

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ВАЛЬЦОВОЙ ПЛЮЩИЛКИ ЗЕРНА

Дайнеко В.А., Прищепова Е.М.

MATHEMATICAL MODELING OF POWER OF ROLLER CRUSHER OF GRAIN.

Vladimir Daineko, Elena Prischepova

Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Belarus

Flattening technology - one of the most efficient and productive in the procurement of concentrated feed. Rolled corn digested more fully animals, which increases the nutritional value and digestibility of feed. As a rule, the operation of crushing the grain produced roller crushers. In practice, the construction and design of roller crushers, modeling of crushing the grain is important.

The results of theoretical investigations of power of roller crusher of grain of different designs are given in this article. According to the research the dependences of the calculation of power of crusher with different ratios of velocities and diameters of the rollers, of gap between rollers. Defined values, which affect the power of the sliding friction surface of the rollers of the caryopsis and the power of deformation of the caryopsis.

Key words: roller crusher, rollers, grain.

Введение. Технология плющения с одновременным консервированием влажного зерна – одна из самых экономичных и продуктивных при заготовке концентрированного корма. Она позволяет начать уборку зерна в стадии восковой спелости при влажности 35-40% в зависимости от технических возможностей уборочных комбайнов. В этот период зерно содержит максимальное количество питательных веществ. При этом уборка урожая начинается на 10-15 дней раньше обычных сроков. Погодные условия не оказывают решающего значения при комбайнировании. Плющение не требует предварительной очистки после комбайна. Не требуется сушка зерна на фуражные цели, что значительно экономит расход энергоресурсов. Отпадает необходимость дробить зерно после сушки, т.е. исключается одна из стадий приготовления кормов. Плющенное зерно полнее усваивается животным, что повышает усвояемость корма [1]. Как правило, операция плющения зерна выполняется вальцевыми плющилками. В практике конструирования и проектирования, вальцовых плющилок, моделирование процесса плющения зерна имеет важное значение. Поэтому целью настоящей работы является моделирование процесса плющения зерна для проведения теоретического анализа влияния конструктивных параметров на мощность вальцовых плющилок при любом соотношении диаметров их вальцов, а также коэффициентов трения вальцов о зерновку.

Методы исследования. Использованы методы математического моделирования.

Результаты и обсуждение. Из анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований, изложенных в работах [2,3,4,5,6] следует, что при определении производительности, а затем и мощности вальцевой плющилки, необходимо учитывать скольжение зерна по поверхности вальцов. Используя результаты исследований, изложенных в работах [2,3,6,10] можно считать, что при плющении зерна существует дуга на поверхности каждого вальца, в пределах которой

зерновка испытывает деформацию и скользит по поверхности вальца. Тогда весь путь l_{AC} ($l_{A'C'}$), проходимой зерновкой по вальцам, можно условно разделить на длины двух дуг: дуги деформации l_{AB} ($l_{A'B'}$), ограниченной углом деформации α_1 (α'_1) и длины дуги скольжения l_{BC} ($l_{B'C'}$), ограниченной углом скольжения α_2 (α'_2), которые она будет проходить, соответственно, за время t_1 и t_2 . Если длина дуги деформации l_{AB} ($l_{A'B'}$) практически однозначно определяется размерами и физико-механическими свойствами зерновки, а также зазором между вальцами b_3 , то длина дуги скольжения l_{BC} ($l_{B'C'}$) будет иметь гораздо более сложную зависимость.

Для того, чтобы найти указанные зависимости составим расчетные схемы для наиболее типичных конструкций плющилок.

Вначале рассмотрим наиболее простую и часто используемую конструкцию плющилки зерна с одинаковыми диаметрами вальцов D и угловыми скоростями вращения $n=n'$ (рис.1). При этом обозначим все силы, действующие на зерновку, ось $t-t$ направим по касательной к образующей окружности вальцов в точке контакта зерновки с вальцом, ось $p-p$ – перпендикулярно касательной в точке контакта с вальцом.

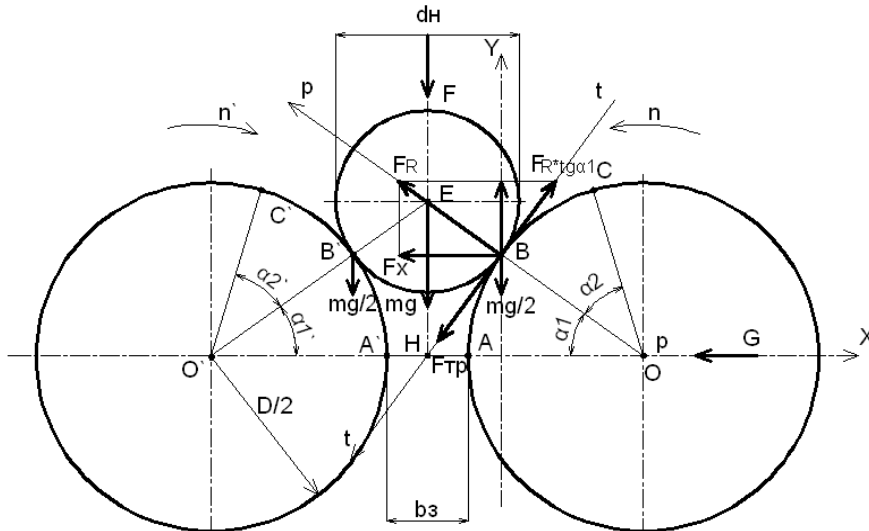


Рис. 1. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки.

При определении мощности, идущей на привод вальцов плющилки, рассмотрим две основные 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;

Из расчетной схемы (рис.1) видно, что вальцы после захвата зерновки нажимают на нее с силой G , создаваемой устройством прижатия вальцов. Разложим эту силу на равнодействующую F_R давления на зерновку под неопределенным пока углом в пределах угла деформации α_1 , а также на вертикальную силу $F_Y = F_R \cdot \sin \alpha_1$, горизонтальную

$$F_X = F_R \cdot \cos \alpha_1 \tag{1}$$

и по касательной к вальцу

$$F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{F_Y}{\cos \alpha_1} = \frac{F_R \cdot \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}. \quad (2)$$

Под действием силы F_R на окружности вальца при его вращении развивается сила трения $F_{mp} = f \cdot F_R$, которая должна быть больше или равна силы по касательной $F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1$.

Силу трения F_{mp} , возникающую при взаимодействии зерновки с поверхностью вальцов на дуге скольжения l_{BC} , найдем по формуле:

$$F_{mp} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1}, \quad (3)$$

где m – масса зерновки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Приращение пути скольжения ds найдём как:

$$ds = \frac{d\alpha_2 D}{2}, \quad (4)$$

где α_2 – угол скольжения, рад;

D – диаметр вальца, м.

Тогда мощность трения скольжения на двух вальцах:

$$P_{mp.c} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{d\alpha_2 D}{dt_2}. \quad (5)$$

Учитывая, что $\frac{d\alpha_2}{dt_2} = \frac{\pi n}{30}$, то

$$P_{mp.c} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{\pi n D}{60} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{f(mg + F)nD}{\cos \alpha_1}, \quad (6)$$

где n – частота вращения вальцов, min^{-1} .

Мощность деформации зерновки найдём из выражения:

$$P_D = 2fF_R v_3. \quad (7)$$

Так как действующая F_R меняется в пределах угла деформации α_1 , то для определения величины равнодействующей силы F_R отнесём к осям координат YOX окружность вальца, где ось Y вертикальная ось, проходящая касательно к окружности вальца согласно рисунку 2, а ось X идёт горизонтально через центр O .

Выделим на окружности бесконечно малый элемент ds под неопределённым пока углом к горизонтали в пределах угла деформации α_1 .

Тогда

$$\cos \alpha_1 = \frac{dy}{ds}, \quad (8)$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{dx}{ds}, \quad (9)$$

$$dF_R = pLds, \quad (10)$$

где p – сопротивление сжатия, отнесённое к единице площади, переменное по всей дуге AB , Н/м^2 .

Согласно закона Гука сопротивление сжатия можно определить из выражения:

$$p = E \frac{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - x \alpha_1}{2}}{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1}{2}}, \quad (11)$$

где E – модуль упругости, Н/м²;

$$\frac{x \alpha_1}{2} = \frac{b_3}{2} + x, \quad (12)$$

тогда

$$p = E \frac{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x}{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1}{2}}. \quad (13)$$

Вертикальную составляющую dF_Y равнодействующей силы dF_R (рис. 3) определим как

$$dF_Y = dF_R \sin \alpha_1 = L p dx, \quad (14)$$

тогда

$$F_Y = L \int_0^{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}} p dx = E \frac{2L}{d_n} \int_0^{\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}} \left(\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dx. \quad (15)$$

Принимая зерновой поток непрерывным и равным толщине зерновки $d_n \cdot \cos \alpha_1$. Интегрируя уравнение (15) в пределах от 0 до $\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}$ получим:

$$F_Y = \frac{LE}{d_n \cdot \cos \alpha_1} \left(\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} \right)^2, \quad \text{или} \quad F_Y = \frac{LE}{4} \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cdot \cos \alpha_1}. \quad (16)$$

Горизонтальную составляющую dF_X равнодействующей силы dF_R определим как

$$dF_X = dF_R \cos \alpha_1 = L p dy, \quad (17)$$

тогда

$$F_X = L \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} p dy = E \frac{2L}{d_n \cdot \cos \alpha_1} \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} \left(\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy. \quad (18)$$

Очевидно, что подинтегральная величина равна элементарной площади S_{abcd} (рис. 4):

$$S_{abcd} = \left(\frac{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy, \quad (19)$$

тогда

$$F_X = E \frac{2L}{d_n \cos \alpha_1} S_{ABC}. \quad (20)$$

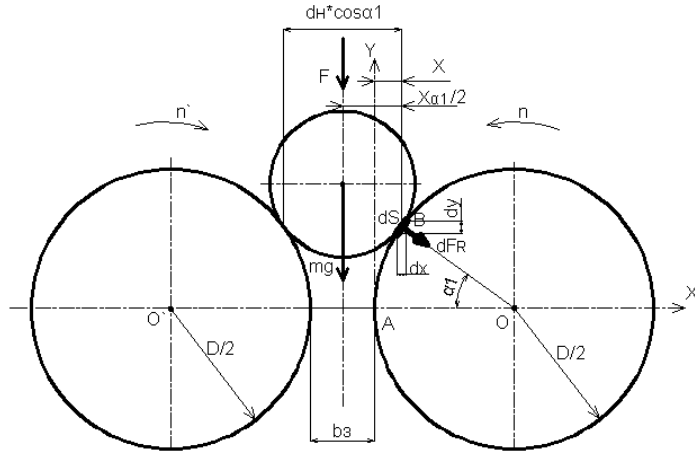


Рис. 2. Расчетная схема для определения равнодействующей силы F_R , действующей на вальцы плющилки.

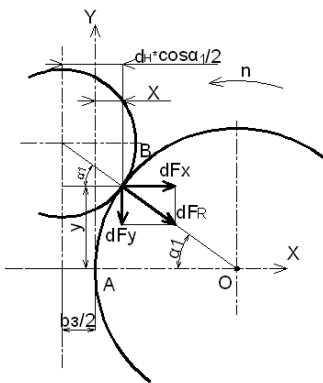


Рис. 3. Расчетная схема для определения вертикальной F_Y и горизонтальной F_X составляющей равнодействующей F_R .

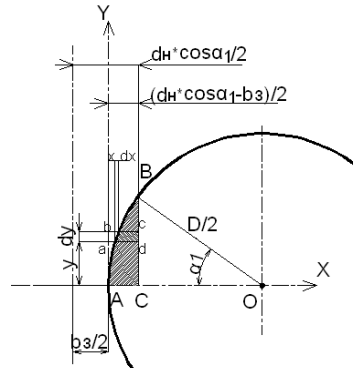


Рис. 4. Расчетная схема для определения горизонтальной F_X составляющей равнодействующей F_R .

Из рис. 4 видно, что площадь S_{ABC} равна разнице площадей сектора ABO и прямоугольного треугольника CBO :

$$S_{ABC} = \frac{D^2 \alpha_1}{8} - \frac{D^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1}{8}. \quad (21)$$

Тогда с учётом (21) формула для определения F_X примет вид:

$$F_X = \frac{ELD^2}{4d_u \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1). \quad (22)$$

Тогда с учётом (21) формула для определения F_x примет вид:

$$F_x = \frac{ELD^2}{4d_H \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \quad (22)$$

Следовательно

$$\begin{aligned} F_R = \sqrt{F_Y^2 + F_X^2} &= \sqrt{\left(\frac{LE}{4} \frac{(d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_H \cdot \cos \alpha_1} \right)^2 + \left(\frac{ELD^2}{4d_H \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2} = \\ &= \frac{EL}{4d_H \cos \alpha_1} \sqrt{(d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} \end{aligned} \quad (23)$$

Тогда мощность деформации зерновки

$$\begin{aligned} P_d &= \frac{2fD}{\frac{D}{v} + \frac{2fD}{v - v_0}} \times \\ &\quad \frac{1}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1)} \quad (24) \\ &\quad \times \frac{EL}{4d_H \cos \alpha_1} \sqrt{(d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} \end{aligned}$$

Рассмотрим расчетную схему плющилки с различным диаметром вальцов (рис. 5).

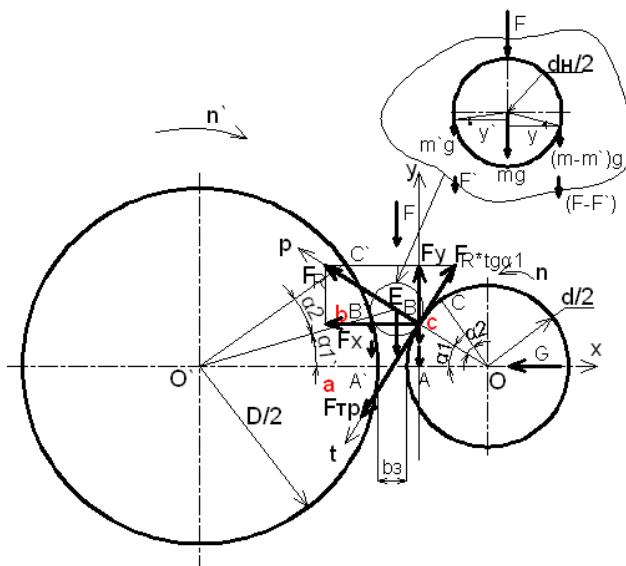


Рис. 5. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки различного диаметра.

Суммарная мощность трения скольжения вальцов о зерновку $P_{mp,c}$ будет равна сумме мощностей трения каждого из вальцов, т.е.

——Процеси та обладнання харчових виробництв ——

$$P_{mp.c} = P_{mp.o} + P_{mp.o'} \quad (25)$$

Соответственно

$$P_{mp.o} = F_{mp.o} \cdot \frac{ds_o}{dt_2}, \quad (26)$$

$$P_{mp.o'} = F_{mp.o'} \cdot \frac{ds_{o'}}{dt_2'}, \quad (27)$$

где S_0 и $S_{0'}$ – пути скольжения зерновки, соответственно, на вальцах с осями вращения O и O' ;

$F_{mp.o}$ и $F_{mp.o'}$ – силы трения возникающие при взаимодействии зерновки с поверхностями соответствующих вальцов с учетом выражений перераспределения массы зерновки и силы воздействия F найдем по формуле

$$F_{mp.o} = \frac{f((m-m')g + (F-F'))}{\cos \alpha_1}, \quad (28)$$

$$F_{mp.o'} = \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha_1'}, \quad (29)$$

где f и f' – коэффициент трения зерновки о соответствующие вальцы;
 α и α_1' – углы деформации зерновки на соответствующих вальцах, рад.

Приращение путей скольжения ds_o и $ds_{o'}$ найдем как:

$$ds_o = \frac{d\alpha_2 d}{2}, \quad (30)$$

$$ds_{o'} = \frac{d\alpha_2' D}{2}. \quad (31)$$

Тогда мощность трения скольжения на вальцах

$$P_{mp.c} = \frac{f((m-m')g + (F-F'))}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{d\alpha_2 d}{dt_2 2} + \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha_1'} \cdot \frac{d\alpha_2' D}{dt_2' 2}, \quad (32)$$

учитывая, что

$$\frac{d\alpha_2}{dt_2} = \frac{\pi n}{30}, \quad (33)$$

а

$$\frac{d\alpha_2'}{dt_2'} = \frac{\pi n'}{30}. \quad (34)$$

получим

$$\begin{aligned} P_{mp.c} &= \frac{f((m-m')g + (F-F'))}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{\pi n d}{60} + \frac{\pi n' D}{60} = \\ &= \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m-m')g + (F-F')) n d}{\cos \alpha_1} + \frac{f'(m'g + F') n' D}{\cos \alpha_1'} \right). \end{aligned} \quad (35)$$

Для анализа соотношения мощностей трения скольжения на вальцах проведем некоторые преобразования выражения (35) используя выражения моментов составляющих массы зерновки и дополнительной внешней силы, записанных в работе [10].

$$m - m' = \frac{\cos \alpha_1'}{\cos \alpha_1} m', \quad (36)$$

$$\text{и } F - F' = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_1} F' \quad (37)$$

Подставив выражение (36) и (37) в выражение (35) получим

$$P_{mp.c} = \frac{\pi}{60} (f \frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1} (m'g + F')nd + f' \frac{1}{\cos \alpha'_1} (m'g + F')n'D) \quad (38)$$

Учитывая, что $nd = n'D$ и принимая коэффициенты трения $f = f'$, мощности трения скольжения на вальцах будут определяться соотношением $\frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1}$ и $\frac{1}{\cos \alpha'_1}$. Для реально

возможного изменения значений диаметров вальцов, зазора между вальцами и размеров зерновки, а также использования сочетания вальцов с минимальным и максимальным диаметром косинусы углов деформации α_1 и α'_1 будут меняться в пределах 0,91...0,991 [5,6]. При этом угол деформации α'_1 на большем вальце всегда меньше аналогичного угла α_1 на меньшем вальце, соответственно, соотношение $\frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1}$ будет всегда больше

соотношения $\frac{1}{\cos \alpha'_1}$, что свидетельствует о том, что наибольшая мощность трения

скольжения при одинаковых коэффициентах трения f и f' затрачивается на вальце с меньшим диаметром.

При определении мощности деформации зерновки для рассматриваемой расчетной схемы найдем равнодействующие F_{R_0} и F_R и их составляющие F_{X_0} , $F_{X'_0}$ и F_{Y_0} , $F_{Y'_0}$ на соответствующих вальцах.

$$F_{Y_0} = \frac{LE}{4} \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cdot \cos \alpha_1}, \quad (39)$$

$$F_{Y'_0} = \frac{LE}{4} \frac{(d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{d_n \cdot \cos \alpha'_1}, \quad (40)$$

$$F_{X_0} = \frac{LEd^2}{4d_n \cdot \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1), \quad (41)$$

$$F_{X'_0} = \frac{LED^2}{4d_n \cdot \cos \alpha'_1} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1), \quad (42)$$

$$F_{R_0} = \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + d^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}, \quad (43)$$

$$\begin{aligned} F_{R'_0} &= \frac{EL}{4d_n \cos \alpha'_1} \sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} = \\ &= \frac{EL(d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_3)^2}{4d_n \cos \alpha'_1} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_3}\right)^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} \end{aligned} \quad (44)$$

Тогда суммарная мощность деформации

$$\Sigma P_D = P_D + P_{D'} = fF_{R_0} v_3 + f'F_{R'_0} v_3 = v_3 (fF_{R_0} + f'F_{R'_0})$$

или с учетом формулы зернового потока v_3 , полученной для рассматриваемой расчетной схемы:

$$\Sigma P_{\partial} = \frac{fd}{\frac{d}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1(g + \frac{F-F'}{m-m'})} + \frac{v'-v_0}{\alpha_1(g + \frac{F'}{m'})}} \times \frac{EL}{4}(A+B) \quad (45)$$

при скорости зерновки v_3 выраженной через диаметр d меньшего вальца, где

$$A = \frac{(d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_H \cos \alpha_1} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}\right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} \right) \quad (46)$$

$$B = \frac{(d_H \cdot \cos \alpha_1' - b_3)^2}{d_H \cos \alpha_1'} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_H \cdot \cos \alpha_1' - b_3}\right)^4 (\alpha_1' - \sin \alpha_1' \cos \alpha_1')^2} \right) \quad (47)$$

Аналогично суммарную мощность деформации ΣP_{∂} можно записать через диаметр D большего вальца.

$$\Sigma P_{\partial} = \frac{fD}{\frac{D}{v'} + \frac{v-v_0}{\alpha_1'(g + \frac{F-F'}{m-m'})} + \frac{v'-v_0}{\alpha_1'(g + \frac{F'}{m'})}} \times \frac{EL}{4}(A+B) \quad (48)$$

Анализ полученных выражений мощности деформации (45) и (48) показывает, что соотношение их величин на вальцах плющилки будет определяться значением их составляющих обозначенных как A и B .

Тогда при реально возможных изменениях параметров $D=(150...500)$ мм, $b_3=(0,5...1,8)$ мм и $d_H=(2...10)$ мм согласно [3] можно провести анализ изменения составляющих A и B . Их расчетные значения при изменениях D , b_3 и d_H в указанных пределах представлены в табл. 1. Анализ проведенных расчетов показывает, что мощность деформации больше на вальцах с большим диаметром.

Таблица 1

N	d, мм	D, мм	b ₃ , мм	d _H , мм	A, мм	B, мм	D/d	B/A
1	150	325	0,5	2	21,16	31,14	2,17	1,47
2			0,5	10	65,14	98,19		1,51
3			1,8	2	0,0195	0,0195		1,00
4			1,8	10	52,54	76,04		1,45
1	150	500	0,5	2	21,16	40,62	3,33	1,92
2			0,5	10	65,14	127,73		1,96
3			1,8	2	0,0195	0,02		1,03
4			1,8	10	52,54	101,85		1,94
1	325	500	0,5	2	31,14	40,62	1,54	1,30
2			0,5	10	98,19	127,73		1,30
3			1,8	2	0,0195	0,02		1,03
4			1,8	10	76,04	101,85		1,34

Выводы.

- мощность трения скольжения поверхности вальцов о зерновку зависит от диаметров и частоты вращения вальцов, коэффициентов трения вальцов о зерновку, угла её деформации и дополнительной внешней силы действующей на зерновку.
- мощность деформации зерновки зависит также от диаметров вальцов, коэффициентов трения вальцов о зерновку, угла деформации зерновки и дополнительной внешней силы

действующей на зерновку, и кроме того, от физико-механических свойств зерновки и окружной скорости образующих поверхностей вальцов.

- при использовании плющилок с различным диаметром вальцов наибольшая мощность трения скольжения затрачивается на вальце с меньшим диаметром, а наибольшая мощность деформации зерновки – на вальце с большим диаметром.

Литература.

1. Организационно – технологические нормы возделывания сельскохозяйственных культур: сборник отраслевых регламентов – Мн.: Белорусская наука, 2005. – С. 151-157.
2. Воробьев, Н.А. Теоретические исследования производительности вальцовой плющилки / Н.А. Воробьев. // Агропанорама. – 2008. – №2. – С. 45-48.
3. Воробьев, Н.А. К определению параметров машин для плющения зерна/ Н.А. Воробьев // Инженерный вестник. – 2007.– №1. – С. 15- 17.
4. Одегов, В.А. Обоснование параметров и режимов работы плющилки влажного зерна: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ В.А. Одегов// – М.: РГБ, 2005. – 187 с.
5. Баранов, Л.Н. Повышение эффективности производства плющеного зерна путем совершенствования технологий и комплекса технических средств: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01/ Л.Н. Баранов; Сев. Западн. научн.-исслед. ин-т механиз. и электриф. сельск. хоз-ва. – Санкт-Петербург – Павловск, 2005. – 18 с.
6. Шило, И.Н. К обоснованию мощности привода вальцов плющилки/ И.Н. Шило, Н.А. Воробьев, Е.М. Прищепова // Агропанорама. – 2008. – №3. – С.25-28.
7. Вальцовая плющилка зерна: пат. 14052 Респ. Беларусь, МПК В 02 С 4/00/ В.А. Дайнеко, Е.М. Прищепова, Н.А. Воробьев; заявитель Белор. гос. агр. техн. унив-т. – № а 20080672; заявл. 26.05.2008; опубл. 28.02.2011// Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – №1. – С.84.
8. Вальцовая плющилка для зерна: пат. 14696 Респ. Беларусь, МПК В 02 С 4/06; В 02 С 4/06/ В.А. Дайнеко, Е.М. Прищепова, Н.А. Воробьев, М.К. Карпович; заявитель Белор. гос. агр. техн. унив-т. – № а 20090551; заявл. 17.04.2009; опубл. 30.08.2011// Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – №4. – С.74-75.
9. Вальцовая плющилка для зерна: пат. 15375 Респ. Беларусь, МПК В 02 С 4/06/ И.Н. Шило, Н.А. Воробьев, Е.М. Прищепова; заявитель Белор. гос. агр. техн. унив-т. – № а 20090731; заявл. 21.05.2009; опубл. 28.02.2012// Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – №1. – С.72.
10. Дайнеко, В.А. Теоретическое обоснование производительности вальцовой плющилки-измельчителя/ В.А. Дайнеко, Е.М. Прищепова// Агропанорама. – 2012. – №2. – С.14-28.

Авторская справка.

1. Дайнеко Владимир Александрович, к.т.н., доцент; заведующий кафедрой Электрооборудования сельскохозяйственного производства, Белорусский государственный аграрный технический университет, e-mail: daineika49@mail.ru

2. Прищепова Елена Михайловна, аспирантка, кафедра Электрооборудования сельскохозяйственного производства, Белорусский государственный аграрный технический университет, e-mail: pr.lena@tut.by

Надійшла до редакції 12.05.2012
Надійшла після рецензування 24.05.2012