

К ОБОСНОВАНИЮ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВАЛЬЦОВ ПЛЮЩИЛКИ

И.Н. Шило, докт. техн. наук, профессор, Н.А. Воробьёв, ассистент, Е.М. Прищепова, аспирантка (УО БГАТУ)

Аннотация

В статье приведены результаты теоретических исследований мощности привода вальцов плющилки, получена зависимость для её расчёта, учитывающая потери мощности на скольжение зерна по поверхности вальцов.

Введение

Одним из важнейших условий обеспечения конкурентоспособности плющилок зерна является возможность плющения ими зерна различных культур, в широком диапазоне влажностей зернового материала. Изменение влажности зерна сопровождается изменением его физико-механических свойств, что, в свою очередь, оказывает значительное влияние на мощность привода. Поэтому при конструировании и эксплуатации плющилок зерна важно знать мощность, необходимую для привода вальцов плющилки.

Основная часть

Теоретические исследования мощности привода вальцов плющилки

Для определения мощности привода вальцов плющилки воспользуемся теоретическими положениями, изложенными в труде основоположника земледельческой механики В.П. Горячкина, «Работа вальцов соломорезки» [1].

Мощность, идущую на привод вальцов, можно разделить на три составляющие:

1. Мощность трения скольжения поверхности

вальцов по зерновке, зависящую от силы трения и длины дуги скольжения;

2. Мощность деформации зерновки, зависящую от прочностных (физико-механических) свойств зерновки;

3. Мощность, затрачиваемую на изменение внутренней энергии зерновки.

Третьей составляющей, изменением внутренней энергии зерновки, можно пренебречь, ввиду её незначительной величины.

Для определения составляющих мощности представим расчетную схему привода вальцов плющилки с нанесением действующих на них сил.

Из расчетной схемы (рис. 1) видно, что валец нажимает на зерновку с силой G , создаваемой устройством прижатия вальцов. Эту силу надо разложить на равнодействующую F_R давления на зерновку под углом α_1 , а также на вертикальную силу F_Y , которая воспринимается осью вальца. Силу F_R можно разложить по горизонтали ($\frac{F_R}{\cos \alpha_1}$)

к вальцу ($F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1$). Под действием реактивной силы F_R на окружности вальца при его вращении развивается сила трения $f \cdot F_R$, которая должна быть равна, или больше силы $F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1$. Можно считать, что весь путь, проходимый зерновкой, будет состоять из длин двух дуг: длины дуги деформации l_{AB} , ограниченной углом деформации α_1 , длины дуги скольжения l_{BC} , ограниченной углом скольжения α_2 .

Тогда мощность трения скольжения:

$$N_m = F_{mp} \cdot \frac{ds}{dt}, \quad (1)$$

где F_{mp} – сила трения, Н;

s – путь скольжения, м;

t – время скольжения, с.

Силу трения F_{mp} , возникающую при взаимодействии зерновки с поверхностью вальцов, найдём по формуле:

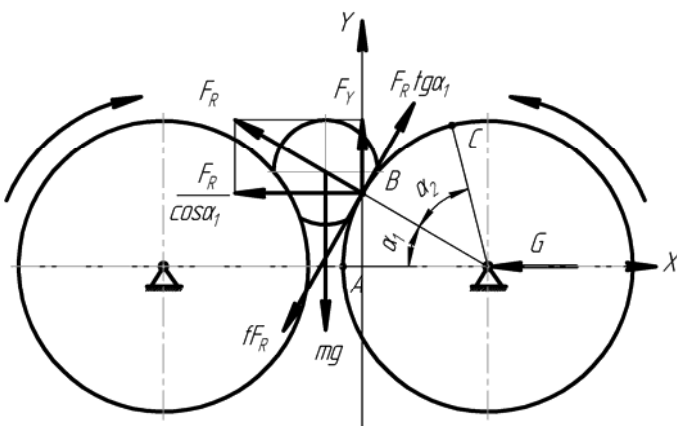


Рисунок 1. Расчетная схема для определения действующих на вальцы сил.

$$F_{mp} = \frac{fmg}{\cos \alpha_1}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения;
 m – масса зерновки, кг;
 g – ускорение свободного падения, м²/с;
 α_1 – угол деформации, рад.
 Приращение пути скольжения ds найдём как:

$$ds = \frac{d\alpha_2 D}{2}, \quad (3)$$

где α_2 – угол скольжения, рад;
 D – диаметр вальца, м.

Тогда мощность трения скольжения на двух вальцах:

$$N_m = \frac{fgDd\alpha_2}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{m}{dt}, \quad (4)$$

где $\frac{m}{dt}$ – это фактическая производительность плющилки Q , которую можно найти по формуле, приведенной в работе [2]:

$$Q = \frac{LbD\gamma}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 g \left[\frac{f}{\sqrt{1-\left(\frac{D-d_n+b}{D}\right)^2}} - \frac{D-d_n+b}{D} \right]}}, \quad (5)$$

где L – длина вальцов, м;
 b – зазор между вальцами, м;
 γ – объёмная масса зерна, кг/м³;
 v – окружная скорость вальцов, м/с;
 v_0 – начальная скорость зерна, м/с;
 d_n – средняя толщина зерновки, м.

Подставив 5 в 4 и интегрируя в пределах от θ до α_2 , получим:

$$N_m = \frac{LbD\gamma}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 g \left[\frac{f}{\sqrt{1-\left(\frac{D-d_n+b}{D}\right)^2}} - \frac{D-d_n+b}{D} \right]}} \cdot \frac{fgD}{2 \cos \alpha_1} \cdot \alpha_2. \quad (6)$$

Уравнение 6 позволяет вычислить мощность трения скольжения.

Мощность деформации зерновки найдём как:

$$N_\theta = 2fF_R v_3, \quad (7)$$

где F_R – равнодействующая, Н;
 v_3 – фактическая скорость зернового потока, определяемая по формуле, приведенной в работе [2]:

$$v_3 = \frac{D}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 g \left[\frac{f}{\sqrt{1-\left(\frac{D-d_n+b}{D}\right)^2}} - \frac{D-d_n+b}{D} \right]}}, \quad (8)$$

Для определения величины равнодействующей F_R отнесём окружную скорость вальца к координат-

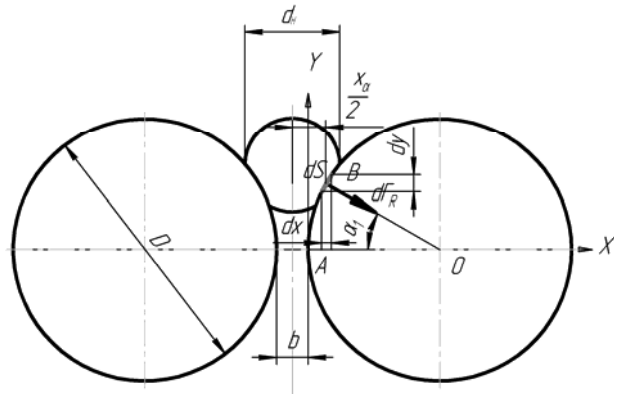


Рисунок 2. Расчётная схема для определения равнодействующей F_R .

ным осям. Где Y – вертикальная ось, проходящая касательно к окружности вальца согласно рисунку 2, ось X идёт горизонтально через центр O .

Выделим на окружности бесконечно малый элемент dS под каким-нибудь углом α_1 с горизонталью.

Тогда:

$$\cos \alpha_1 = \frac{dy}{ds}, \quad (9)$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{dx}{ds}, \quad (10)$$

$$dF_R = pLds, \quad (11)$$

где p – сопротивление сжатия, отнесённое к единице площади, переменное по всей дуге AB , Н/м².

По закону Гука, в пределах упругих деформаций:

$$p = E \frac{\frac{d_n - x_\alpha}{2}}{\frac{d_n}{2}}, \quad (12)$$

где E – модуль упругости, H/M^2 ;

$$\frac{x_{\alpha}}{2} = \frac{b}{2} + x, \quad (13)$$

тогда

$$p = E \frac{\frac{d_n - b}{2} - x}{\frac{d_n}{2}}. \quad (14)$$

Далее, вертикальная составляющая равнодействующей силы dF_R (рис. 3):

$$dF_Y = dF_R \sin \alpha_1 = Lpdx, \quad (15)$$

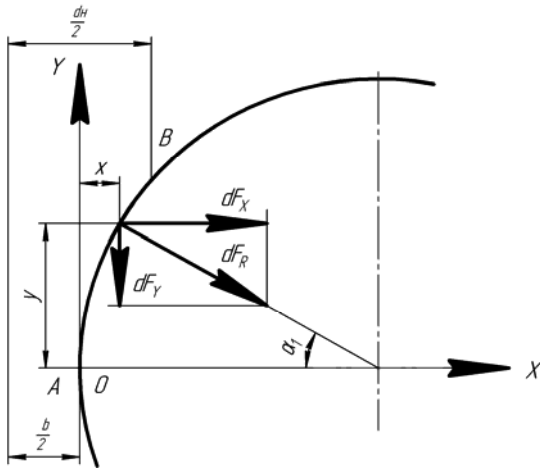


Рисунок 3. Расчётная схема для определения горизонтальной и вертикальной составляющих равнодействующей F_R .

или

$$F_Y = L \int_0^{\frac{d_n - b}{2}} p dx = E \frac{2L}{d_n} \int_0^{\frac{d_n - b}{2}} \left(\frac{d_n - b}{2} - x \right) dx. \quad (16)$$

Интегрируя уравнение (16) в пределах от 0 до $\frac{d_n - b}{2}$ получим:

$$F_Y = \frac{EL}{d_n} \left(\frac{d_n - b}{2} \right)^2, \quad (17)$$

или

$$F_Y = \frac{EL}{4} \frac{(d_n - b)^2}{d_n}. \quad (18)$$

Горизонтальная составляющая равнодействующей силы dF_R :

$$dF_X = dF_R \cos \alpha_1 = Lpdy, \quad (19)$$

или

$$F_X = L \int_0^{R \sin \alpha_1} p dy = E \frac{2L}{d_n} \int_0^{R \sin \alpha_1} \left(\frac{d_n - b}{2} - x \right) dy. \quad (20)$$

Подынтегральная величина равна элементарной

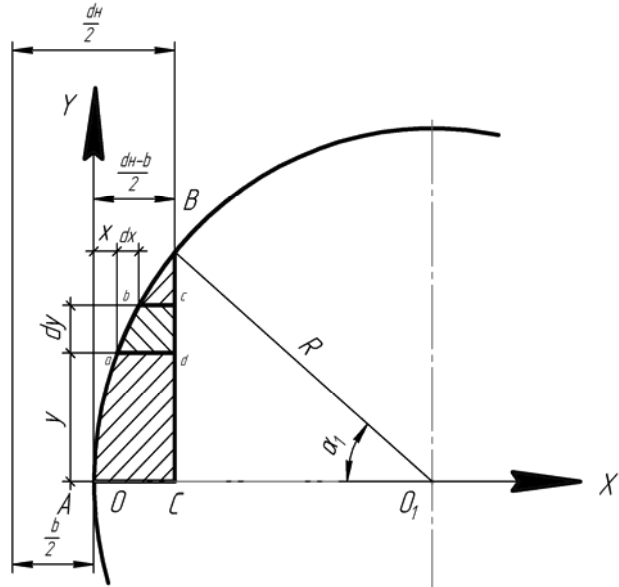


Рисунок 4. Расчётная схема для определения горизонтальной составляющей равнодействующей F_R .

площади S_{abcd} (рис. 4):

$$S_{abcd} = \left(\frac{d_n - b}{2} - x \right) dy, \quad (21)$$

тогда

$$F_X = E \frac{2L}{d_n} S_{ABC}. \quad (22)$$

Площадь S_{ABC} найдём как разницу площадей сектора ABO_1 и прямоугольного треугольника CBO_1 :

$$S_{ABC} = \frac{D^2 \alpha_1}{8} - \frac{D^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1}{8}. \quad (23)$$

Тогда с учётом (23) формула для F_X примет вид:

$$F_X = \frac{ELD^2}{4d_n} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1). \quad (24)$$

Тогда

$$F_R = \sqrt{F_Y^2 + F_X^2}, \quad (25)$$

и мощность на деформацию зерновки:

$$N_o = \frac{2fD}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 g \left(\frac{f}{\sqrt{1-\left(\frac{D-d_n+b}{D}\right)^2}} - \frac{D-d_n+b}{D} \right)}} \times \sqrt{\left(\frac{EL(d_n-b)^2}{4d_n} \right)^2 + \left(\frac{ELD^2}{4d_n} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2} \quad (26)$$

Общая мощность на привод плющилки:

$$N = N_m + N_o = \frac{Df}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 g \left(\frac{f}{\sqrt{1-\left(\frac{D-d_n+b}{D}\right)^2}} - \frac{D-d_n+b}{D} \right)}} \times \left(\frac{Lbygd}{\cos \alpha_1} \cdot \alpha_2 + 2 \sqrt{\left(\frac{EL(d_n-b)^2}{4d_n} \right)^2 + \left(\frac{ELD^2}{4d_n} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2} \right) \quad (27)$$

Выводы

Мощность на привод плющилки существенно зависит от диаметра и длины валцов, зазора между валцами, модуля упругости зерна и скорости зернового потока.

При этом снизить затраты мощности на трение скольжения зерна по поверхности валцов можно увеличивая начальную скорость зернового потока до окружной скорости валцов, а также путём применения валцов с рабочей поверхностью, имеющей рифли и исключающей возникновение скольжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. / В.П. Горячкин. – Москва: Колос, 1965. – Т. 3. – 384 с.
2. Воробьев, Н.А. Теоретические исследования производительности вальцово-плющилки / Н.А. Воробьев // Агропанорама. – 2008. – №2. – С. 45 – 48.

УДК 62-83:621.313.333:621.316-9 (088.8)

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 19.02.2008

О ПАРАМЕТРАХ ТРЕХФАЗНОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ЕГО ЗАЩИТЫ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ

В.В. Гурин, канд. техн. наук, Е.В. Лавцевич, аспирантка, П.А. Равинский, аспирант (УО БГАТУ)

Аннотация

Приведен анализ изменения параметров трехфазного асинхронного электродвигателя, используемых для его защиты от перегрузки. Количественный анализ изменения температуры, тока, потребляемой мощности и cosφ приведен для электродвигателей серии 4А. Из анализа следует, что наиболее увеличивается при перегрузке температура обмотки статора, затем ток и потребляемая мощность.

Введение

Статистический материал, собранный в ряде научно-исследовательских организаций и вузов, свидетельствует о том, что аварийность асинхронных электродвигателей в сельском хозяйстве остается большой, на уровне 15...20%. Высокая аварийность наносит значительный ущерб производству, и поэтому вопросы защиты электродвигателей особенно актуальны в на-

стоящее время. Одним из мероприятий, позволяющих существенно снизить аварийность электродвигателей, является применение устройств защиты. Однако в известной литературе нет анализа возможных параметров защиты асинхронного электродвигателя от перегрузки. Приведенный в статье качественный и количественный анализ изменения параметров асинхронных электродвигателей при перегрузке устраняет этот пробел.