

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВАЛЬЦОВОЙ ПЛЮЩИЛКИ

В.А. Дайнеко, канд. техн. наук, доцент, Е.М. Прищепова, аспирантка, Н.А. Воробьев, канд. техн. наук (БГАТУ)

Аннотация

В статье приведены результаты теоретических исследований мощности вальцовой плющилки зерна различных конструкций. По результатам исследований получены зависимости для расчета мощности плющилок при различных значениях скоростей и диаметров вальцов, межвальцового зазора, а также наклона плоскости, проходящей через оси вальцов к горизонтальной плоскости. Проанализированы соотношения мощности на вальцах плющилок с различным диаметром, затрачиваемых на скольжение и деформацию зерновки.

The article views the results of theoretical investigations of the power roller crushing grains of different designs. According to the research the dependences to the calculation of power pluschilok at different speeds and sizes of rolls, mezhvaltsovogo gap, as well as the slope of the plane through the axis of the roller to the horizontal plane were obtained. The ratio of power to the rollers with different diameters pluschilok spent on sliding and deformation of the grains was analyzed.

Введение

Электропривод должен в наибольшей степени соответствовать условиям работы механизма, приводимого им в движение. Только в этом случае можно обеспечить высокопроизводительную, надежную и экономичную работу технологической установки, в данном случае, вальцовой плющилки. Поэтому электропривод проектируется совместно с проектированием рабочей машины и технологического процесса.

Определение мощности и выбор электродвигателя является наиболее ответственным и трудоемким этапом проектирования электропривода. Применение двигателей завышенной мощности приводит к увеличению капитальных затрат и эксплуатационных расходов, связанных со снижением КПД и коэффициента мощности для асинхронных двигателей. Если выбран двигатель недостаточной мощности, то при этом в нем возникают тепловые перегрузки, ускоренное старение изоляции, снижение надежности работы и преждевременный выход его из строя.

Основная часть

При определении мощности, идущей на привод вальцов плющилки, в работе [1] рассматривались три составляющие:

1. Мощность трения скольжения поверхности вальцов по зерновке, зависящая от силы трения и длины дуги скольжения;
2. Мощность деформации зерновки, зависящая от прочностных (физико-механических) свойств зерновки;
3. Мощность, затрачиваемая на изменение внутренней энергии зерновки, которой, ввиду ее незначительности, было сделано пренебрежение.

Однако наряду с указанными составляющими, ввиду ее значимости, необходимо учитывать мощ-

ность, расходуемую на преодоление сил трения в опорных подшипниках валов.

Тогда в общем виде мощность двигателя плющилки равна

$$P_{ов} = \frac{P_{mp.c} + P_{\delta} + P_{mp.n}}{\eta}, \quad (1)$$

где $P_{mp.c}$ – мощность трения скольжения поверхности вальцов по зерновке, кВт;

P_{δ} – мощность деформации зерновки, кВт;

$P_{mp.n}$ – мощность трения в опорных подшипниках вальцов, кВт;

η – КПД привода.

Из расчетной схемы (рис. 1) видно, что вальцы нажимают на зерновки, одновременно соприкасающиеся с обоими вальцами на всей их длине 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 , на вертикальную силу $F_Y = F_R \cdot \sin \alpha_1$, горизонтальную $F_X = F_R \cdot \cos \alpha_1$ и по касательной к вальцу

$$F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{F_Y}{\cos \alpha_1} = \frac{F_R \cdot \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}. \quad (3)$$

Под действием силы F_R на окружности вальца при его вращении развивается сила трения $F_{тр} = f \cdot F_R$, которая должна быть больше или равна силы по касательной $F_R \cdot \operatorname{tg} \alpha_1$. Согласно работам [2, 3], можно считать, что вся длина дуги соприкосновения вальцов с зерновкой l_{AC} , будет состоять из дуги деформации l_{AB} , ограниченной углом деформации α_1 , длины дуги скольжения l_{BC} , ограниченной углом скольжения α_2 , которые она будет проходить соответственно, за время t_1 и t_2 .

Тогда мощность трения скольжения

$$P_{mp.c} = F_{mp} \cdot \frac{ds}{dt_2}, \quad (4)$$

где s – путь скольжения, м;
 t_2 – время скольжения, с.

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

$$F_{mp} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1}, \quad (5)$$

где f – коэффициент трения;
 m – масса зерновки, кг;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 α_1 – угол деформации, рад.

Приращение пути скольжения ds найдём как

$$ds = \frac{D \alpha_2}{2},$$

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

Тогда мощность трения скольжения на двух вальцах

$$P_{mp.c} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{D \alpha_2}{2}. \quad (7)$$

Учитывая, что

$$\frac{D \alpha_2}{2} = \frac{\pi n}{30}, \quad (8)$$

а значение косинуса угла деформации α_1 можно найти аналогично, как в работе [2], из треугольника EOH по формуле:

$$\cos \alpha_1 = \frac{D + b_3}{D + d_n}, \quad (9)$$

то

$$P_{mp.c} = \frac{f(mg + F)}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{\pi n D}{60} = \frac{\pi f(mg + F) n D}{60 \cos \alpha_1} = \frac{\pi f(mg + F) n D (D + d_n)}{60 (D + b_3)}, \quad (10)$$

где d_n – средняя толщина зерновки, м;
 b_3 – зазор между вальцами, м;
 n – частота вращения вальцов, min⁻¹.

Мощность деформации зерновки найдём из выражения:

$$P_D = 2 f F_R v_3, \quad (11)$$

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

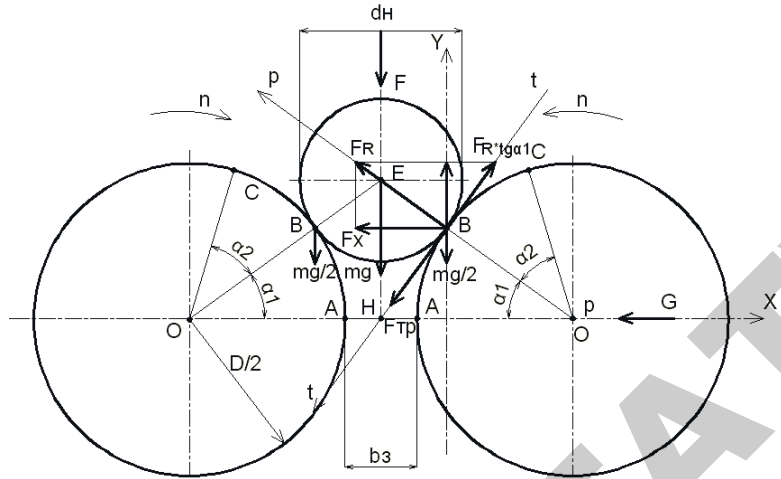


Рисунок 1. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки

$$v_3 = \frac{D}{v + \frac{D}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1 \right)}} = \frac{D}{v + \frac{D}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) \left(f \sqrt{1 - \left(\frac{D + b_3}{D + d_n} \right)^2} + \frac{D + b_3}{D + d_n} \right)}} \quad (12)$$

Для определения величины равнодействующей силы F_R по аналогии с работой [4] отнесём к осям координат YOX окружность вальца, где ось Y – вертикальная ось, проходящая касательно к окружности вальца согласно рис. 2, а ось X идёт горизонтально

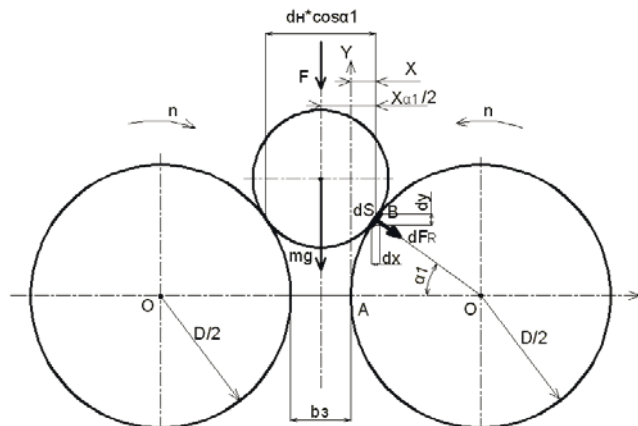


Рисунок 2. Расчетная схема для определения равнодействующей силы F_R , действующей на вальцы плющилки

через центр O .

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

Тогда

$$\cos \alpha_1 = \frac{dy}{ds}, \quad (13)$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{dx}{ds}, \quad (14)$$

$$dF_R = pLds, \quad (15)$$

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

Согласно закону Гука сопротивление сжатия можно определить из выражения:

$$p = E \frac{\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - x_{\alpha_1}}{2}}{d_H \cdot \cos \alpha_1}, \quad (16)$$

где E – модуль упругости, Н/м²;

$$\frac{x_{\alpha_1}}{2} = \frac{b_3}{2} + x, \quad (17)$$

тогда

$$p = E \frac{\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x}{d_H \cdot \cos \alpha_1}. \quad (18)$$

Вертикальную составляющую dF_Y равнодействующей силы dF_R (рис. 3)

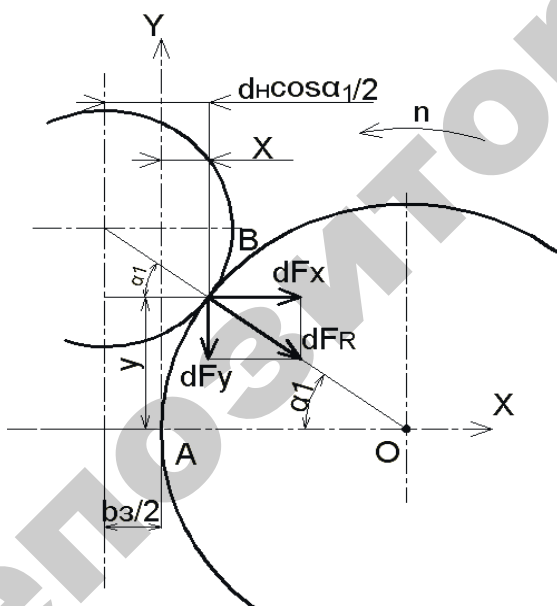


Рисунок 3. Расчетная схема для определения вертикальной F_Y и горизонтальной F_X составляющей равнодействующей F_R

определим как

$$dF_Y = dF_R \sin \alpha_1 = Lpdx, \quad (19)$$

тогда

$$F_Y = L \int_0^{\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}} p dx = E \frac{2L}{d_H \cos \alpha_1} \int_0^{\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}} \left(\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dx. \quad (20)$$

Принимая зерновой поток непрерывным и равным толщине зерновки $d_H \cdot \cos \alpha_1$, интегрируем

уравнение (20) в пределах от 0 до $\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2}$.

Тогда получим:

$$F_Y = \frac{LE}{d_H \cdot \cos \alpha_1} \left(\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} \right)^2, \quad (21)$$

или $F_Y = \frac{LE (d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{4 d_H \cdot \cos \alpha_1}.$

Горизонтальную составляющую dF_X равнодействующей силы dF_R определим как

$$dF_X = dF_R \cos \alpha_1 = Lpdy, \quad (22)$$

тогда

$$F_X = L \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} p dy = E \frac{2L}{d_H \cdot \cos \alpha_1} \int_0^{\frac{D}{2} \sin \alpha_1} \left(\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy. \quad (23)$$

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

$$S_{abcd} = \left(\frac{d_H \cdot \cos \alpha_1 - b_3}{2} - x \right) dy, \quad (24)$$

тогда

$$F_X = E \frac{2L}{d_H \cos \alpha_1} S_{ABC}. \quad (25)$$

Из рис. 4 видно, что площадь S_{ABC} равна разнице

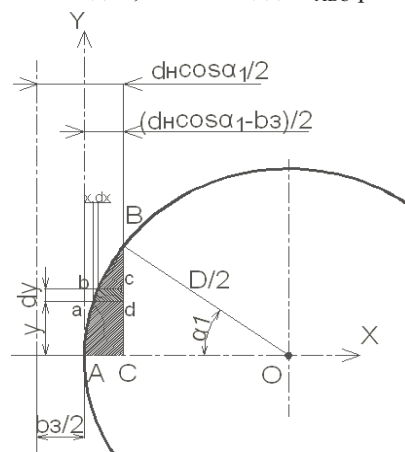


Рисунок 4. Расчетная схема для определения горизонтальной F_X составляющей равнодействующей F_R

площадей сектора АВО и прямоугольного треугольника СВО:

$$S_{ABC} = \frac{D^2 \alpha_1}{8} - \frac{D^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1}{8}. \quad (26)$$

Тогда с учётом выражения (26) формула для определения F_x примет вид:

$$F_x = \frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1). \quad (27)$$

Следовательно

$$F_R = \sqrt{F_y^2 + F_x^2} = \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}. \quad (28)$$

Тогда мощность деформации зерновки

$$P_\delta = \frac{2fD}{\frac{D}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1)}} \times \frac{EL}{4d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}. \quad (29)$$

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальцов

$$P_{mp.n} = 2Rf_{np} d_u \frac{2\pi n}{60} = Rf_{np} d_u \frac{\pi n}{15}, \quad (30)$$

где $R = \sqrt{F_x^2 + G_B^2}$ – нагрузка на подшипники, Н;

$G_B = m_B \cdot g$ – вес вальцов, Н;

m_B – масса вальцов, кг;

f_{np} – приведенный коэффициент трения подшипника качения;

d_u – диаметр цапфы вальцов, м.

С учетом составляющих нагрузки на подшипники

$$P_{mp.n} = f_{np} d_u \frac{\pi n}{15} \times \sqrt{\left(\frac{ELD^2}{4d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2 + (m_B g)^2}. \quad (31)$$

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

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

$$P_{mp.c} = P_{mp.o} + P_{mp.o'} \quad (32)$$

Соответственно

$$P_{mp.o} = F_{mp.o} \cdot \frac{ds_o}{dt_2}, \quad (33)$$

$$P_{mp.o'} = F_{mp.o'} \cdot \frac{ds_{o'}}{dt_2'}, \quad (34)$$

где S_o и $S_{o'}$, t_2 и t_2' – пути и время 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 , полученные в работе [2], найдем по формуле

$$F_{mp.o} = \frac{f((m - m')g + (F - F'))}{\cos \alpha_1}, \quad (35)$$

$$F_{mp.o'} = \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha_1'}, \quad (36)$$

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

$$ds_o = \frac{d\alpha_2 d}{2}, \quad (37)$$

$$ds_{o'} = \frac{d\alpha_2' D}{2}. \quad (38)$$

Тогда мощность трения скольжения на вальцах

$$P_{mp.c} = \frac{f((m - m')g + (F - F'))}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{d\alpha_2 d}{dt_2 2} + \frac{f'(m'g + F')}{\cos \alpha_1'} \cdot \frac{d\alpha_2' D}{dt_2' 2}, \quad (39)$$

учитывая, что

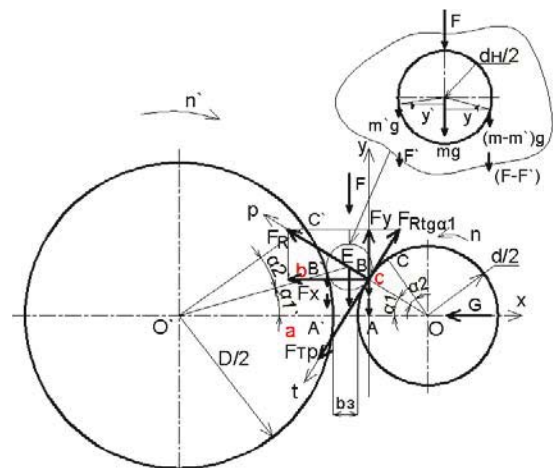


Рисунок 5. Расчетная схема для определения сил, действующих на вальцы плющилки различного диаметра

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

а

$$\frac{d\alpha'_2}{dt'_2} = \frac{\pi n'}{30}, \quad (40)$$

получим

$$P_{mp.c} = \frac{f((m-m')g+(F-F'))}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{\pi n d}{60} + \frac{f'(m'g+F')}{\cos \alpha'_1} \cdot \frac{\pi n' D}{60} =$$

$$= \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m-m')g+(F-F')) n d}{\cos \alpha_1} + \frac{f'(m'g+F') n' D}{\cos \alpha'_1} \right). \quad (41)$$

Для анализа соотношения мощностей трения скольжения на вальцах проведем некоторые преобразования выражения (41), используя выражения моментов, составляющих массы зерновки, записанные в работе [2]

$$Y \cdot (m-m') = Y' \cdot m', \quad (42)$$

$$\text{где } Y = \frac{d_H}{2} \cos \alpha_1, \quad (43)$$

$$Y' = \frac{d'_H}{2} \cos \alpha'_1. \quad (44)$$

$$\text{Откуда } m - m' = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_1} m'. \quad (45)$$

$$\text{Аналогично } F - F' = \frac{\cos \alpha'_1}{\cos \alpha_1} F'. \quad (46)$$

Подставив выражение (45) и (46) в выражение (41), получим

$$P_{mp.c} = \frac{\pi}{60} \left(f \frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1} (m'g + F') n d + \right.$$

$$\left. + f' \frac{1}{\cos \alpha'_1} (m'g + F') n' D \right). \quad (47)$$

Учитывая, что $nd = n'D$ и принимая коэффициенты трения $f = f'$, соотношение мощностей трения скольжения на вальцах будут определяться соотношением

$$\frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1} \text{ и } \frac{1}{\cos \alpha'_1}. \text{ Для реально возможного}$$

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, 2]. 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 свидетель-

ствует 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 $F_{R'_0}$ и их составляющие F_{X_0} , $F_{X'_0}$ и F_{Y_0} , $F_{Y'_0}$ на соответствующих вальцах

$$F_{Y_0} = \frac{LE (d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{4 d_n \cdot \cos \alpha_1}, \quad (48)$$

$$F_{Y'_0} = \frac{LE (d'_n \cdot \cos \alpha'_1 - b'_3)^2}{4 d'_n \cdot \cos \alpha'_1}, \quad (49)$$

$$F_{X_0} = \frac{LE d^2}{4 d_n \cdot \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1), \quad (50)$$

$$F_{X'_0} = \frac{LE d'^2}{4 d'_n \cdot \cos \alpha'_1} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1), \quad (51)$$

$$F_{R_0} = \frac{EL}{4 d_n \cos \alpha_1} \cdot$$

$$\sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + d^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} =$$

$$= \frac{EL (d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{4 d_n \cos \alpha_1}.$$

$$\cdot \left(\sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} \right), \quad (52)$$

$$F_{R'_0} = \frac{EL}{4 d'_n \cos \alpha'_1} \cdot$$

$$\sqrt{(d'_n \cdot \cos \alpha'_1 - b'_3)^4 + D^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} =$$

$$= \frac{EL (d'_n \cdot \cos \alpha'_1 - b'_3)^2}{4 d'_n \cos \alpha'_1}. \quad (53)$$

$$\cdot \left(\sqrt{1 + \left(\frac{D}{d'_n \cdot \cos \alpha'_1 - b'_3} \right)^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2} \right).$$

Тогда суммарная мощность деформации

$$\Sigma P_D = P_D + P_{D'} = f F_{R_0} \nu_3 + f F_{R'_0} \nu_3 = \nu_3 (f F_{R_0} + f F_{R'_0}) \quad (54)$$

или с учетом формулы скорости зернового потока v_3 , полученной для аналогичной расчетной схемы в работе [2]:

$$\sum P_{\delta} = \frac{fd}{\frac{d}{v} + \frac{v-v_0}{\alpha_1(g + \frac{F-F'}{m-m'})}(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1) + \frac{v'-v_0}{\alpha_1(g + \frac{F'}{m'})}(f' \sin \alpha_1' + \cos \alpha_1')} \times$$

$$\times \frac{EL}{4} \left(\frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1'} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3} \right)^4 (\alpha_1' - \sin \alpha_1' \cos \alpha_1')^2} \right), \quad (55)$$

при скорости зерновки v_3 , выраженной через диаметр d меньшего вальца. Аналогично суммарную мощность деформации $\sum P_{\delta}$ можно записать через диаметр D большего вальца.

$$\sum P_{\delta} = \frac{fD}{\frac{D}{v'} + \frac{v-v_0}{\alpha_1'(g + \frac{F-F'}{m-m'})}(f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1) + \frac{v'-v_0}{\alpha_1'(g + \frac{F'}{m'})}(f' \sin \alpha_1' + \cos \alpha_1')} \times$$

$$\times \frac{EL}{4} \left(\frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1'} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3} \right)^4 (\alpha_1' - \sin \alpha_1' \cos \alpha_1')^2} \right). \quad (56)$$

Анализ полученных выражений мощности деформации (55) и (56) показывает, что соотношение их величин на вальцах плющилки будет определяться значением их составляющих, обозначенных как A и B :

$$A = \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}, \quad (57)$$

$$B = \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3)^2}{d_n \cos \alpha_1'} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos \alpha_1' - b_3} \right)^4 (\alpha_1' - \sin \alpha_1' \cos \alpha_1')^2}. \quad (58)$$

Тогда при реально возможных изменениях параметров $D = (150 \dots 500)$ мм, $b_3 = (0,5 \dots 1,8)$ мм и $d_n = (2 \dots 10)$ мм, согласно [5], можно провести анализ изменения составляющих A и B . Их расчетные значения при изменениях D , b_3 и d_n в указанных пределах представлены в табл. 1. Анализ проведенных расчетов показывает, что мощ-

Таблица 1

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

ность деформации больше на вальцах с большим диаметром.

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальцов

$$P_{тр.n} = P_{тр.no} + P_{тр.no'} \quad (59)$$

где $P_{тр.no}$ – мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках вальца с осью вращения O ;

$P_{тр.no'}$ – аналогичная мощность в опорных подшипниках вальца с осью вращения O' .

$$P_{тр.no} = R_0 f_{np.o} d_{ц.o} \frac{2\pi n}{60} = R_0 f_{np.o} d_{ц.o} \frac{\pi n}{30}, \quad (60)$$

где $R_0 = \sqrt{F_{x.o}^2 + G_{B.o}^2}$ – нагрузка на подшипники вальца с осью вращения O , Н;

$G_{B.o} = m_{B.o} g$ – вес вальца с осью вращения O , Н;

$m_{B.o}$ – масса соответствующего вальца, кг;

$f_{np.o}$ – приведенный коэффициент трения подшипников соответствующего вальца;

$d_{ц.o}$ – диаметр цапфы вальцов, м.

Аналогично

$$P_{тр.no'} = R_{o'} f_{np.o'} d_{ц.o'} \frac{\pi n'}{30}, \quad (61)$$

$$\text{где } R_{o'} = \sqrt{F_{x.o'}^2 + G_{B.o'}^2}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} P_{тр.n} &= \frac{\pi}{30} (R_0 f_{np.o} d_{ц.o} n + R_{o'} f_{np.o'} d_{ц.o'} n') = \\ &= \frac{\pi}{30} (\sqrt{F_{x.o}^2 + G_{B.o}^2} f_{np.o} d_{ц.o} n + \sqrt{F_{x.o'}^2 + G_{B.o'}^2} f_{np.o'} d_{ц.o'} n'). \end{aligned} \quad (62)$$

В заключении получим расчетные формулы плющилки зерна при любом соотношении диаметров вальцов и наличии угла наклона $\Delta\alpha$ плоскости, проходящей через оси вальцов к горизонтальной плоскости. Для этого воспользуемся правилом, изложенным в работе [2], которое позволяет скорректировать ранее выведенные формулы для расчетной схемы, приведенной на рис. 5:

1. В расчетных схемах аргументы синусов и косинусов углов деформации у вальцов, расположенных ниже относительно горизонтальной плоскости независимо от их диаметров, необходимо увеличить на угол наклона плоскости $\Delta\alpha$, т.е. соответствующие аргументы синусов и косинусов углов деформации будут равны $\alpha_1 + \Delta\alpha$ или $\alpha_1' + \Delta\alpha$.

2. В расчетных схемах у вальцов, расположенных выше относительно горизонтальной плоскости независимо от их диаметров, соответствующие аргументы синусов и косинусов углов деформации будут вычисляться по формулам $\Delta\alpha - \alpha_1$ или $\Delta\alpha - \alpha_1'$.

Малогабаритная система очистки рабочих жидкостей гидравлических систем

Предназначена для профилактической очистки рабочих жидкостей гидравлических приводов мобильной сельскохозяйственной техники.



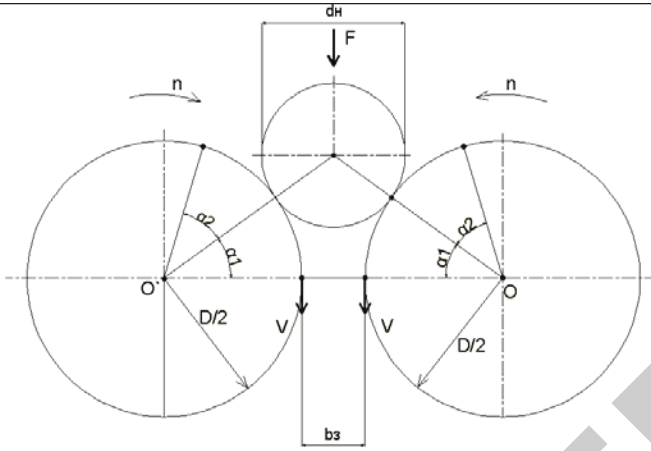
Основные технические данные

Производительность	Не менее 24 л/мин
Давление на входе в блок центрифугирования	0,8 МПа
Давление на входе в блок фильтрации	0,2-0,3 МПа
Давление на выходе из блока фильтрации	0,15 МПа
Тонкость очистки	15-40 мкм

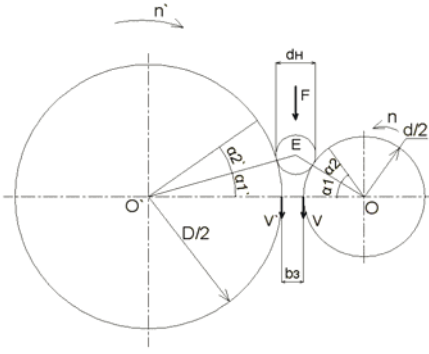
Применение системы позволяет при обкатке двигателей расходовать масло без остатка, не снижать качество повторно используемого моторного масла, постоянно добавляя в него свежее товарное масло (гомогенизировать), полностью устранить расход электроэнергии, необходимой для подогрева масла, отказаться от необходимости хранения и утилизации масла. Она может применяться на ремонтно-обслуживающих предприятиях, а также непосредственно в хозяйствах для технического обслуживания машинно-тракторного парка.

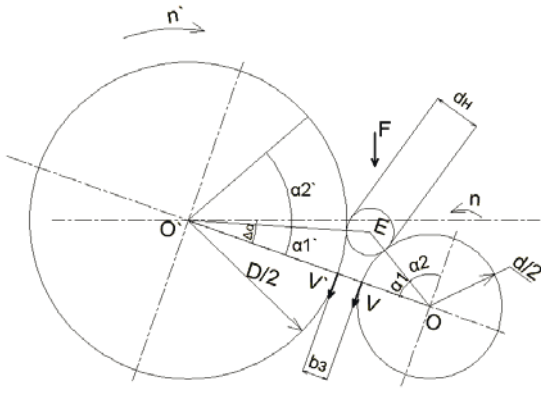
Полученные с использованием указанного правила формулы для рассматриваемых расчетных схем сведем в табл. 2.

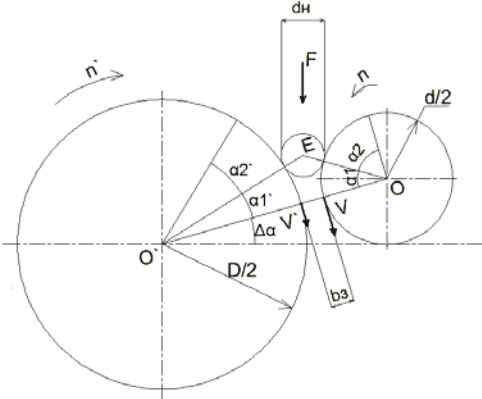
Таблица 2

<p>Расчетные схемы</p>	<p>1</p>	
<p>Расчетные формулы</p>	<p>2</p>	$P_{\partial\delta} = \frac{P_{mp.c} + P_{\partial} + P_{mp.n}}{\eta}$ $P_{mp.c} = \frac{\pi f (mg + F) n D}{60 \cos \alpha_1} = \frac{\pi f (mg + F) n D (D + d_n)}{60 (D + b_3)}$ $P_{\partial} = \frac{2 f D}{\frac{D}{v} + \frac{2 f D}{\alpha_1 \left(g + \frac{F}{m} \right) (f \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_1} + \cos \alpha_1)}} \times$ $\times \frac{E L}{4 d_n \cos \alpha_1} \sqrt{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_3)^4 + D^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}$ $P_{mp.n} = f_{np} d_y \frac{\pi n}{15} \sqrt{\left(\frac{E L D^2}{4 d_n \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) \right)^2 + (m_B g)^2}$

Продолжение таблицы 2

<p>Расчетные схемы</p>	<p>1</p>	
<p>Расчетные формулы</p>	<p>2</p>	$P_{\partial 6} = \frac{P_{mp.c} + \Sigma P_{\partial} + P_{mp.n}}{\eta}$ $P_{mp.c} = \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m - m')g + (F - F'))nd}{\cos \alpha_1} + \frac{f'(m'g + F')n'D}{\cos \alpha'_1} \right) =$ $= \frac{\pi}{60} \left(f \frac{\cos \alpha'_1}{\cos^2 \alpha_1} (m'g + F')nd + f' \frac{1}{\cos \alpha'_1} (m'g + F')n'D \right)$ $\Sigma P_{\partial} = \frac{fd}{\frac{d}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{v' - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}} \times \frac{EL}{4} (A + B)$ $\Sigma P_{\partial} = \frac{fD}{\frac{D}{v'} + \frac{v - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1)} + \frac{v' - v_0}{\alpha'_1 \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin \alpha'_1 + \cos \alpha'_1)}} \times \frac{EL}{4} (A + B)$ $P_{mp.n} = \frac{\pi}{30} \left(\sqrt{F_{X.O}^2 + G_{B.O}^2} f_{np.o} d_{y.o} n + \sqrt{F_{X.O'}^2 + G_{B.O'}^2} f_{np.o'} d_{y.o'} n' \right)$ $F_{X_0} = \frac{LEd^2}{4d_n \cdot \cos \alpha_1} (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)$ $F_{X'_0} = \frac{LED^2}{4d_n \cdot \cos \alpha'_1} (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)$ $A = \frac{(d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_2)^2}{d_n \cos \alpha_1} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos \alpha_1 - b_2} \right)^4 (\alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \alpha_1)^2}$ $B = \frac{(d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_2)^2}{d_n \cos \alpha'_1} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos \alpha'_1 - b_2} \right)^4 (\alpha'_1 - \sin \alpha'_1 \cos \alpha'_1)^2}$

<p>Расчетные схемы</p>	<p>1</p> 
<p>Расчетные формулы</p>	<p>2</p> $P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{мп.с}} + \sum P_{\text{д}} + P_{\text{мп.н}}}{\eta}$ $P_{\text{мп.с}} = \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m - m')g + (F - F'))nd}{\cos(\alpha_1 + \Delta\alpha)} + \frac{f'(m'g + F')n'D}{\cos(\Delta\alpha - \alpha_1')} \right) =$ $= \frac{\pi}{60} \left(f \frac{\cos(\Delta\alpha - \alpha_1')}{\cos^2(\alpha_1 + \Delta\alpha)} (m'g + F')nd + f' \frac{1}{\cos(\Delta\alpha - \alpha_1')} (m'g + F')n'D \right)$ $\sum P_{\text{д}} = \frac{fd}{\frac{d}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin(\alpha_1 + \Delta\alpha) + \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha))} + \frac{v' - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin(\Delta\alpha - \alpha_1') + \cos(\Delta\alpha - \alpha_1'))}} \times \frac{EL}{4} (A' + B')$ $\sum P_{\text{д}} = \frac{fD}{\frac{D}{v'} + \frac{v - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin(\alpha_1 + \Delta\alpha) + \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha))} + \frac{v' - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin(\Delta\alpha - \alpha_1') + \cos(\Delta\alpha - \alpha_1'))}} \times \frac{EL}{4} (A' + B')$ $P_{\text{мп.н}} = \frac{\pi}{30} \left(\sqrt{F_{x.o}^2 + G_{B.o}^2} f_{\text{мп.o}} d_{y.o} n + \sqrt{F_{x.o'}^2 + G_{B.o'}^2} f_{\text{мп.o'}} d_{y.o'} n' \right)$ $F_{x_o} = \frac{LED^2}{4d_n \cdot \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha)} (\alpha_1 - \sin(\alpha_1 + \Delta\alpha) \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha))$ $F_{x_o'} = \frac{LED^2}{4d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1')} (\alpha_1' - \sin(\Delta\alpha - \alpha_1') \cos(\Delta\alpha - \alpha_1'))$ $A' = \frac{(d_n \cdot \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha) - b_3)^2}{d_n \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha)} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha) - b_3} \right)^4 (\alpha_1 - \sin(\alpha_1 + \Delta\alpha) \cos(\alpha_1 + \Delta\alpha))^2}$ $B' = \frac{(d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1') - b_3)^2}{d_n \cos(\Delta\alpha - \alpha_1')} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1') - b_3} \right)^4 (\alpha_1' - \sin(\Delta\alpha - \alpha_1') \cos(\Delta\alpha - \alpha_1'))^2}$

<p>Расчетные схемы</p>	<p>1</p> 
<p>Расчетные формулы</p>	<p>2</p> $P_{\partial\delta} = \frac{P_{mp.c} + \Sigma P_{\partial} + P_{mp.n}}{\eta}$ $P_{mp.c} = \frac{\pi}{60} \left(\frac{f((m - m')g + (F - F'))nd}{\cos(\Delta\alpha - \alpha_1)} + \frac{f'(m'g + F')n'D}{\cos(\alpha_1' + \Delta\alpha)} \right) =$ $= \frac{\pi}{60} \left(f \frac{\cos(\alpha_1' + \Delta\alpha)}{\cos^2(\Delta\alpha - \alpha_1)} (m'g + F')nd + f' \frac{1}{\cos(\alpha_1' + \Delta\alpha)} (m'g + F')n'D \right)$ $\Sigma P_{\partial} = \frac{fd}{\frac{d}{v} + \frac{v - v_0}{\alpha_1 \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin(\Delta\alpha - \alpha_1) + \cos(\Delta\alpha - \alpha_1))} + \frac{v' - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin(\alpha_1' + \Delta\alpha) + \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha))}} \times \frac{EL}{4} (A' + B')$ $\Sigma P_{\partial} = \frac{fD}{\frac{D}{v'} + \frac{v - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F - F'}{m - m'} \right) (f \sin(\Delta\alpha - \alpha_1) + \cos(\Delta\alpha - \alpha_1))} + \frac{v' - v_0}{\alpha_1' \left(g + \frac{F'}{m'} \right) (f' \sin(\alpha_1' + \Delta\alpha) + \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha))}} \times \frac{EL}{4} (A' + B')$ $P_{mp.n} = \frac{\pi}{30} \left(\sqrt{F_{x.o}^2 + G_{B.o}^2} f_{np.o} d_{y.o} n + \sqrt{F_{x.o'}^2 + G_{B.o'}^2} f_{np.o'} d_{y.o'} n' \right)$ $F_{x_o} = \frac{LEd^2}{4d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1)} (\alpha_1 - \sin(\Delta\alpha - \alpha_1) \cos(\Delta\alpha - \alpha_1))$ $F_{x_o'} = \frac{LED^2}{4d_n \cdot \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha)} (\alpha_1' - \sin(\alpha_1' + \Delta\alpha) \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha))$ $A'' = \frac{(d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1) - b_z)^2}{d_n \cos(\Delta\alpha - \alpha_1)} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d_n \cdot \cos(\Delta\alpha - \alpha_1) - b_z} \right)^4 (\alpha_1 - \sin(\Delta\alpha - \alpha_1) \cos(\Delta\alpha - \alpha_1))^2}$ $B'' = \frac{(d_n \cdot \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha) - b_z)^2}{d_n \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha)} \sqrt{1 + \left(\frac{D}{d_n \cdot \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha) - b_z} \right)^4 (\alpha_1' - \sin(\alpha_1' + \Delta\alpha) \cos(\alpha_1' + \Delta\alpha))^2}$

Выводы

1. При плющении зерна вальцами мощность их вращательного движения в основном затрачивается:

- на деформацию зерновки;
- трение скольжения поверхности вальцов о зерновку;
- трение в опорных подшипниках вальцов.

2. Мощность трения скольжения поверхности вальцов о зерновку зависит от их частоты вращения, диаметров вальцов, коэффициентов трения вальцов о зерновку, дополнительной внешней силы, действующей на зерновку и угла деформации зерновки, который определяется диаметром вальцов, средней толщиной зерновки и зазором между вальцами

3. 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.

4. Мощность трения в опорных подшипниках вальцов определяется нагрузкой на подшипники вальцов, их частотой вращения, диаметром цапф вальцов и приведенным коэффициентом трения их подшипников качения.

5. 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. Шило, И.Н. К обоснованию мощности привода вальцов плющилки/ И.Н. Шило, Н.А. Воробьев, Е.М. Прищепова // Агропанорама. – 2008. – №3. – С. 25-28.

2. Дайнеко, В.А. Теоретическое обоснование производительности вальцовой плющилки-измельчителя/ В.А. Дайнеко, Е.М. Прищепова// Агропанорама. – 2012. – №2. – С. 14-28.

3. Воробьев, Н.А. Теоретические исследования производительности вальцовой плющилки / Н.А. Воробьев//Агропанорама. – 2008. – №2. – С. 45-48.

4. Горячкин, В.П. Собрание соч.: в 3 т. / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – Т. 3 – 384 с.

5. Андрианов, А.М. Исследование рабочего процесса валковой зерноплющилки: автореф. ... дис. канд. техн. наук: 05.20.01/ А.М. Андрианов; Воронежский инст. сельск. хозяйства им. К.Д. Глинки. – Воронеж, 1974. – 19 с.

УДК 631.371: 621.31

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 16.03.2012

НЕСИММЕТРИЧНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТРАНСФОРМАТОРА СО СХЕМОЙ СОЕДИНЕНИЯ ОБМОТОК «ЗВЕЗДА-ЗВЕЗДА-НУЛЬ С СИММЕТРИРУЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ» (Y/Y_nCSU)

Г.И. Янукович, канд. техн. наук, профессор, И.В. Протосовицкий, канд. техн. наук, доцент, Н.Г. Королевич, канд. экон. наук, доцент, В.М. Збрядыга, канд. техн. наук, доцент (БГАТУ)

Аннотация

В данной статье на основе схемы замещения, используя метод симметричных составляющих, рассмотрен несимметричный режим работы трансформатора Y/Y_nCSU.

The unbalanced operation of the transformer Y / Y_nSU was discussed in the article based on the equivalent circuit, using the method of symmetrical components.

Введение

На кафедре электроснабжения БГАТУ была разработана новая схема соединения обмоток трансформатора «звезда-звезда-нуль с симметрирующим устройством» (Y/Y_nCSU) [1]. Трансформатор с указанной схемой соединения обмоток содержит обмотки высшего и низшего напряжения, а также компенсационную, охватывающую все основные обмотки. Один конец компенсационной обмотки подключен к нейтрали обмоток низшего напряжения, а другой конец выведен на крышку бака. Анализ несимметрич-

ной работы данного трансформатора целесообразно проводить на основе схем замещения.

Основная часть

На основании схем замещения трансформатора, приведенных на рис. 1, рассмотрим влияние симметрирующего устройства на фазные напряжения вторичной стороны трансформатора.

По закону Киргофа для напряжений прямой и обратной последовательности обмоток высшего и низшего напряжения трансформатора фазы A без учета действия симметрирующей обмотки схемы замещения (рис. 1, a) справедливо выражение: