертикали и сила аэродинамического сопротивления $R = \alpha v^2$, где $\alpha = \alpha' F'$ – коэффициент пропорциональности; α' – коэффициент аэродинамического

сопротивления; $\rho = \frac{\gamma}{g}$ – плотность воздуха,

кг/м³; F' – площадь миделевого сечения частиц половы, m^2 ; v – скорость половы, м/с; γ – объемный вес половы, кг/м³.

Уравнение движение половы в вертикальном участке из условия

действующих сил примет вид

$$m \frac{dv}{dt} = -mg + \alpha v^2. \quad (7)$$

Решая дифференциальное уравнение (7) исходя из начальных условий $t=0$ и $v=0$, получим $C=1$ (свободный член). Подставляя $C=1$, имеем скорость начала встречи половы с поверхностью лопасти вентилятора

$$v_H = \sqrt{\frac{mg}{\alpha}} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{\alpha g}{m}} t} - 1}{e^{\sqrt{\frac{\alpha g}{m}} t} + 1}. \quad (8)$$

Анализ выражения (8) показывает, что скорость половы зависит от времени подъема её от загрузки до встречи с лопастью вентилятора. Следовательно, высота подъема половы является главным фактором, влияющим на скорость встречи половы с лопастями вентилятора. И эта величина ограничивается габаритами зерноуборочного комбайна.

Подача половы Q_n определится, с учетом площади поперечного сечения канала F_k ,

$$Q_n = G_n (v_e - v_s) \cdot F_k \quad (9)$$

или зная выход половы, который зависит от урожайности сои определяем требуемую площадь поперечного сечения канала

$$F_k = \frac{Q_n}{G_n (v_e - v_s)} = \frac{Q_n}{mg (v_e - v_s)}. \quad (10)$$

Преобразуя, получим

$$F_k = \frac{Q_n}{\gamma_{возд} v_e \mu}. \quad (11)$$

Теоретический напор вентилятора, может быть определен на основе скоростного треугольника (рис. 2).

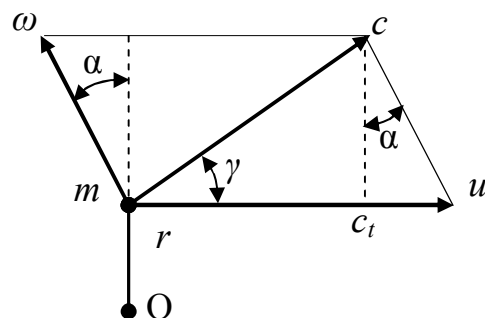


Рис. 2. Скоростной треугольник

Из скоростного треугольника, определяем тангенциальную скорость воздуха C_t , протекающего по лопасти близ точки m на некотором расстоянии r от оси вентилятора [4].

Полную скорость C разложим на два направления: по касательной к лопасти и по касательной к окружности, описываемой точки m ; первая составляющая ω – представит относительную скорость воздуха по лопасти, а вторая u – переносную скорость. Величина составляющей $C_t = u - \omega \sin \alpha = u(1 - \frac{\omega}{u} \sin \alpha)$.

Из того же скоростного треугольника следует, что

$$\frac{\omega}{u} = \frac{\sin \gamma}{\sin(90^\circ + \alpha - \gamma)} = \frac{\sin \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)}, \quad (12)$$

следовательно:

$$C_t = u(1 - \frac{\sin \alpha \sin \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)}) = u \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma}$$

или

$$uC_t = u^2 \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma}. \quad (13)$$

Используя это выражение для начальных и конечных точек лопасти вентилятора, формулу теоретического напора можно написать так:

$$H_m = \frac{\gamma}{g} \left[u_2^2 \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg} \gamma_2} - u_1^2 \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \gamma_1} \right], \quad (14)$$

с учетом, что $u_2 = r_2 \omega$ и $u_1 = r_1 \omega$:

$$H_m = \frac{\gamma}{g} u_2^2 \varphi. \quad (15)$$

Задавая коэффициент полезного действия $\eta_h = (0,5-0,7)$ будем иметь:

$$h = \eta H_m = \eta \gamma \varphi \frac{u_2^2}{g}. \quad (16)$$

Отсюда окружная скорость внешнего края лопасти:

$$u_2 = \sqrt{\frac{gh}{\eta_h \gamma \varphi}} = \frac{\pi}{30} r_2 n$$

или число оборотов вентилятора:

$$n = \sqrt{\frac{gh}{\eta_h \gamma \varphi}} \cdot \frac{30}{\pi r_2}, \quad (17)$$

где φ – коэффициент зависящий от формы лопасти.

На горизонтальном участке пневмополовопровода, отнесем движение половы к прямоугольной системе координат XOY (рис. 5).

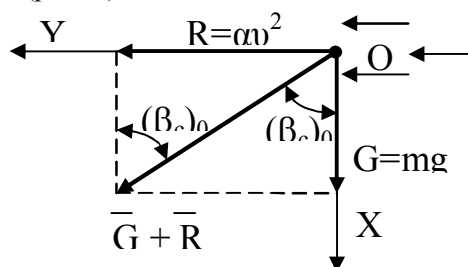


Рис. 3. Схема взаимодействия горизонтального потока и свободно движущейся половы

Отклонение полной скорости от вертикали изменяется углом β_c , величина этого угла определяется из соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta_c = \frac{C_y}{C_x}. \quad (18)$$

Для перемещения половы во всасывающем и нагнетательном половопроводах необходимо вентилятором создать определенное давление или напор, который расходуется на преодоление сопротивления (трение о стенки, перехода, входные, выходные и переходные патрубки и т.п.) и на создание скорости движения воздушной смеси.

Максимальная скорость движения воздуха во всасывающем половопроводе составляет 22,6 м/с, а нагнетательном патрубке половопровода 15 м/с. Которая более чем в три раза превышает скорость витания половы и крупных примесей, стеблей сои и сорняков попадающих в половопровод и обеспечивает стабильность работы приспособления.

При использовании пяти, шести и семиметровой жатки на скорости 5–7 км/ч и урожайности зерна 1,0 - 2,5 т/га средний выход половы составит от 0,347 до 1,698 кг/с.

Для сбора половы требуется вентилятором приспособления создать такой расход воздуха, который бы перемещал полововоздушную смесь с определенной скоростью достаточной для подачи половы в транспортное средство (рис. 4, 5).

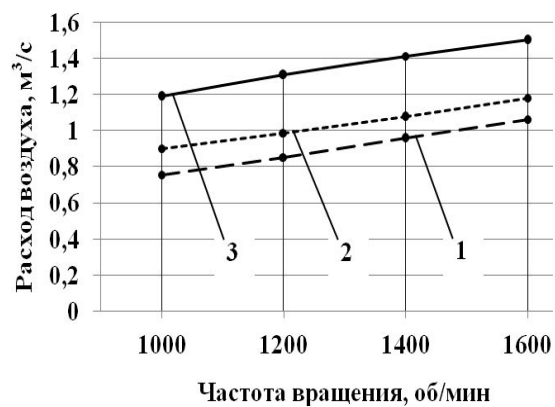


Рис. 4. Фактический расход воздуха
1 – площадь всасывающего диффузора
 $S_D=0,0625 \text{ м}^2$; 2 – $S_D=0,0313 \text{ м}^2$;
3 – $S_D=0,028 \text{ м}^2$

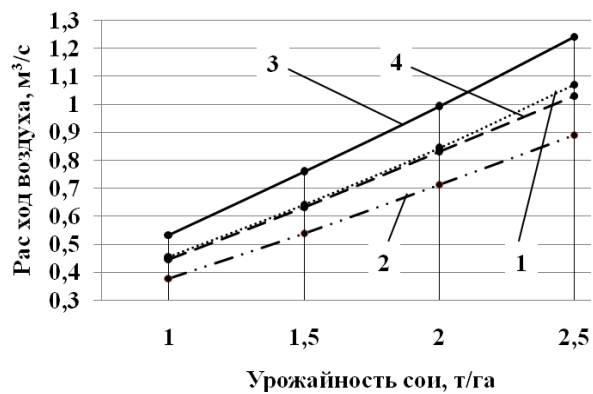


Рис. 5. Требуемый расход воздуха
1 – ширина жатки $Z=6 \text{ м}$, $\mu=0,25$; 2 – $Z=6 \text{ м}$,
 $\mu=0,3$;
3 – $Z=7 \text{ м}$, $\mu=0,25$; 4 – $Z=7 \text{ м}$, $\mu=0,3$

В зависимости от частоты вращения вентилятора 1000-1600 об/мин и площади всасывающего и нагнетательного пневмополовопроводов 0,0028-0,0625 м² фактический расход воздуха изменяется от 0,77 до 1,5 м/с, а требуемый расход воздуха для перемещения половы, поступающей со скатной доски комбайна при урожайности сои от 1,0-2,5 т/га и коэффициенте концентрации смеси 0,25-0,3 составляет от 0,38 до 1,24 м³/с. Данные рисунков 4 и 5 показывают, что фактический расход воздуха перекрывает требуемый, следовательно, разработанное устройство является работоспособным.

ВЫВОДЫ

1. Теоретическими и лабораторными исследованиями установлено, что корытообразный шнек диаметром 200 мм, шагом 240 мм и частотой вращения 220 – 230 об/мин обеспечит равномерную подачу половы во всасывающий пневмополовопровод до 1,2 кг/с, а вентилятор – швырялка создает скорость воздушного потока на всасывании от 12,1 до 22,6 м/с при рабочей площади диффузора от 0,0625 до 0,028 м² и на нагнетании от 14 до 15 м/с при частоте вращения вентилятора от 1200 до 1500 об/мин.

2. Фактический расход воздуха, который обеспечивает разработанный вентилятор – швырялка при частоте вращения вала вентилятора 1200 – 1500 об/мин составляет от 1,2 до 1,5 м³/с, концентрации смеси 0,25-0,3, урожайности зерна сои от 1,0 до 2,5 т/га, скорости движения комбайна 6 км/ч и ширине жатки 7 метров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972.- 184 с.
 2. Зув Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зернообрабатывающих предприятиях / Ф.Г. Зув. – М.: Колос, 1976. – 344 с.
 3. Красников, В.В. Подъемно-транспортные машины [Текст] / В.В. Красников. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 203 с.
 4. Летошнев, М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н. Летошнев. – М.: Россельхозиздат, 1955. – С. 465 – 488.
- Пат. 2315464 Российская Федерация, А01D41/12. Приспособление к зерноуборочному комбайну для сбора соевой половы / Присяжная Серафима Павловна, Присяжный Михаил Михайлович; Дыкин Анатолий Петрович; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Дальневосточный государственный аграрный университет - 2006124721/12: заявл. 10.07.2006; опубл. 27.01.2008 Бюл. №3