

EDN: STMEGL
DOI: 10.22314/2073-7599-2026-20-1-4-10



Научная статья
УДК 637.115:637.11



Разработка энергосберегающего магнитного привода для левитирующей доильной платформы карусельного типа

Андрей Юрьевич Измаилов,
доктор технических наук, профессор,
академик Российской академии наук,
e-mail: vim@vim.ru;

Владимир Вячеславович Кирсанов,
доктор технических наук, профессор,
член-корреспондент Российской академии наук,
e-mail: kirvv2014@mail;
Сергей Владимирович Кирсанов,
аспирант,
e-mail: kirseryii@mail.ru

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация

Реферат. Показали целесообразность использования на крупных животноводческих фермах и комплексах России роторно-конвейерных доильных установок карусельного типа. Для вращения платформ используются мотор-редукторы с приводными полиуретановыми колесами, взаимодействующими посредством фрикционного контакта с металлическими профилями, изогнутыми по дуге окружности платформы. Для исключения приводных и опорных колес движителей системы рельс-колесо и связанных с этим трудовых и денежных затрат по их замене в результате износа рассмотрели возможность использования технологии магнитного подвеса и разработки энергосберегающего магнитного привода. (*Цель исследования*) Создание левитирующей модели доильной платформы карусельного типа. (*Материалы и методы*) За основу предложили взять ранее разработанную технологическую схему с использованием аксиально намагниченных постоянных магнитов прямоугольной формы. Рассмотрели технологическую схему привода для платформы на 36 доильных мест с использованием цилиндрической магнитной передачи с внешним зацеплением, получили основное уравнение динамики ее вращательного движения. (*Результаты и обсуждение*) Исходя из динамического расчета вращающейся платформы, определили момент инерции вращающейся платформы с животными, окружное усилие, вращающие моменты на ведущем и ведомом колесах, их угловые скорости, зависимость углового ускорения платформы от времени ее разгона. (*Выводы*) Обоснованы топологические (установочные воздушные зазоры и шаги расположения магнитов на ведущем и ведомом колесах платформы) и кинематические параметры (углы зацепления, радиусы ведущего и ведомого колеса) цилиндрической магнитной передачи. Проведен магнитостатический расчет с определением нормальной и тангенциальной составляющих сил магнитного взаимодействия, разработан алгоритм расчета цилиндрической магнитной передачи с определением параметров магнитного поля и размеров постоянных магнитов для привода левитирующей доильной платформы типа «Карусель».

Ключевые слова: доильная платформа типа «Карусель», магнитная левитация, магнитный привод, цилиндрическая передача, воздушный зазор, угол зацепления, вращающий момент, нормальная и тангенциальная силы.

■ **Для цитирования:** Измаилов А.Ю., Кирсанов В.В., Кирсанов С.В. Разработка энергосберегающего магнитного привода для левитирующей доильной платформы карусельного типа // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2026. Т. 20. №1. С. 4-10. DOI: 10.22314/2073-7599-2026-20-1-4-10. EDN: STMEGL.

Scientific article

Development of an Energy-Efficient Magnetic Drive for a Levitating Carousel-Type Milking Platform

Andrey Yu. Izmailov,
Dr.Sc.(Eng.), professor,
member of the Russian Academy of Sciences,
e-mail: vim@vim.ru;

Vladimir V. Kirsanov,
Dr.Sc.(Eng.), professor, corresponding member of the
Russian Academy of Sciences,
e-mail: kirvv2014@mail.ru;
Sergey V. Kirsanov,
Ph.D. student (Eng.),
e-mail: kirseryii@mail.ru

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

Abstract. The paper demonstrates the feasibility of using rotary conveyor-type carousel milking installations at large livestock farms and complexes in Russia with 1,000 or more head of cattle. In conventional designs, platform rotation is provided by geared motors equipped with polyurethane drive wheels that transmit torque through frictional contact with metal profiles curved along the platform circumference. To eliminate the drive and support wheels of the rail-wheel propulsion system as well as the associated labor and financial costs resulting from wear-related replacement, the paper considers the potential application of magnetic levitation technology and the development of an energy-efficient magnetic drive. (*Research purpose*) To develop a model of a levitating carousel-type milking platform. (*Materials and methods*) The proposed approach is based on a previously developed technological scheme using axially magnetized rectangular permanent magnets. The study considers a drive system for a 36-stall milking platform employing a cylindrical magnetic transmission with external meshing and derives the fundamental equation describing the rotational dynamics of the system. (*Results and discussion*) Based on the dynamic analysis of the rotating platform, the study determined the moment of inertia of the platform with animals, the circumferential force, the torques acting on the driving and driven wheels, their angular velocities, and the relationship between the platform's angular acceleration and the acceleration time. (*Conclusions*) The study substantiates the topological parameters of the cylindrical magnetic transmission, including the installation air gaps and the spacing of magnets on the driving and driven wheels of the platform, as well as the kinematic parameters of the system, namely the meshing angles and radii of the driving and driven wheels. A magnetostatic analysis determined the normal and tangential components of the magnetic interaction forces. In addition, the study developed an algorithm for calculating the cylindrical magnetic transmission, enabling the determination of magnetic field parameters and the dimensions of the permanent magnets for the drive system of a levitating carousel-type milking platform.

Keywords: carousel-type milking platform; magnetic levitation; magnetic drive; cylindrical magnetic transmission; air gap; meshing angle; torque; normal and tangential forces.

■ **For citation:** Izmailov A.Yu., Kirsanov V.V., Kirsanov S.V. Development of an energy-efficient magnetic drive for a levitating carousel-type milking platform. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2026. Vol. 20. N1. 4-10 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2026-20-1-4-10. EDN: STMEGL.

На крупных животноводческих фермах России (1000 голов и более) преимущественное распространение получили роторно-конвейерные доильные установки «Карусель» различной вместимости [1]. Для вращения доильных платформ в них используют мотор-редукторы с приводными колесами [2], обеспечивающими фрикционный контакт с подвижным рельсом, изогнутым по дуге окружности платформы, или с окантованной изогнутой полосой, расположенной по торцу платформы. Приводные колеса выполняются в основном из полиуретана. Количество приводных станций (1-3 шт.) зависит от числа доильных мест на платформе [3].

Существует также способ блочно-модульной компоновки оборудования [4] с размещением приводной станции под отдельными сегментами, жестко соединенными между собой и залитыми бетоном с образованием монолитной вращающейся кольцевой платформы [5]. В этом случае повышается точность сборки и отсутствует необходимость в применении изогнутых рельсовых направляющих, которые могут деформироваться в процессе перевозки, монтажа и эксплуатации.

Для снижения износа опорных роликов показана перспективность применения вращающейся левитирующей доильной платформы карусельного типа на постоянных магнитах [6]. Для такой платформы возможно несколько вариантов привода:

- использование традиционных фрикционных колесных электроприводов, установленных сбоку

или под платформой в соответствии с известными техническими решениями;

- применение вертикально расположенных электроприводов с магнитными колесами, взаимодействующими с боковыми подвижными магнитами платформы;

- использование линейного тягового электродвигателя, ротор которого установлен на подвижной части вращающейся платформы, а статор на соответствующей путевой дорожке в виде постоянных магнитов.

Цель исследования: разработка энергосберегающего магнитного привода для левитирующей вращающейся доильной платформы карусельного типа.

Материалы и методы. Принимаем за основное исполнение технологическую схему левитирующей доильной платформы, предложенную в работе [6]. Рассмотрим вариант привода в виде цилиндрической магнитной передачи (*рис. 1*) в соответствии с рекомендациями [7].

На ведущем колесе 1, приводимом во вращение мотор-редуктором 8 через вал 9, расположены с чередованием полюсов постоянные магниты 7, взаимодействующие с противоположными полюсами постоянных магнитов 6, которые установлены на ведомом колесе 2 с подвижными и неподвижными магнитами левитации 3 и 5, представляющем собой подвижную часть доильной платформы. Внизу находится неподвижное основание 4.

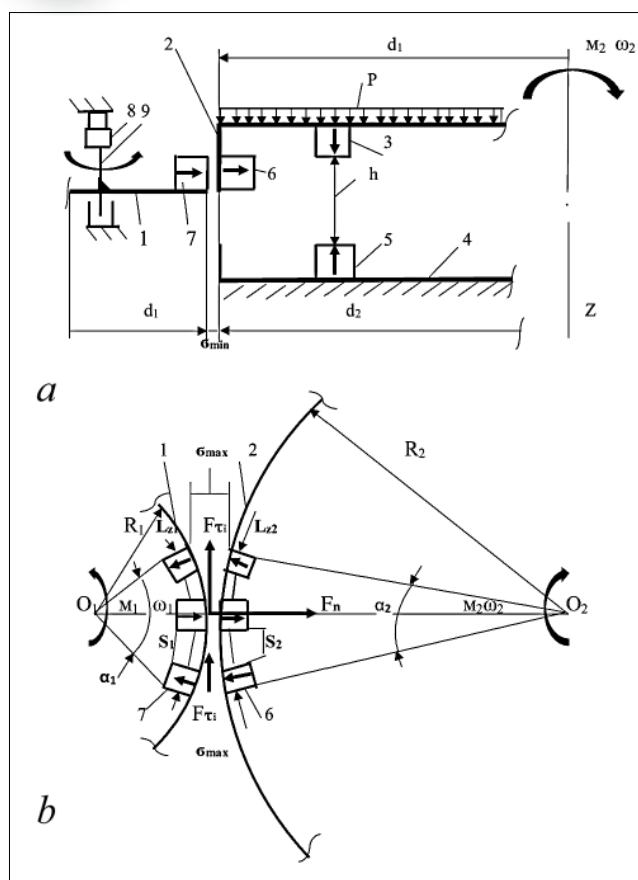


Рис. 1. Схема магнитного подвеса и привода левитирующей платформы карусельного типа на основе цилиндрической магнитной передачи с внешним зацеплением: а – вид сбоку; б – вид сверху без магнитов левитации
 Fig. 1. Scheme of the magnetic suspension and drive system of a levitating carousel-type milking platform based on a cylindrical magnetic gear with external meshing: a – side view; b – top view without levitation magnets

Условные обозначения: h – воздушный левитационный зазор, м; P – распределенная нагрузка (животные), Н; σ – боковой воздушный зазор (σ_{\min} , σ_{\max}), м; d_1, R_1 и d_2, R_2 – диаметры и радиусы ведущего и ведомого колеса, м; F_n и F_τ – нормальная и тангенциальная силы взаимодействия магнитов, Н; M_1, ω_1 и M_2, ω_2 – моменты (Н·м) и угловые скорости вращения $\omega_{1,2}$ (c^{-1}) ведущего и ведомого колеса; S_1 и S_2 – шаг установки магнитов на ведущем и ведомом колесе, м; L_{z1} и L_{z2} – дуги зацепления магнитов на ведущем и ведомом колесе; α_1 и α_2 – углы зацепления ведущего и ведомого колеса.

Нормальная сила притяжения между магнитами F_n будет максимальной при минимальной зазоре между магнитами σ_{\min} в зоне максимального сближения магнитов. По мере их удаления друг от друга сила взаимодействия будет ослабевать. Нормальная сила притяжения F_n вызывает соответствующую тангенциальную силу F_τ (аналог силы трения), которая приводит во вращение ведомое колесо 2, создавая крутящий момент M_2 .

Основное уравнение динамики вращательного движения для доильной платформы можно записать в соответствии с [8, 9]:

$$n \cdot [m_{\text{пл1}} \cdot (R_{2\text{н}}^2 + R_{2\text{в}}^2) + 2m_{\text{к}} R_{\text{ж}}^2] \cdot d\omega/dt = M_2, \quad (1)$$

где n – число мест доения на доильной платформе; $m_{\text{пл1}}$ – масса платформы в расчете на одно доильное место, кг; $R_{2\text{н}}$ и $R_{2\text{в}}$ – наружный и внутренний (на рис. 1 не показан) радиусы кольцевой доильной платформы, м; $m_{\text{к}}$ – масса коровы, кг; $R_{\text{ж}}$ – радиус расположения центра тяжести животного на платформе, м; $d\omega/dt$ – угловое ускорение платформы, рад/ c^2 ; M_2 – вращающий момент, Н·м.

Моментом сопротивления можно пренебречь из-за фактического отсутствия сил трения вследствие магнитного подвеса платформы.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ. Задавая время разгона (t , с) и зная конечную частоту вращения платформы ($n_{\text{об}} = 0,09 \text{ мин}^{-1}$ или $5-6 \text{ ч}^{-1}$) [10], можно рассчитать угловую скорость (ω , рад/с), ускорение (ε_2 , рад/ c^2) (табл. 1) и потребный вращающий момент, а далее уже определить все необходимые параметры магнитной передачи.

Исходные данные для расчета: $m_{\text{пл1}} = 580$ кг; $m_{\text{к}} = 580$ кг; наружный диаметр платформы равен 12 м; внутренний диаметр платформы равен 8,4 м; $n = 36$; радиус расположения центра тяжести животного $R_{\text{ж}}$ примерно равен среднему радиусу платформы $(6 + 4,2) : 2 \approx 5,1$ м.

Подставляя эти данные и упрощая выражение (1), получим эмпирическую зависимость:

$$1103090 \cdot \varepsilon_2 = M_2. \quad (2)$$

По величине M_2 можно определить необходимую тангенциальную силу F_τ и крутящий момент M_1 на ведущем колесе:

$$\begin{cases} F_\tau = 1103090 \cdot \varepsilon_2 \\ M_1 = F_\tau \cdot R_1 = 1103090 \cdot \varepsilon_2 R_1. \end{cases} \quad (3)$$

Таблица										Table
ЗАВИСИМОСТЬ УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ ДОИЛЬНОЙ ПЛАТФОРМЫ ε_2 ОТ ВРЕМЕНИ РАЗГОНА Δt										
DEPENDENCE OF THE MILKING PLATFORM ANGULAR ACCELERATION ε_2 ON THE ACCELERATION TIME Δt										
Показатель	Значение									
$\Delta\omega$, рад/с	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094	0,0094
Δt , с	1	2	4	6	8	10	12	14	16	
ε_2 , рад/ c^2	0,0094	0,0047	0,0023	0,0015	0,0012	0,0009	0,0008	0,0007	0,0006	

В выражении (3) неизвестной величиной является параметр R_1 , который следует определить по размерам постоянных магнитов и установочных зазоров между ними, определив тем самым длину дуги зацепления, последующую длину окружности ведущего колеса и его радиус.

Выразим значение длины окружностей ведущего и ведомого колеса через размеры магнитов и установочные зазоры между ними. В качестве допущения принимаем использование одинаковых магнитов кубической формы со стороной l_M на обоих колесах передачи и равенство установочных зазоров между ними ($s_1 = s_2 = s$).

При допущении одинакового шага установки магнитов на обоих колесах ($s_1 = s_2 = s$) количество магнитов на соответствующих дугах зацепления будет тоже одинаковым ($\kappa_{M1} = \kappa_{M2} = \kappa_M$). С небольшим допущением можно принять равенство соответствующих дуг зацепления:

$$L_{z1} = L_{z2} = L_z = \kappa_M \cdot l_M + s (\kappa_M - 1). \quad (4)$$

Выражая значение соответствующих дуг зацепления через центральные углы, с учетом (4) получим:

$$\begin{aligned} 2\pi R_1 \cdot \alpha_1 / 360 &= 2\pi R_2 \cdot \alpha_2 / 360 = \\ &= \kappa_M \cdot l_M + s (\kappa_M - 1). \end{aligned} \quad (5)$$

Откуда можно определить соответствующие углы зацепления:

$$\begin{cases} \alpha_2 = \frac{180 \cdot [\kappa_M \cdot l_M + s (\kappa_M - 1)]}{\pi \cdot R_2} \\ \alpha_1 = \frac{180 \cdot [\kappa_M \cdot l_M + s (\kappa_M - 1)]}{\pi \cdot R_2} \cdot i \end{cases} \quad (6)$$

В системе уравнений (6) две неизвестных величины α_1 и R_1 (входит в параметр i – передаточное отношение). Для их определения рассмотрим фрагмент дуги зацепления (рис. 2).

Прямоугольные треугольники O_1AB и O_2AB образованы пересечением радиус-векторов R_1 и R_2 с образованием общей стороны AB , перпендикулярной линии O_1O_2 , соединяющей центры вращения ведомого и ведущего колес.

Из прямоугольного треугольника O_2AB находим катет AB и длину гипотенузы O_2A :

$$\begin{aligned} AB &= (R_2 + \sigma_{\min}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 / 2 \\ O_2A &= (R_2 + \sigma_{\min}) / \cos \alpha_2 / 2. \end{aligned} \quad (7)$$

Длину гипотенузы AC и катетов треугольника ACA' найдем из выражений:

$$\begin{aligned} AC &= O_2A - R_2 \\ AA' &= AC \cdot \sin \alpha_2 / 2 \\ A'C &= AC \cdot \cos \alpha_2 / 2. \end{aligned} \quad (8)$$

Из треугольника DAC определяем катет $A'D$ и $\operatorname{tg} \alpha_2 / 2$ с учетом значений AC и $A'C$ из формул (8) и O_2A из (7)

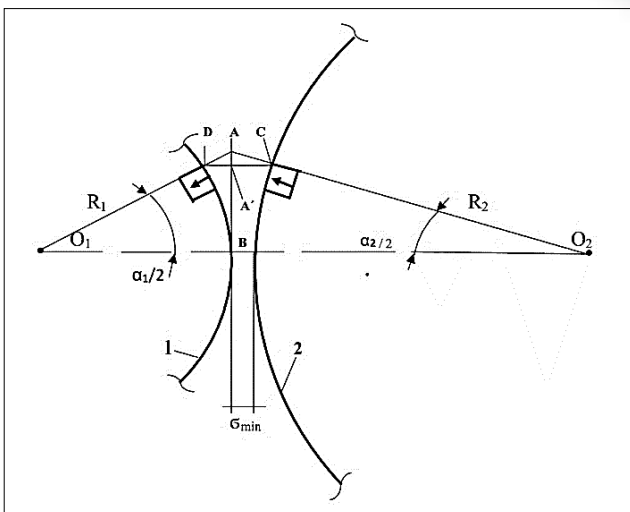


Рис. 2. Фрагмент дуги зацепления цилиндрической магнитной передачи: 1 – ведущее колесо; 2 – ведомое колесо (доильная платформа)

Fig. 2. Fragment of the meshing arc of a cylindrical magnetic gear: 1 – driving wheel; 2 – driven wheel (milking platform)

$$\begin{cases} A'D = DC - A'C = \sigma_{\max} - A'C \\ \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} = \frac{AA'}{A'D} = \frac{\left(\frac{R_2 + \sigma_{\min}}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} - R_2 \right) \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2}}{\sigma_{\max} - \left(\frac{R_2 + \sigma_{\min}}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} - R_2 \right) \cdot \cos \frac{\alpha_2}{2}}. \end{cases} \quad (9)$$

Из треугольника O_1AB с учетом выражений для AB из (7) и $\operatorname{tg} \alpha_2 / 2$ из (9) запишем окончательно значение для R_1 :

$$R_1 = \frac{[(R_2 + \sigma_{\min}) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}] \cdot \left[\sigma_{\max} - \left(\frac{R_2 + \sigma_{\min}}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} - R_2 \right) \cdot \cos \frac{\alpha_2}{2} \right]}{\left(\frac{R_2 + \sigma_{\min}}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} - R_2 \right) \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2}}. \quad (10)$$

Суммарную нормальную силу взаимодействия магнитов $F^{\Sigma n}$ по дуге зацепления L_z можно приближенно оценить по формуле [11], умножив поверхность одного магнита на их число κ_M в дуге зацепления:

$$F^{\Sigma n} = \frac{B^2 \cdot \kappa_M \cdot l_M^2}{2\mu_0}, \quad (11)$$

где l_M – площадь поверхности одного магнита кубической формы, м^2 ; μ_0 – магнитная постоянная, $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м; B – магнитная индукция в зазоре, Тл.

Магнитную индукцию в зазоре σ можно определить в соответствии с рекомендациями [11], полагая, что боковой воздушный зазор изменяется в диапазоне от σ_{\min} до σ_{\max} . Принимаем его действующее значение по дуге зацепления, как среднее арифметическое:

$$\sigma_{\text{cp}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}.$$

С учетом значения μ_0 и проводя некоторые упрощения получим:

$$F^{\Sigma_n} = \frac{4 \frac{B^2 r}{\pi^2} \left[\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M\right)^2} \right) \right]}{8\pi \cdot 10^{-7}} - \frac{\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2}}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \frac{\sigma_{cp}^2}{4}} \right)^2 \cdot \kappa_M \cdot l_M^2}{8\pi \cdot 10^{-7}}, \quad (12)$$

где Br – остаточная магнитная индукция неодимовых постоянных магнитов (приблизительно равна 1,48 Тл).

Чтобы найти искомую суммарную касательную силу F_{τ} , создающую вращающий момент по дуге зацепления, воспользуемся соотношением:

$$F^{\Sigma_{\tau}} = F^{\Sigma_n} \cdot \kappa_{\tau}, \quad (13)$$

где κ_{τ} – коэффициент, учитывающий соотношение касательных и нормальных сил (аналог коэффициента трения), определяется экспериментально.

По некоторым оценкам он может варьировать от 0,2 до 0,6 в зависимости от зазоров между магнитами. Более точно его значение, как и значения параметров индукции магнитного поля взаимодействующих магнитов, можно определить с помощью численных методов и программных продуктов в среде *Ansys Maxwell* [12]. Принимая во внимание возможное среднее значение коэффициента $\kappa_{\tau} = 0,4$ и проводя некоторые упрощения, получим окончательное выражение для суммарной касательной силы, действующей вдоль дуги зацепления магнитов:

$$F^{\Sigma_{\tau}} = \frac{1,6 \frac{B^2 r}{\pi^2} \left[\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M\right)^2} \right) \right]}{8\pi \cdot 10^{-7}} - \frac{\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2}}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \frac{\sigma_{cp}^2}{4}} \right)^2 \cdot \kappa_M \cdot l_M^2}{8\pi \cdot 10^{-7}}. \quad (14)$$

Учитывая ранее полученное значение из выражения (3) и приравняв правые части выражений (3) и (14), окончательно запишем:

$$\frac{1,6 \frac{B^2 r}{\pi^2} \left[\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{cp}}{2} + l_M\right)^2} \right) \right]}{8\pi \cdot 10^{-7}} - \frac{\tan - 1 \left(\frac{\frac{\sigma_{cp}}{2}}{\frac{l_M}{2} \cdot \frac{l_M}{2}} \sqrt{\left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_M}{2}\right)^2 + \frac{\sigma_{cp}^2}{4}} \right)^2 \cdot \kappa_M \cdot l_M^2}{8\pi \cdot 10^{-7}} = \frac{1}{R_2} \cdot 1103090 \cdot \varepsilon_2. \quad (15)$$

Решение данного уравнения в силу возможной одновременной вариативности нескольких параметров передачи наиболее целесообразно с применением численных методов по следующему алгоритму.

1. Задаем значениями угловых ускорений ε_2 из *таблицы*, предположительно $\varepsilon_2 = 0,0015 - 0,0023$ рад/с², и радиус платформы, в нашем случае $R_2 = 6$ м.

2. Выбираем размеры неодимовых магнитов кубической формы, например $0,01 \times 0,01 \times 0,01$ м; $0,015 \times 0,015 \times 0,015$ м; $0,02 \times 0,02 \times 0,02$ м и т.д., остаточная магнитная индукция $Br \approx 1,48$ Тл.

3. Задаем величину бокового воздушного зазора $\sigma_{cp} \approx 0,006$ м ($\sigma_{min} = 0,003$ м, $\sigma_{max} = 0,009$ м) между колесами и шаг установки магнитов на каждом колесе $s = 0,002 - 0,004$ м.

4. Подставляем данные значения (по п. 1-3) в уравнение (15), решаем его относительно κ_M и находим искомое число магнитов по дуге зацепления на каждом колесе.

5. Определяем угол зацепления α_2 на ведомом колесе по формуле (6).

6. Определяем соответствующий угол зацепления α_2 и радиус ведущего колеса по формулам (6) и (10).

7. Определяем значение суммарной касательной силы по дуге зацепления F_{τ}^{Σ} по формуле (14) и сравниваем его со значением, вычисленным по выражению системы (3) по условию:

$$F^{\Sigma_{\tau(30)}} \geq F^{\Sigma_{\tau(8)}}.$$

Если условие выполняется, то переходим к п. 8, если не выполняется, то повторяем расчет (с п. 2) для других размеров магнитов и установочных зазоров.

8. Определяем крутящий момент M_1 на ведущем колесе по формуле из системы (3).

9. Вычисляем передаточное отношение:

$$i = R_2 / R_1.$$

10. Определяем угловую скорость ведущего колеса из выражения:

$$\omega_1 = i \cdot \omega_2$$

и соответствующую мощность привода:

$$N_{пр} = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \kappa_3,$$

где κ_3 – коэффициент запаса, равен 1,15-1,20.

11. По параметрам п. 10 подбираем соответствующий мотор-редуктор.

Выводы. На основании проведенного анализа предложена технологическая схема привода левирующей доильной платформы карусель с использованием цилиндрической магнитной передачи с внешним зацеплением.

Проведен динамический расчет вращающейся платформы для доильной карусели на 36 мест, определены: окружное усилие, угловые скорости, крутящие моменты, получена зависимость углового ускорения доильной платформы ε_2 от времени ее разгона.

Обоснованы топологические (установочные зазоры, шаг магнитов) и кинематические параметры (углы зацепления, радиусы ведущего и ведомого колес) цилиндрической магнитной передачи, проведён её магнитостатический расчёт с определени-

ем нормальной и окружной касательной сил, разработан алгоритм расчёта передачи с определением параметров магнитного поля и размеров постоянных магнитов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Морозов Н.М., Кирсанов В.В., Ценч Ю.С. Историко-аналитическая оценка развития процессов автоматизации и роботизации в молочном животноводстве // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023. Т. 17. №1. С. 11-18. DOI: 10.22314/2073-7599-2023-17-1-11-18.
2. Кирсанов В.В., Кравченко В.Н. Пути совершенствования оборудования для доения и первичной обработки молока // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2005. №9. С. 41-48. EDN: HZBEDT.
3. Вторый В.Ф., Вторый С.В. Развитие механизации молочного скотоводства в России и Советском Союзе в первой половине XX века // *Аграрная наука Северо-Востока*. 2024. N25(2). С. 301-310. DOI: 10.30766/2072-9081.2024.25.2.301-310.
4. Ценч Ю.С., Годлевская Е.В. Математическое моделирование как инструмент проектирования сельскохозяйственных машин и агрегатов (применительно к истории развития научной школы Южного Урала) // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023. Т. 17. №2. С. 4-12. DOI: 10.22314/2073-7599-2023-17-2-4-12.
5. Лобачевский Я.П., Лачуга Ю.Ф., Измайлов А.Ю., Шогенов Ю.Х. Научно-технические достижения агроинженерной науки в условиях цифровизации сельского хозяйства // *Российская сельскохозяйственная наука*. 2025. №3. С. 45-53. DOI: 10.31857/S2500262725030081.
6. Лобачевский Я.П., Федоренко В.Ф., Кирсанов В.В. и др. Моделирование взаимодействия магнитных сборок левитирующей доильной платформы «Карусель» // *Российская сельскохозяйственная наука*. 2025. №2. С. 54-58. DOI: 10.31857/S2500262725020106.
7. Молоканов О.Н., Рыжов В.В., Конюшенко Е.В. и др. Анализ материалоемкости ветроагрегата на основе дифференциальной магнитной передачи // *Электротехника*. 2023. №1. С. 2-9. DOI: 10.53891/00135860_2023_01_2.
8. Приходько А.А., Коптева А.А. Моделирование динамики планетарного перемешивающего устройства с неравномерным вращательным движением рабочего органа // *Математическое моделирование и численные методы*. 2020. №1(25). С. 88-102. DOI: 10.18698/2309-3684-2020-1-88102.
9. Дерюгин Е.Е. Упрощенный расчёт момента инерции поперечного сечения консоли под нагрузкой. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024. N24(2). С. 159-169. DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-159-169.
10. Иванов Ю.Г., Михляев А.К. Технологическая оценка автоматизированной и роботизированной доильных установок типа «карусель» // *Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт*. 2025. №12. С. 24-31. DOI: 10.33920/sel-10-2512-04.
11. Гинзбург Б.А., Каминская Т.П., Поляков П.А., Попов В.В. Микроскопическая структура магнитного поля на поверхности постоянного магнита // *Известия Российской академии наук. Серия физическая*. 2018. Т. 82. №2. С. 226-231. DOI: 10.7868/S0367676518020187.
12. Вавилов В.Е., Исмагилов Ф.Р., Жеребцов А.А. и др. Исследование магнитных полей в новой конструкции гомополярного магнитного подшипника // *Авиакосмическое приборостроение*. 2023. №8. С. 50-61. DOI: 10.25791/aviakosmos.8.2023.1357.

REFERENCES

1. Morozov N.M., Kirsanov V.V., Tsench Yu.S. Historical and analytical assessment of automation and robotization for milking processes. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2023. Vol. 17. №1. 11-18 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2023-17-1-11-18
2. Kirsanov V.V., Kravchenko V.N. Ways of improving the equipment for milking and primary processing of milk. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2005. №9. 41-48 (In Russian). EDN: HZBEDT.
3. Vtoryi V.F., Vtoryi S.V. Development of mechanization of dairy cattle in Russia and the Soviet Union in the first half of the twentieth century. *Agrarian Science Euro-North-East*. 2024. N25(2). 301-310 (In Russian). DOI: 10.30766/2072-9081.2024.25.2.301-310.
4. Tsench Yu.S., Godlevskaya E.V. Mathematical modeling as a aspect for designing agricultural machines and units (development history of Southern Urals Scientific School). *Agricultural Machinery and Technologies*. 2023. Vol. 17. №2. 4-12 (In Russian). DOI: 10.22314/2073-7599-2023-17-2-4-12.
5. Lobachevsky Ya.P., Lachuga Yu.F., Izmailov A.Yu., Shogenov Yu.Kh. Scientific and technical achievements of agroengineering science in the conditions of digitalization of agriculture. *Russian Agricultural Science*. 2025. №3. 45-53 (In Russian). DOI: 10.31857/S2500262725030081.
6. Lobachevsky Ya.P., Fedorenko V.F., Kirsanov V.V. et al. Simulation of the interaction of magnetic assemblies of the «Karusel» levitating milking platform. *Russian Agricultural Science*. 2025. №2. 54-58 (In Russian). DOI: 10.31857/S2500262725020106.

7. Molokanov O.N., Ryzhov V.V., Konyushenko E.V. et al. Cost evaluation of wind turbine generator system with magnetic continuously variable transmission. *Electrical Engineering*. 2023. N1. 2-9 (In Russian). DOI: 10.53891/00135860_2023_01_2.
8. Prikhodko A.A., Kopteva A.A. Modeling the dynamics of a planetary stirred tank with irregular rotational motion of the impeller. *Mathematical Modeling and Numerical Methods*. 2020. N1(25). 88-102 (In Russian). DOI: 10.18698/2309-368.
9. Deryugin E.E. Simplified calculation of the inertia moment of the cross section of the console under loading. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024. N24(2). 159-169 (In Russian). DOI: 10.23947/2687-1653-2024-24-2-159-169.
10. Ivanov Yu.G., Mikhlyayev A.K. Technological evaluation of automated and robotic Carousel-type milking units. *Agricultural Machinery: Service and Repair*. 2025. N12. 24-31 (In Russian). DOI: 10.33920/sel-10-2512-04.
11. Ginzburg B.A., Kaminskaya T.P., Polyakov P.A., Popov V.V. Microstructure of the magnetic field on the surface of a permanent magnet. *Bulletin of the Russian Academy of Sciences: Physics*. 2018. Vol. 82. N2. 226-231 (In Russian). DOI: 10.7868/S0367676518020187.
12. Vavilov V.E., Ismagilov F.R., Zherebtsov A.A. et al. Investigation of magnetic fields at new construction of a homopolar magnetic bearing. *Aerospace Instrument-making*. 2023. N8. 50-61 (In Russian). DOI: 10.25791/aviakosmos.8.2023.1357.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Заявленный вклад соавторов:

Измайлов А.Ю. – постановка цели и задач исследований, формулирование основной концепции статьи, написание введения и реферата;

Кирсанов В.В. – написание методической части, части раздела «Результаты и обсуждение» и выводов;

Кирсанов С.В. – подготовка графических и табличных материалов, участие в написании раздела «Результаты и обсуждение», подбор и анализ литературы.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Coauthors' contribution:

Izmailov A.Yu. – formulation of the research aims and objectives, development of the main concept of the article, writing of the Introduction and Abstract;

Kirsanov V.V. – preparation of the methodology section, contribution to the Results and discussion section and the Conclusions;

Kirsanov S.V. – preparation of graphical and tabular materials, contribution to the Results and discussion section, literature selection and analysis.

The authors read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию
Статья принята к публикации

The paper was submitted to the Editorial Office on
The paper was accepted for publication on

01.12.2025
27.02.2026