

Повышение эффективности процесса решётного сепарирования сыпучих продуктов

*А.Н. Холодилин, к.т.н., ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ;
Е.И. Панов, к.т.н., А.Н. Попов, к.п.н., Оренбургский
ИПС – филиал ФГБОУ ВО Самарский ГУПС*

Сепарирование сыпучих продуктов – один из наиболее распространённых технологических процессов на предприятиях АПК, поэтому совершенствование технологического оборудования для этих целей является первоочередной задачей.

Цель исследования – определить рациональные конструктивные и кинематические параметры конструкции сепаратора, способные обеспечить максимальную эффективность процесса сепарирования сыпучих продуктов.

Материал, методы и результаты исследования. Решётное сепарирование сыпучих продуктов на зерноперерабатывающих предприятиях является одним из наиболее сложных и распространённых технологических процессов [1, 2].

Основным параметром, влияющим на качество получаемых фракций и производительность сепаратора, является скорость относительного движения сыпучего материала [2–4].

Скорость относительного движения зависит от такого количества различных факторов, что все их невозможно учесть при математическом моделировании данного процесса. Поэтому, как правило, модель процесса сепарирования составляют для отдельной частицы простейшей формы [4–6], у которой принимают физико-механические свойства как у частиц реального продукта.

Условия просеивания отдельной частицы через отверстия решета, а также влияние кинематических и установочных параметров на относительную скорость движения частицы рассмотрены в ранее опубликованных работах [3, 4, 7].

В первом приближении можно считать, что на частицу, находящуюся в пределах отверстия решета, действуют сила тяжести G и сила инерции F_u . Предположим, что просеивание частицы происходит под действием равнодействующей F_R , образующей с силой инерции F_u угол β , влияющий на вероятность прохождения частицы сквозь отверстие решета (рис. 1). Естественно, что с увеличением угла β вероятность просеивания частиц возрастает, однако при этом скорость относительного движения продукта и производительность сепаратора снижаются.

Очевидно, что существует рациональное значение угла β , определяющее оптимальное соотношение между производительностью сепаратора и качеством получаемых фракций.

Если в сепараторах с плоскими рабочими органами предельное значение ускорения частицы при гармонических возвратно-поступательных колебаниях ситовой поверхности приблизительно

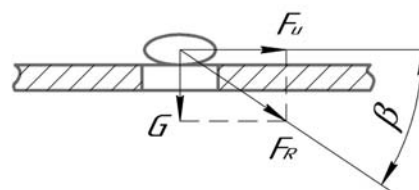


Рис. 1 – Схема сил, действующих на частицу находящуюся в пределах отверстия решета

$= A\omega^2 = 13,6 \text{ м/с}^2$, а величина критического ускорения частицы при круговых колебаниях $= A\omega_k^2 = 12,0 \text{ м/с}^2$, то при возвратно-поступательных колебаниях равно:

$$\beta = \arctg \frac{9,8}{13,6} \approx 40^\circ,$$

а при круговых колебаниях:

$$\beta = \arctg \frac{9,8}{12,0} \approx 43^\circ,$$

Следовательно, сила тяжести является основным фактором, ограничивающим скорость просеивания частиц, возможность повышения производительности и эффективности работы гравитационных решётных сепараторов.

Выдвинутая гипотеза позволяет сузить диапазон экспериментальных исследований для определения рациональных кинематических параметров процесса сепарирования.

В центробежных сепараторах просеивание частиц осуществляется за счёт центробежных сил, величина которых может регулироваться в большом диапазоне, что позволяет повысить не только эффективность разделения частиц сыпучего продукта, но и производительность сепаратора.

Предлагаемые конструкции центробежных сепараторов отличаются друг от друга не только формой рабочего органа и расположением его оси вращения, но и конструкциями приводных устройств [1, 2, 4]. В центробежных сепараторах с горизонтальной или наклонной осями вращения эффективность просеивания частиц сыпучего продукта в различных частях рабочего органа различна за счёт изменения взаимодействия центробежной силы и силы тяжести. В центробежных сепараторах с конической рабочей поверхностью скорость относительного движения и толщина продукта в различных местах рабочего пространства различна, что также отражается на эффективности просеивания частиц сыпучего материала.

Для обеспечения относительного движения продукта в центробежных сепараторах применяют различные конструкции приводных устройств [8], сообщающие рабочим органам планетарное движение или различного вида колебания, способные создать значительные динамические нагрузки на узлы и отдельные детали сепаратора.

Анализ рассмотренных вариантов позволяет сделать вывод, что наиболее перспективными для повышения эффективности процесса сепарирования являются центробежные сепараторы с цилиндрическими рабочими органами, вращающимися вокруг вертикальной оси, с колебаниями, создающими минимальные динамические нагрузки.

Нами предложена конструкция привода [8], позволяющая при планетарном движении вертикального цилиндра сообщать ему гармонические вращательные колебания, обеспечивающие возможность регулирования траектории и относительной скорости движения продукта, что в целом повышает эффективность процесса сепарирования сыпучих продуктов.

В соответствии с рисунком 2, привод работает следующим образом. От электродвигателя 1 через клиноремennую передачу 2 вращение передаётся приводному валу 3, жёстко соединённому с платформой 4, на которой по окружности, в подшипниковых узлах, установлены ситовые цилиндры 5. В результате вращения платформы 4 ситовые цилиндры совершают планетарное движение. Приводной вал 3 через клиноремennую передачу 9 передаёт вращение эксцентриковому колебателю 8, который через водило 7 сообщает вращательные колебания ситовым барабанам 5. Таким образом, происходит наложение гармонических вращательных колебаний на равномерное вращение ситовых цилиндров.

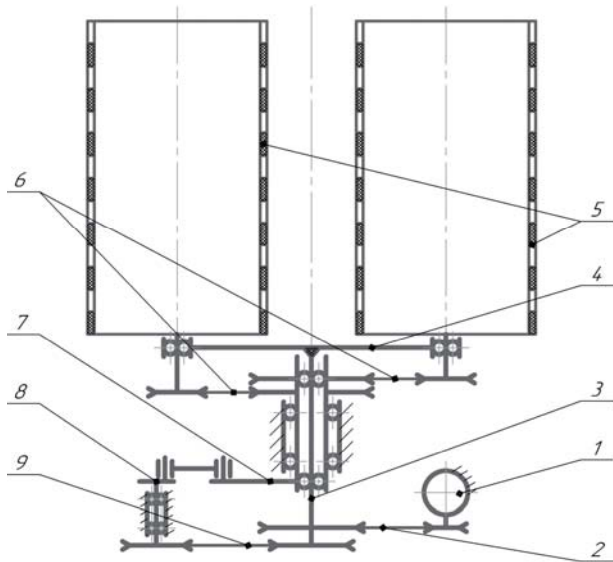


Рис. 2 – Схема привода виброцентробежного сепаратора:

1 – электродвигатель; 2, 6, 9 – клиноремennая передача; 3 – приводной вал; 4 – платформа; 5 – ситовые цилиндры; 7 – водило; 8 – эксцентриковый колебатель

Составим схему сил, действующих на частицу, находящуюся на внутренней поверхности вращающегося цилиндра.

При планетарном движении в соответствии с рисунком 3 ситовой барабан радиусом r вращается вокруг вертикальной оси $O-O$ с постоянной угловой скоростью θ , и вокруг своей оси $n-n$ – по закону:

$$\varphi = \Omega t + \psi \sin \omega t, \quad (1)$$

где Ω – постоянный компонент угловой скорости цилиндра, c^{-1} ;

ψ – угловая амплитуда колебаний, рад;

ω – частота колебаний, c^{-1} .

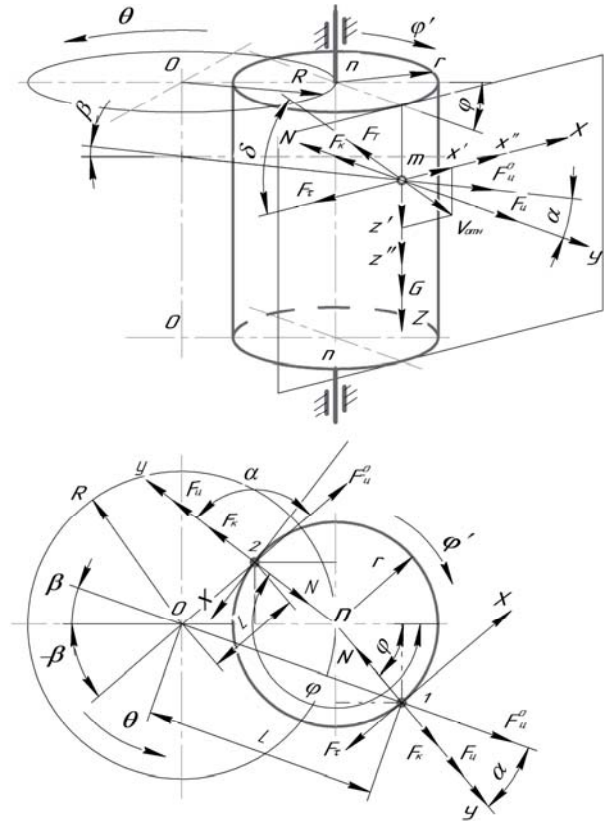


Рис. 3 – Схема сил, действующих на частицу

Расстояние между осями вращения цилиндра $n-n$ и $O-O$ обозначим через R . В соответствии с установленным законом вращения угловая скорость и ускорение цилиндра соответственно равны:

$$\dot{\varphi} = \Omega + \psi \omega \cos \omega t, \quad (2)$$

$$\ddot{\varphi} = -\psi \omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

При этом на частицу, находящуюся на внутренней поверхности цилиндра, действуют:

- центробежная сила инерции $F_u = mr\dot{\varphi}^2$;
- переносная сила инерции $F_\tau = mr\ddot{\varphi}$;
- кориолисова сила инерции $F_k = 2m\dot{\varphi}\dot{\chi}$;
- нормальная реакция опоры N ;
- сила трения $F_T = fN$;
- сила тяжести $G = mg$,

где g – ускорение свободного падения;

f – коэффициент трения, характеризующий сопротивление относительному движению частицы.

Сила трения F_T , направлена противоположно вектору относительной скорости $V_{\text{отн}} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}$ и образует с осью x угол δ , причём:

$$\sin \delta = \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}}; \quad \cos \delta = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}}. \quad (4)$$

В результате равномерного вращения вокруг оси $O-O$ на плоскую материальную частицу массой m , находящуюся на внутренней поверхности цилиндра, действует центробежная сила инерции:

$$F_u^0 = mL\theta^2, \quad (5)$$

где θ – угловая скорость вращения цилиндра, c^{-1} ; L – расстояние от оси вращения до частицы, м.

$$L = \sqrt{(R + r \cos \varphi)^2 + (r \sin \varphi)^2}, \quad (6)$$

где R – расстояние между осями вращения цилиндра, м;

r – радиус цилиндра, м, или:

$$L = \sqrt{[R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2}. \quad (7)$$

Подставляя выражение (7) в (5), получим:

$$F_u^0 = m \sqrt{[R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2} \cdot \theta^2. \quad (8)$$

Рассмотрим (точка 1) случай относительного движения частицы в положительном направлении оси X . Составим систему дифференциальных уравнений в проекциях на оси координат X, Y, Z :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= F_u^0 \sin \alpha - F_\tau - F_T \cos \delta \\ m\ddot{y} &= F_u^0 \cos \alpha - F_\kappa - N \\ m\ddot{z} &= G - F_T \sin \delta \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где α – угол между осью Y и вектором F_u^0 центробежной силы инерции:

$$\alpha = \varphi - \beta, \quad (10)$$

где $\beta = \arctg \frac{r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)}{R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)}$,

угол, определяющий местоположение частицы.

Подставляя в систему уравнений (9) значения сил, получим:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mL\theta^2 \sin(\varphi - \beta) - mr\ddot{\varphi} - fN \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \\ m\ddot{y} &= mr\dot{\varphi}^2 + mL\theta^2 \cos(\varphi - \beta) - 2m\dot{\varphi}\dot{x} - N \\ m\ddot{z} &= mg - fN \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

При безотрывном движении частицы перемещение вдоль оси Y отсутствует, следовательно $y=0$; $\dot{y}=0$; $\ddot{y}=0$, что позволяет определить нормальную реакцию N из второго уравнения системы (12):

$$N = 2m\dot{\varphi}\dot{x} - mr\dot{\varphi}^2 - mL\theta^2 \cos(\varphi - \beta). \quad (13)$$

Подставляя полученное выражение (13) в систему уравнений (12) и сокращая на массу, получим:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= L\theta^2 \sin(\varphi - \beta) - r\ddot{\varphi} - f \\ \left[2\dot{\varphi}\dot{x} - r\dot{\varphi}^2 - L\theta^2 \cos(\varphi - \beta) \right] \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \\ \ddot{z} &= g - f \left[\frac{2\dot{\varphi}\dot{x} - r\dot{\varphi}^2 - L\theta^2 \cos(\varphi - \beta)}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \right] \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Учитывая, что коэффициент трения равен тангенсу угла трения ρ :

$$f = \operatorname{tg} \rho = \frac{\sin \rho}{\cos \rho},$$

Получим:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= L\theta^2 \frac{\sin(\varphi - \beta + \rho)}{\cos \rho} - r\ddot{\varphi} - \\ &- \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \left[2\dot{\varphi}\dot{x} - r\dot{\varphi}^2 \right] \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \\ \ddot{z} &= g - \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \left[\frac{2\dot{\varphi}\dot{x} - r\dot{\varphi}^2 - L\theta^2 \cos(\varphi - \beta)}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \right] \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

или

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= \sqrt{[R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2} \theta^2 \cdot \\ &\cdot \frac{1}{\cos \rho} \sin \left[(\Omega t + \psi \sin \omega t) - \arctg \frac{r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)}{R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)} + \rho \right] + \\ &+ r\psi\omega^2 \sin \omega t - \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \left[\frac{2(\Omega + \psi\omega \cos \omega t)\dot{x} - r(\Omega + \psi\omega \cos \omega t)^2}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \right] \\ \ddot{z} &= g - \frac{\sin \rho}{\cos \rho} \left[\frac{2(\Omega + \psi\omega \cos \omega t)\dot{x} - r(\Omega + \psi\omega \cos \omega t)^2 - \sqrt{[R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)]^2} \cdot \right. \\ &\left. - \theta^2 \cos \left[(\Omega t + \psi \sin \omega t) - \arctg \frac{r \sin(\Omega t + \psi \sin \omega t)}{R + r \cos(\Omega t + \psi \sin \omega t)} \right] \right] \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}} \end{aligned} \right\}. \quad (16)$$

При изменении угла φ от 0 до 180° угол β в уравнении (10) принимаем со знаком «+», при изменении угла φ от 180 до 360° угол β (точка 2, рис. 3) принимаем со знаком «-», в связи с чем знаки в первом уравнении системы (12) перед центробежной силой инерции F_u^0 и силой трения F_T изменяются на противоположные. Кроме того, во втором уравнении знак изменяется перед силой F_κ инерции Кориолиса.

В соответствии с вышеизложенным знаки изменяются перед соответствующими силами и в системе уравнений (16).

При отсутствии гармонических колебаний цилиндра неподвижная частица может начать относительное движение, если выполнено условие:

$$f \left[\frac{\sqrt{\theta^2 \sqrt{(R+r \cos \Omega t)^2 + (r \sin \Omega t)^2} \cdot \sin(\Omega t - \arctg \frac{r \sin \Omega t}{R+r \cos \Omega t})} + g^2}{r \Omega^2 + \theta^2 \sqrt{(R+r \cos \Omega t)^2 + (r \sin \Omega t)^2} \cdot \cos(\Omega t - \arctg \frac{r \sin \Omega t}{R+r \cos \Omega t})} \right] \cdot \quad (17)$$

Это неравенство может использоваться для определения коэффициента трения:

$$f < \frac{\sqrt{\theta^2 \sqrt{(R+r \cos \Omega t)^2 + (r \sin \Omega t)^2} \cdot \sin(\Omega t - \arctg \frac{r \sin \Omega t}{R+r \cos \Omega t})} + g^2}{r \Omega^2 + \theta^2 \sqrt{(R+r \cos \Omega t)^2 + (r \sin \Omega t)^2} \cdot \cos(\Omega t - \arctg \frac{r \sin \Omega t}{R+r \cos \Omega t})} \cdot \quad (18)$$

При наличии гармонических вращательных колебаний, когда $\omega t = 1$, для обеспечения начала движения частицы по поверхности цилиндра должно выполняться условие:

$$f \left\{ \frac{\sqrt{\theta^2 \sqrt{[R+r \cos(\Omega t + \psi)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi)]^2} \cdot \sin \left[(\Omega t + \psi) - \arctg \frac{r \sin(\Omega t + \psi)}{R+r \cos(\Omega t + \psi)} \right] + r \psi \omega^2}{r \Omega^2 + \theta^2 \sqrt{[R+r \cos(\Omega t + \psi)]^2 + [r \sin(\Omega t + \psi)]^2} \cdot \cos \left[(\Omega t + \psi) - \arctg \frac{r \sin(\Omega t + \psi)}{R+r \cos(\Omega t + \psi)} \right]} \right\} + g^2 > \quad (19)$$

Выводы.

1. Наиболее эффективными при сепарировании сыпучих продуктов являются центробежные сепараторы с цилиндрическими рабочими органами и вертикальной осью вращения. Вращательные колебания минимизируют нагрузки на

отдельные узлы и детали привода центробежного сепаратора.

2. Выдвинутая гипотеза позволяет сузить диапазон экспериментальных исследований для определения основных параметров, обеспечивающих наиболее эффективное сепарирование.

3. Применение планетарного вращения цилиндрического решета с наложением вращательных колебаний способствует расширению диапазона конструктивных и кинематических параметров, позволяющих обеспечивать высокую эффективность процесса сепарирования.

4. Решение системы дифференциальных уравнений (16) численным методом позволяет при выбранных геометрических параметрах сепаратора определить рациональные значения кинематических параметров привода и расположение отверстий решета, способных обеспечить максимальную эффективность процесса сепарирования.

Литература

1. Тарасов В.П. Технологическое оборудование зерноперерабатывающих предприятий: учеб. пособие. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2002. 229 с.
2. Федоренко И.Я., Пирожков Д.Н. Вибрируемый зернистый слой в сельскохозяйственной технологии: монография. Барнаул: Изд-во АГАУ, 2006. 166 с.
3. Федоренко И.Я. Перемещение частицы по поперечно вибрирующей шероховатой плоскости // Машинно-технологическое, энергетическое и сервисное обслуживание сельхозпроизводителей Сибири: матер. Междунар. науч.-практич. конф. / Россельхозакадемия; Сибирское отделение. ГНУ СибИМЭ. Новосибирск, 2008. С. 548–554.
4. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О гидродинамической модели движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету. Полтава: Пол. НТУ, 2009. Вып. 3(25). Т. 1. С. 205–213.
5. Белов М.И., Романенко В.Н. Математическая модель сепарации зерна на решете очистки // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2008. № 5. С. 10–13.
6. Белов М.И., Романенко В.Н., Славкин В.И. Математическая модель движения частицы по решету очистки // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 8. С. 33–36.
7. Лапшин И.П., Косилов Н.И. Расчёт и конструирование зерноочистительных машин. Курган: ГИПП «Заураль», 2002. 168 с.
8. Холодилин А.Н. Вибрационное решётное сепарирование зернопродуктов в поле центробежных сил: дисс. ... канд. техн. наук. М., 1985.