

В.М. Пучков. – Бюллетень изобретений. – 1991. – № 30.

7. А.с. (СССР) № 1622731 МКИ Р24F. Устройство для регулирования расхода воздуха / Н.И. Капустин, В.М. Пучков, Л.М. Егорова. – Бюллетень изобретений. – 1991. – № 3.

8. А.с. (СССР) № 1636651 МКИ Р24F. Устройство для регулирования расхода воздуха / Н.И. Капустин, Л.М. Егорова. – Бюллетень изобретений. – 1991. – № 11.

9. А.с. (СССР) № 1664212 МКИ⁴ Р24F. Воздухораспределитель / Н.И. Капустин, Н.С. Маликова. – Бюллетень изобретений. – 1991. – № 27.

10. Пат. 2277206 Российская Федерация, МПК⁷ F24F 11/04, F24F 13/08. Устройство для регулирования расхода воздуха / Н.И. Капустин, И.Я. Федоренко, В.А. Демин, В.Н. Капустин. Заявитель и

патентообладатель Н.И. Капустин. – (1Ш)-заявка № 2004135681; заявл. 06.12.2004; опубл. 27.05.2006 г., Бюл. № 15.

11. Пат. 2330216 Российская Федерация, МПК⁷ F24F 7/06, F24F 12/00. Система вентиляции воздуха / Н.И. Капустин, В.А. Демин; заявитель и патентообладатель Алтайский государственный аграрный университет. – (Ки)-заявка № 2006138551; заявл. 31.10.2006; опубл. 27.07.2008 г., Бюл. № 21.

12. Пат. 2337277 Российская Федерация, МПК⁷ F24F 7/0,4, 13/10. Система вентиляции производственного помещения / Н.И. Капустин, В.А. Демин, В.Н. Капустин; заявитель и патентообладатель Н.И. Капустин. – (Яи)-заявка № 2007114857/06; заявл. 19.04.2007; опубл. 27.10.2008 г., Бюл. № 30.



УДК 534.111:63

Д.Н. Пирожков

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРАЦИОННОГО ПРИВОДА

Ключевые слова: расчет, вибрационная машина, вибропривод, конструкция, сила, деформация, движение.

Введение

Эффективная работа любой вибрационной машины, работающей с сыпучим материалом, зависит от того, насколько точным является баланс между подводимой извне и поглощаемой в процессе работы энергией. В случае недостатка подводимой энергии вибрационная машина будет неспособна качественно осуществлять технологический процесс. Если же подводимая энергия не будет полностью поглощаться самой машиной и обрабатываемым в ней материалом, то ее излишек будет рассеиваться в окружающую среду в виде тепла, «вредных» вибраций и шума. Это может негативно отразиться как на элементах самой машины, так и на условиях труда обслуживающего персонала, и даже на прочности оснований, фундаментов и целиком всего здания, в котором установлена машина. За количественные и качественные характеристики подводимой к машине энергии отвечает вибропривод, или вибровозбудитель.

Описание конструкции

Для генерирования прямолинейных горизонтальных колебаний был разработан вибропривод, позволяющий создать энергосбалансированную систему вибромашина – вибропривод. Данная конструкция давно применяется на многих машинах, разработанных в институте техники и агроинженерных исследований Алтайского ГАУ: дозаторах, дробилках, просеивающих устройствах и т.д. Рассмотрим конструкцию вибропривода (рис. 1), которая получила положительное решение о выдаче патента на изобретение по заявке № 2007144745/28(049030) от 12.03.2007 г. (Авторы: И.Я. Федоренко, М.Г. Желтунов, С.Н. Васильев, Д.Н. Пирожков) [1].

Привод содержит электродвигатель 1, подвеску, состоящую из двух параллельных друг другу фланцев 2, муфты 3 с гибкими соединительными элементами 4, выполненных в виде лент из армированной резины или другого упругого материала, дебалансный вал 5, соосный валу электродвигателя, с жестко закрепленными на нем дебалансами 6, шатун 7, соединяющий дебалансный вал 5 с корпусом виб-

ромашины 8 через шарниры 9. Крепление корпуса вибромашины 8 осуществляется подвесками 10.

Работает привод следующим образом. При включении электродвигателя 1 его ротор начинает вращаться и увлекает за собой ведущий фланец 2. Вращение от ведущего фланца 2 передается на ведомый фланец мягко без ударов через гибкие элементы 4, так как они могут получать достаточно большие упругие деформации. Ведомый фланец 2, жестко закрепленный на дебалансном валу 5, раскручивает его вместе с дебалансами 6. По мере возрастания частоты вращения дебалансный вал 5 за счет неуравновешенности дебалансов 6 относительно оси вращения начинает совершать круговые колебания. Шатун 7, связанный шарнирами 9 с дебалансным валом 5 и корпусом вибромашины 8, превращает круговые колебания дебалансного вала 5 в фактически линейные колебания корпуса вибромашины 8, закрепленного посредством подвесок 10.

Представленная конструкция привода проста по устройству. Использование в приводе соединения электродвигателя с дебалансным валом посредством гибких

элементов позволяет избежать резких ударов и наличия повышенных динамических нагрузок на валу электродвигателя, вследствие чего увеличивается его срок службы и уменьшается уровень шума. Кроме того, конструкция позволяет создать уравновешенную систему «вибропривод – вибромашина», так как в ней практически отсутствуют реактивные колебательные усилия на опорах электродвигателя и вибромашины, то есть генерируемые приводом колебания поглощаются вибромашинной исключительно для осуществления рабочего процесса, а возникающие паразитные колебания гасятся за счет малой жесткости гибких элементов 4 и подвесок 10, что позволяет уменьшить энергопотребление и улучшить качество проведения технологической операции вибромашинной.

Расчет элементов конструкции

Для правильного функционирования такой системы необходимо проводить расчет конструктивных элементов привода при разработке каждой конкретной вибрационной машины. Рассмотрим расчет гибких элементов привода.

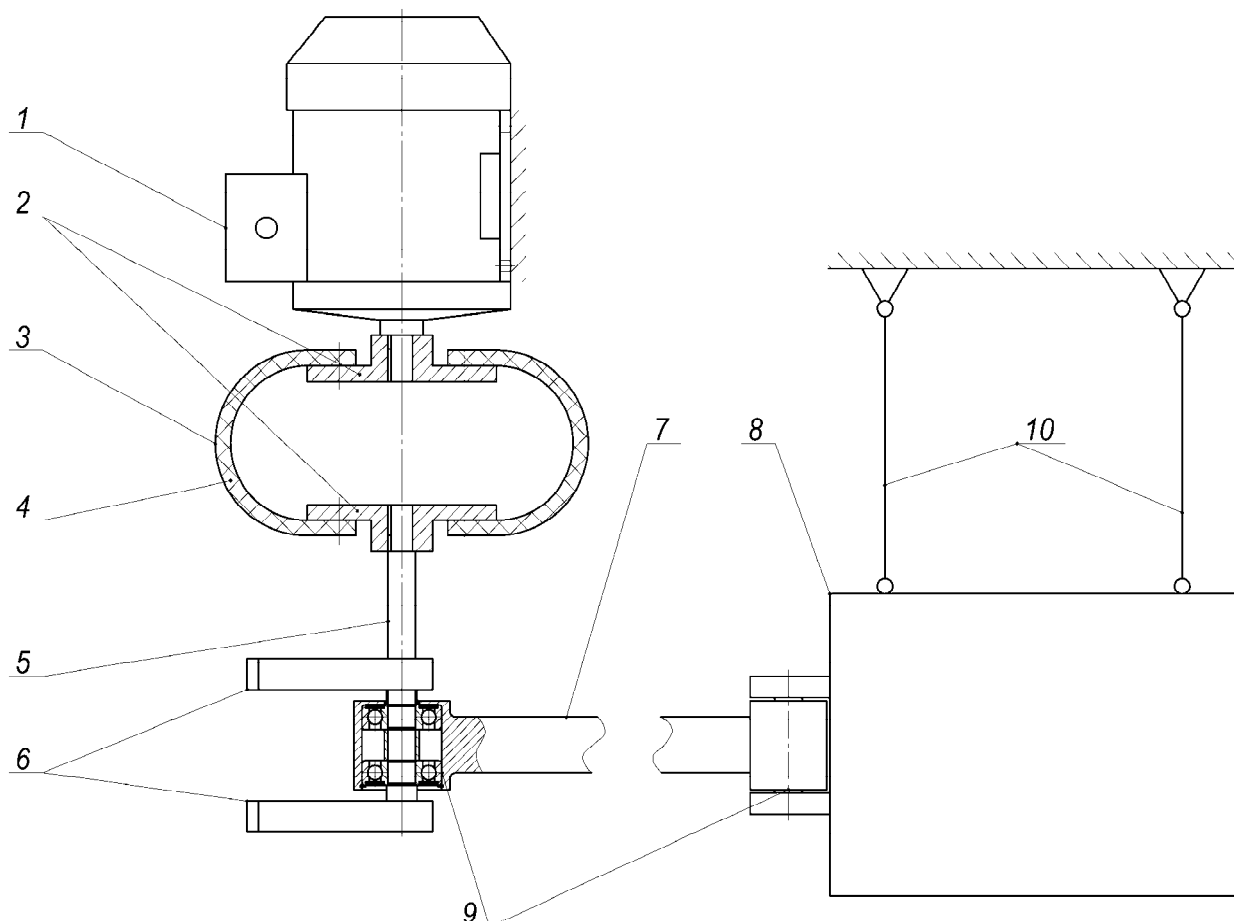


Рис. 1. Принципиальная схема привода вибрационной технологической машины

При работе муфты на ее гибкие элементы воздействует центробежная сила, под действием которой элементы деформируются. Поскольку нижняя часть муфты подвешена к верхней ее части на гибких элементах (рис. 2), то их деформация сопровождается подтягиванием нижней части муфты вверх. Необходимо отыскать величину вертикальной силы, заставляющей подтягиваться нижнюю часть муфты. Для этого введем некоторые допущения. Гибкий элемент представляет собой полосу (стержень) из упругого материала. Для сборки муфты гибкий элемент сжат таким образом, что он потерял устойчивость и под действием сжимающей силы приобрел форму полуокружности.

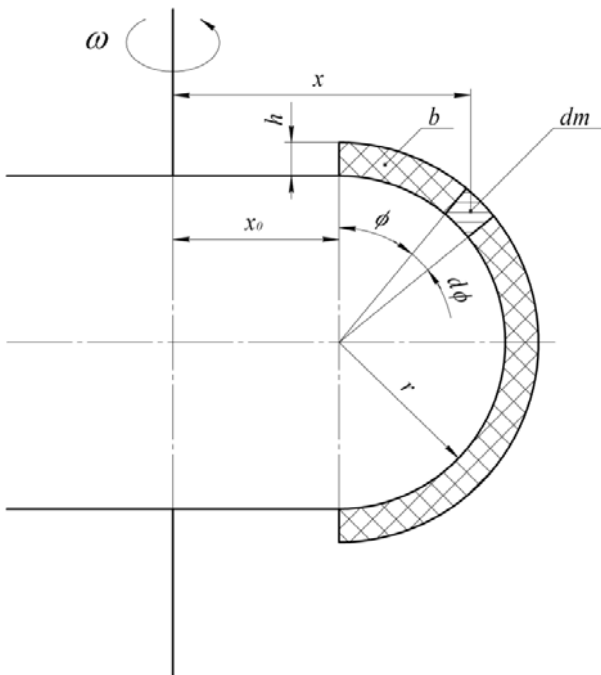


Рис. 2. Схема для определения величины центробежной силы

1. Определение величины центробежной силы.

Выделим частичку из гибкого элемента муфты радиуса r на некотором угле ϕ от начала гибкого элемента, имеющую угол $d\phi$ и элементарную массу dm . При вращении муфты на указанную элементарную частицу гибкого элемента будет действовать центробежная сила:

$$dF_y = \omega^2 x \cdot dm, \quad (1)$$

где ω – угловая частота вращения муфты;

$$q_{(F_y)} = \frac{F_y}{\pi r_m} \sin \phi = \frac{\omega^2 h b}{\pi} (x_0 \pi + 2r_m). \quad (7)$$

x – расстояние от элементарной частички до оси вращения.

Согласно рисунку 2 расстояние x определяется как

$$x = x_0 + r_m \sin \phi, \quad (2)$$

где x_0 – расстояние от оси вращения до начала гибкого элемента.

Массу элементарной частички найдем следующим образом:

$$dm = \rho h b r_m \cdot d\phi, \quad (3)$$

где ρ – плотность материала гибкого элемента;

h – толщина гибкого элемента;

b – ширина гибкого элемента.

Выражение (1) с учетом (2) и (3) примет вид:

$$dF_y = \omega^2 (x_0 + r_m \sin \phi) \rho h b r_m \cdot d\phi. \quad (4)$$

Для получения величины центробежной силы, действующей на весь гибкий элемент муфты, необходимо проинтегрировать выражение (4) по углу $d\phi$ с пределами интегрирования от 0 до π . В результате получим:

$$F_y = \omega^2 \rho h b r_m (x_0 \pi + 2r_m). \quad (5)$$

2. Определение прогиба.

Примем, что в начальный момент времени гибкий элемент муфты имеет форму полуокружности, а центробежная сила, действующая на него, представлена в виде распределенной нагрузки (рис. 3а).

Величина опорных реакций R_A и R_B (рис. 3а) будет равна половине величины центробежной силы, действующей на гибкий элемент и определяемой по формуле (5):

$$R_A = R_B = \frac{\omega^2 \rho h b r_m (x_0 \pi + 2r_m)}{2}. \quad (6)$$

Распределенная нагрузка $q_{(F_y)}$, возникающая от действия центробежной силы, распределяется по дуге окружности длиной, равной πr . На опорах A и B величина ее в поперечном направлении равна 0, а в середине дуги достигает максимума, поэтому закон, по которому изменяется распределенная нагрузка, если за начало отсчета взять опору A , выглядит следующим образом:

Изгибающий момент, создаваемый распределенной нагрузкой, можно найти, проинтегрировав дважды выражение (7) по длине дуги:

$$M_{F_y} = \int \left(\int q_{(F_y)} r_m d\phi \right) r_m d\phi = -\frac{\omega^2 \rho h b r_m^2}{\pi} (x_0 \pi + 2r_m) \sin \phi. \quad (8)$$

Тогда полный изгибающий момент в сечении с центральным углом ϕ с учетом опорных реакций будет выглядеть:

$$M = \frac{\omega^2 \rho h b r_m^2}{2} (x_0 \pi + 2r_m) (1 - \cos \phi) - \frac{\omega^2 \rho h b r_m^2}{\pi} (x_0 \pi + 2r_m) \sin \phi;$$

после приведения подобных:

$$M = \omega^2 \rho h b r_m^2 (x_0 \pi + 2r_m) \left(\frac{1 - \cos \phi}{2} - \frac{\sin \phi}{\pi} \right). \quad (9)$$

Для определения прогиба в середине дуги используем формулу интеграла Мора для кривого стержня:

$$\delta = \frac{1}{EI} \int M \bar{M} r d\phi, \quad (10)$$

где \bar{M} – момент от действия единичной силы;

E – модуль упругости первого рода для материала гибкого элемента;

I – момент инерции поперечного сечения гибкого элемента.

Приложим единичную силу \bar{F} , как показано на рисунке 3б, и найдем единичный момент \bar{M} . Реакции опор от действия единичной силы определяются так:

$$R'_A = R'_B = \frac{1}{2}. \quad (11)$$

Тогда единичный момент в сечении с центральным углом ϕ :

$$\bar{M} = \frac{r_m}{2} (1 - \cos \phi). \quad (12)$$

Поскольку единичная сила делит гибкий элемент на два симметричных участка, на каждом из которых центральный угол изменяется от 0 до $\pi/2$, то выражение интеграла Мора с учетом (9) и (12) выглядит следующим образом:

$$\delta = \frac{1}{EI} \int_0^{\pi/2} \omega^2 \rho h b r_m^3 (x_0 \pi + 2r_m) \left(\frac{1 - \cos \phi}{2} - \frac{\sin \phi}{\pi} \right) (1 - \cos \phi) d\phi. \quad (13)$$

После интегрирования и подстановки пределов выражение для прогиба гибкого элемента в его средней части под действием центробежной силы примет вид:

$$\delta = \frac{0,019 \omega^2 \rho h b r_m^3 (x_0 \pi + 2r_m)}{EI}. \quad (14)$$

3. Определение удлинения гибкого элемента.

Нормальная (растягивающая) составляющая от центробежной силы, действующей на гибкий элемент муфты в сечении с центральным углом ϕ согласно рисунку 3а и с учетом (5) будет иметь вид:

$$N_{F_y} = \frac{\omega^2 \rho h b}{\pi} (x_0 \pi + 2r_m) \cos \phi. \quad (15)$$

Из курса сопротивления материалов известно, что удлинение элементарной частички бруса определяется по формуле:

$$\Delta dz = \frac{N dz}{ES}, \quad (16)$$

где N – нормальная сила, действующая на брус;

dz – длина элементарной частички бруса;

S – площадь поперечного сечения бруса.

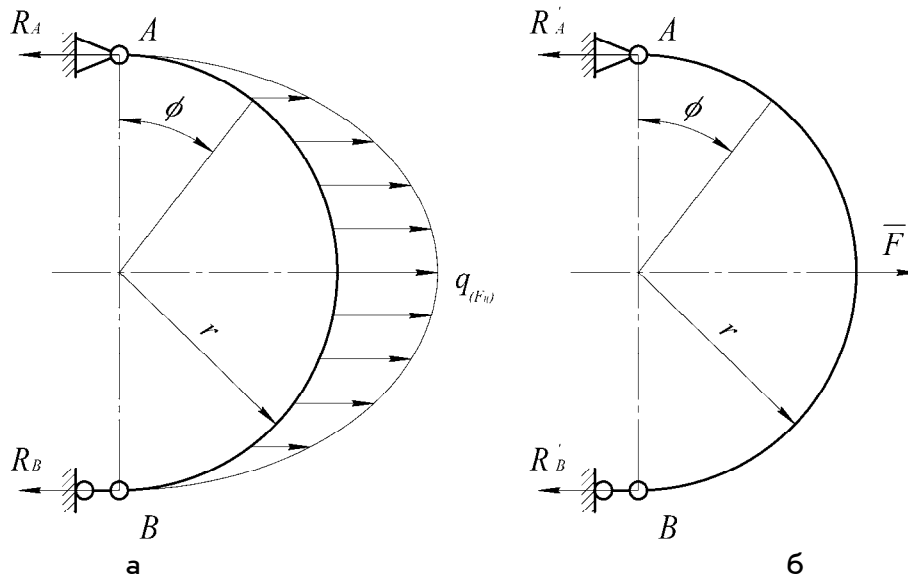


Рис. 3. Схема к определению прогиба гибкого элемента муфты

Если длину dz заменить длиной дуги элементарной частички гибкого элемента (рис. 3а), то выражение (16) примет вид:

$$\Delta dz = \frac{Nr}{ES} d\phi. \quad (17)$$

Для определения удлинения гибкого элемента Δl необходимо проинтегрировать выражение (17) с учетом (15):

$$\Delta l = 2 \int_0^{\pi/2} \frac{\omega^2 \rho h b r_m}{\pi E S} (x_0 \pi + 2r_m) \cos \phi d\phi. \quad (18)$$

После интегрирования, подстановки пределов и приведения подобных выражение (18) примет вид:

$$\Delta l = \frac{2\omega^2 \rho r_m}{\pi E} (x_0 \pi + 2r_m). \quad (19)$$

4. Определение подъемной силы создаваемой гибким элементом.

При работе муфты, возникающая от ее вращения центробежная сила, деформирует гибкий элемент таким образом, что он приобретает форму полуэллипса, причем большой радиус A такого эллипса равен начальному радиусу полуокружности r плюс прогиб гибкого элемента от центробежной силы δ , определяемый по формуле (14) (рис. 4). Поскольку начальная длина гибкого элемента известна, а его удлинение Δl определяется по формуле (19), то перемещение нижнего конца y гибкого элемента найдем исходя из известной конечной его длины (с учетом удлинения) и известной длины большой оси полуэллипса. Также будем считать, что центробежная сила совершает работу

на перемещении δ . Исходя из закона сохранения энергии предположим, что работа центробежной силы будет равна работе вертикальной силы F_B на перемещении y .

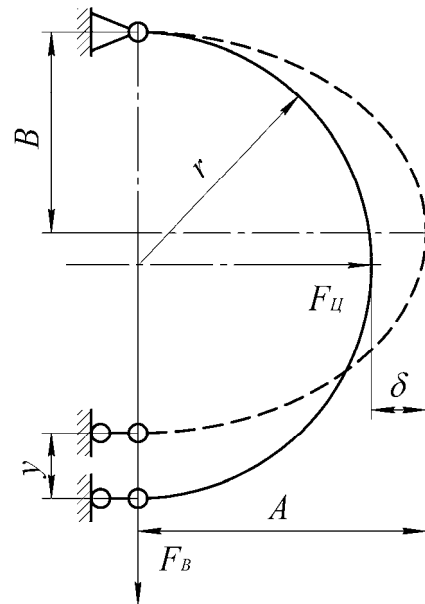


Рис. 4. Схема для определения вертикальной силы

Из курса сопротивления материалов известно, что для потери устойчивости стержня критическая сжимающая сила определяется по формуле:

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (20)$$

где I_{\min} – минимальный момент инерции поперечного сечения стержня;

μ – коэффициент, зависящий от условий закрепления $\mu=1$.

Вертикальная сила определяется следующим образом:

$$F_B = F_{II} + F_{KP}, \quad (21)$$

где F_{II} – подъемная сила.

Длина гибкого элемента в деформированном состоянии:

$$l_1 = \pi r_m + \Delta l, \quad (22)$$

или с учетом (19):

$$l_1 = \pi r_m + \frac{2\omega^2 \rho r_m}{\pi E} (x_0 \pi + 2r_m). \quad (23)$$

Перемещение y можно найти из рисунка 4:

$$y = 2r_m - 2B, \quad (24)$$

где B – малый радиус эллипса.

Поскольку конечная длина гибкого элемента l_1 известна, то для нахождения величины B можно воспользоваться формулой длины эллипса:

$$L_3 = \pi(A+B) \left[1 + \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^4}{64} + \frac{\lambda^6}{256} + \frac{\lambda^8}{16384} + \dots \right], \quad (25)$$

где $\lambda = \frac{A-B}{A+B}$.

Вычислив численным методом величину перемещения y , составляем уравнение равенства работ центробежной и вертикальной сил исходя из закона сохранения энергии:

$$F_{II} \delta = F_B y. \quad (26)$$

Подставляя в (26) выражения (21) и (20) и решив его относительно F_{II} , получаем величину подъемной силы:

$$F_{II} = \frac{F_{II} \delta - F_{KP} y}{y}. \quad (27)$$



Заключение

При работе вибрационной машины шатун, соединяющий ее с виброприводом, должен располагаться горизонтально. Если данное условие не соблюдается, то линия действия силы со стороны шатуна на вибрационную машину также не будет горизонтальна. В этом случае возникают колебания машины не только в горизонтальной, но и в вертикальной плоскости, что отрицательно сказывается на качестве выполнения технологической операции, энергопотреблении и шуме. Определение же величины вертикального перемещения y нижней части вибропривода с шатуном аналитическим путем на стадии проектирования дает возможность правильно расположить вибропривод относительно вибрационной машины. Нахождение величины подъемной силы F_{II} , создаваемой при работе вибропривода, позволяет определить осевые нагрузки на опоры вала электродвигателя и на шарнирные соединения самого привода.

Библиографический список

1. Решение о выдаче патента по заявке на изобретение № 2007144745/28 (049030) от 12.03.2007 г. [Электронный ресурс] URL: http://www.fips.ru/cdfi/reestr_rupatap.htm.
2. Александров А.В. Сопротивление материалов / А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин. – М.: Высшая школа, 2007. – 560 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Изд-во МГТУ, 2005. – 592 с.

УДК 664.741.8

В.Л. Злочевский,
О.Н. Терехова,
М.Н. Белоусов,
И.А. Еремина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ ПРОДУКТОВ РАЗМОЛА В КОЛЬЦЕВОМ ВРАЩАЮЩЕМСЯ КАНАЛЕ

Ключевые слова: моделирование, продукты размола, пневмосепарирование, частица, воздух, усеченный конус,

разделение, параметры, эффективность, мукомольное производство.