

УСТРОЙСТВО, СИГНАЛИЗИРУЮЩЕЕ О НАСТУПЛЕНИИ ПРЕДЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО СОСТОЯНИЯ ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК КОЛОДОК ТОРМОЗОВ

Н.Н. Романюк,

первый проректор БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

П.Н. Логвинович,

доцент каф. физики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

К.В. Сашко,

доцент каф. механики материалов и деталей машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

А.А. Степанюк,

студент факультета технического сервиса БГАТУ

В статье проведен анализ технического состояния подъемно-транспортных машин, причин аварий и несчастных случаев при эксплуатации грузоподъемных кранов. Теоретически рассмотрен процесс износа фрикционной накладки тормозной колодки и построена кривая ее износа в полярных координатах, которая показывает, что наибольший износ фрикционной накладки происходит у ее удаленного от точки поворота конца рычага.

Ключевые слова: подъемно-транспортная машина (ПТМ), работоспособность, тормоз, фрикционная накладка, кривая износа, включатель, электрический звонок, система электрических проводов.

The technical condition of lift-and-carry vehicles, causes of accidents and injuries during the use of cargo cranes are analyzed in the article. The process of friction lining wear of a brake plate is theoretically considered and the curve of its wear is constructed in polar coordinates which shows that the worst wear of friction lining occurs at its remote end from the turning point of the lever.

Keywords: lift-and-carry vehicle (LCV), working capacity, brake, friction disk, wear curve, switch, electric bell, system of electric conductor.

Введение

Развитие отечественного подъемно-транспортного машиностроения является важной задачей, решение которой возможно путем разработки комплекса мероприятий, направленных на повышение эффективности проектирования, изготовления и эксплуатации механизмов, узлов и деталей подъемно-транспортных машин (ПТМ).

По данным Гостехнадзора, наблюдается устойчивый рост травматизма и количества аварий при работе с использованием ПТМ. Сложившееся неудовлетворительное положение с травматизмом и аварийностью при эксплуатации грузоподъемных машин обусловлено в первую очередь продолжающимся старением основных фондов. В настоящее время 75 % работающих грузоподъемных кранов отработали нормативный срок службы. Обновление фондов производится крайне медленно: при норме в 8-10 % ежегодно обновляется не более 3 % кранового парка.

Основными причинами аварий и несчастных случаев при эксплуатации грузоподъемных кранов являются: неисправность тормозов, концевых выключателей механизмов подъема груза, передвиже-

ния крана и тележки, блокировки двери кабины и люка для выхода на мост крана. Тормоза являются одним из наиболее ответственных узлов, определяющих работоспособность и безопасность ПТМ. Опыт их эксплуатации показал, что не менее 10 % случаев выхода из строя крана обусловлено отказом тормозов. Кроме того, 33 % простоев ПТМ вызвано необходимостью замены изношенных элементов тормозов [1].

Целью настоящей работы является – обоснование конструкции и разработка устройства, сигнализирующего о наступлении предельного рабочего состояния фрикционных накладок колодок.

Задачи исследований:

1. Математически описать процесс износа фрикционной накладки тормозной колодки и построить кривую ее износа в полярных координатах.

2. Провести патентные исследования и проанализировать конструкции колодочных тормозов с электромагнитом.

3. Разработать конструкцию колодочного тормоза с электромагнитом, использование которого позволит производить автоматический контроль толщины фрикционных накладок, а также повысить надежность и безопасность его работы.

Основная часть

В механизмах подъема груза и изменения вылета стрелы с машинным приводом устанавливаются нормальноразмыкающиеся двухколодочные тормоза, автоматически размыкающиеся при включении привода механизма [2].

Двухколодочный тормоз с короткоходным электромагнитом (рис. 1) содержит два кованых рычага с шарнирно закрепленными на них колодками 3, огибающими шкив 4. Замыкание тормоза производит силовая винтовая пружина сжатия 1, установленная на штоке 2 в скобе.

Рычаги тормоза соединены с основанием и за-

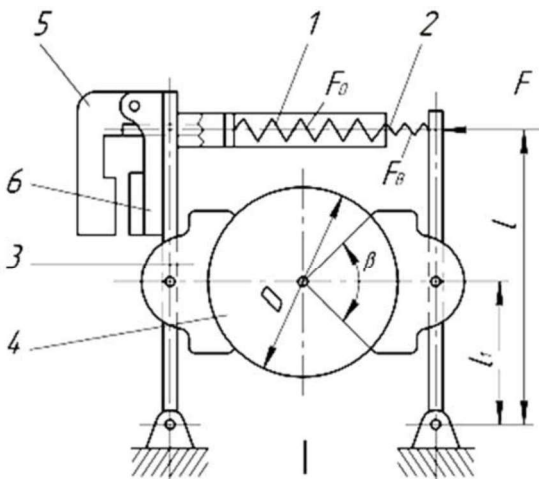


Рисунок 1. Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б

мыкающим элементом шарнирно при помощи пальцев, зафиксированных стопорными планками, и образуют шарнирный четырехзвенник. С целью исключения изнашивания верхних частей колодок при трении вращающегося шкива (при растормаживании) на рычагах установлены фрикционные фиксаторы (сухарики). Для растормаживания тормоза используется электромагнит 6 и якорь 5, шарнирно установленный на оси.

Величина тормозного момента, создаваемого тормозом [3]

$$T_{\tau} = \beta \frac{F_{\text{гр}} D_{\sigma} \eta_{\text{м}}}{2U_{\text{пр}} i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}, \quad (1)$$

где β – коэффициент запаса торможения;

$F_{\text{гр}}$ – вес груза, Н;

D_{σ} – диаметр барабана, мм;

$U_{\text{пр}}$ – передаточное число привода;

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;

$\eta_{\text{м}}$ – КПД механизма ($\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,85$);

$\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста.

Усилие прижатия колодки к тормозному шкиву [3]

$$F_{\text{к}} = \frac{T_{\tau}}{f D_{\tau}}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения между фрикционной накладкой колодки и тормозным шкивом;

D_{τ} – диаметр тормозного шкива, мм.

В процессе работы тормоза фрикционные накладки колодки изнашиваются. При вращении шкива, после некоторого износа фрикционной накладки, колодка должна повернуться на угол $d\beta$ относительно шарнира С, являющегося мгновенным центром вращения тормозной колодки (рис. 2).

Точка А, первоначально лежащая на дуге обхвата, должна перейти в положение А'. Так как угол $d\beta$ мал, то $AA' = AC \cdot d\beta$.

При этом радиальный износ колодки в точке А будет равен проекции AA' на радиус OA :

$$AB = AA' \cdot \sin \gamma = AC \cdot \sin \gamma \cdot d\beta. \quad (3)$$

Продолжим линию CA и опустим на нее перпендикуляр OD . Полученный треугольник COD состоит из двух треугольников: COA и AOD .

Из треугольника COA находим

$$AC \cdot \sin \beta = OA \cdot \sin \varphi, \quad AC = OA \frac{\sin \varphi}{\sin \beta}, \quad (4)$$

а из треугольников AOD и COD

$$OD = OA \cdot \sin \gamma = OC \cdot \sin \beta,$$

$$\sin \gamma = \frac{OC \cdot \sin \beta}{OA}. \quad (5)$$

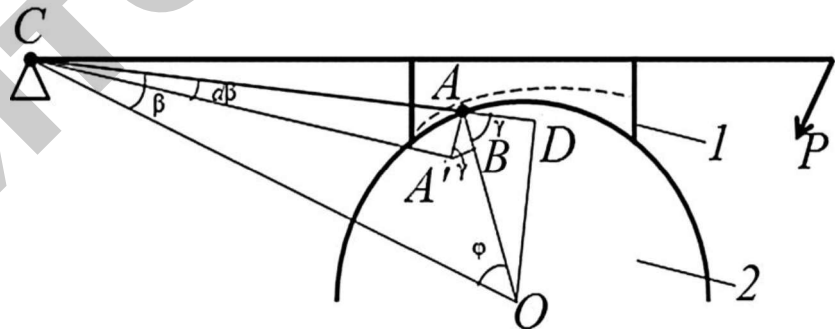


Рисунок 2. К расчету радиального износа фрикционной накладки тормозной колодки: 1 – тормозная колодка с фрикционной накладкой; 2 – обод шкива

Подставив уравнения (4) и (5) в уравнение (3), получим зависимость радиального износа AB от угла поворота φ

$$AB = OA \frac{\sin \varphi}{\sin \beta} OC \frac{\sin \beta}{OA} d\beta,$$

$$AB = OC \cdot d\beta \cdot \sin \varphi. \quad (6)$$

Так как OC и $d\beta$ для всех точек колодки одинаковы, то радиальный износ фрикционной накладке колодки определяется углом φ этой точки и пропорционален синусу этого угла.

При расчетах принималось, что все элементы конструкции тормоза абсолютно жесткие, и износу от трения подвергается только фрикционная накладка тормозной колодки.

Кривая износа в полярных координатах изображена на рисунке 2 штриховой линией, которая показывает, что наибольший износ фрикционной накладки происходит у ее удаленного от точки C торца.

Среднее давление между колодкой и шкивом проверяется по формуле [3]

$$p = \frac{F_k}{S} \leq [p], \quad (7)$$

где $[p]$ – допустимое давление между фрикционной накладкой колодки и тормозным шкивом МПа;

S – расчетная площадь соприкосновения колодки и шкива [3]

$$S = \frac{\pi D_T}{360^\circ} \beta^0 b, \quad (8)$$

где b – ширина колодки $b = (0,3 \dots 0,5) D_T$ мм,
 β^0 – угол обхвата шкива колодкой ($\beta \approx 70^\circ$).

Предполагая, что износ колодки пропорционален давлению, приходим к выражению для распределения давления по дуге соприкосновения тормозной колодки со шкивом в виде

$$p = p_0 \sin \varphi, \quad (9)$$

где p_0 – максимальное давление при $\varphi = \pi/2$.

Рассмотрим силовое взаимодействие колодки со шкивом (рис. 3).

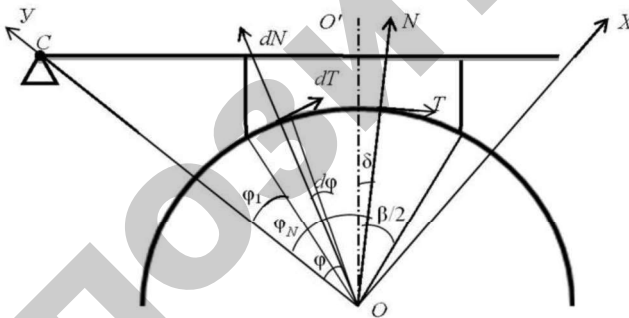


Рисунок 3. Силы, действующие на тормозную колодку

Сила давления, действующая на элементарную площадку колодки шириной b :

$$dN = p_0 b \frac{D_T}{2} d\varphi \sin \varphi. \quad (10)$$

Равнодействующая сил давления колодки на тормозной шкив определяется по формуле

$$\begin{aligned} N &= p_0 b \frac{D_T}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \beta} \sin \varphi d\varphi = \\ &= p_0 b \frac{D_T}{2} (\cos \varphi_1 - \cos(\varphi_1 + \beta)). \end{aligned} \quad (11)$$

Она направлена по радиусу под углом φ_N к оси Ox . Угол φ_N найдем из положения статики о том, что расстояние от начала координат линии действия равнодействующей равно частному от деления статического момента относительно того же начала площади нагрузки на эту площадь, т.е.

$$\begin{aligned} \varphi_N &= \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \beta} \varphi \sin \varphi d\varphi}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \beta} \sin \varphi d\varphi} = [\sin(\varphi_1 + \beta) - \sin \varphi_1 - \\ &- (\varphi_1 + \beta) \cos(\varphi_1 + \beta) + \varphi_1 \cos \varphi_1] \times \\ &\times [\cos \varphi_1 - \cos(\varphi_1 + \beta)]^{-1}. \end{aligned} \quad (12)$$

Момент силы трения, создаваемый на элементарной площадке шкива, соответствующей углу $d\varphi$

$$dM_T = fdN \frac{D_T}{2} = fp_0 b \frac{D_T^2}{4} \sin \varphi d\varphi. \quad (13)$$

Полный момент силы трения

$$\begin{aligned} dM_T &= fp_0 b \frac{D_T^2}{4} \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \beta} \sin \varphi d\varphi = \\ &= fp_0 b \frac{D_T^2}{4} (\cos \varphi_1 - \cos(\varphi_1 + \beta)). \end{aligned} \quad (14)$$

Для определения равнодействующей сил трения воспользуемся ее проекцией на координатную ось Ox :

$$\begin{aligned} dT_x &= dT \cos \varphi = fdN \cos \varphi = \\ &= fp_0 b \frac{D_T}{2} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

Проекция равнодействующей

$$\begin{aligned} T_x &= fp_0 b \frac{D_T}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \beta} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi = \\ &= fp_0 b \frac{D_T}{4} (\sin^2(\varphi_1 + \beta) - \sin^2 \varphi_1). \end{aligned} \quad (16)$$

Так как направление равнодействующей сил трения перпендикулярно равнодействующей сил нормального давления, вызывающих силы трения, то

$$T = \frac{T_x}{\cos \varphi_N} = f p_0 b \frac{D_r}{4} \frac{\sin^2(\varphi_1 + \beta) - \sin^2 \varphi_1}{\cos \frac{\sin(\varphi_1 + \beta) - \sin \varphi_1 - (\varphi_1 + \beta) \cos(\varphi_1 + \beta) + \varphi_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_1 - \cos(\varphi_1 + \beta)}}. \quad (17)$$

Графики зависимости $N(\varphi_1)$ и $T(\varphi_1)$ представлены на рисунках 4а и 4б, соответственно. При расчетах принято: $p_0 = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $b = 0,1 \text{ м}$, $D_r = 0,6 \text{ м}$, $f = 0,3$, $\beta = 70^\circ$.

Представляет интерес исследование зависимости угла между направлением равнодействующей сил нормального давления и линией симметрии тормозной колодки OO' (угла δ от угла φ_1) (рис. 5), так как она характеризует степень неравномерности распределения давления по дуге соприкосновения колодки с тормозным шкивом.

Таким образом, чем дальше расположен центр поворота колодки, положение которого характеризуется углом φ_1 , тем меньше неравномерность ее износа.

Контроль за техническим состоянием тормозных накладок и в целом за краном занимает много времени, следовательно совершенствование тормозов при обеспечении безопасной эксплуатации ПТМ является актуальной научно-технической проблемой.

Так колодочные тормоза грузоподъемных кранов, применяемых на ремонтных предприятиях агропромышленного комплекса, не могут эксплуатироваться при износе тормозных накладок до появления головок заклепок или более 50 % от первоначальной толщины тормозных накладок. Контроль за износом тормозных фрикционных накладок является важной и трудоемкой задачей [2].

Проведенный патентный поиск показывает, что известен колодочный тормоз с электромагнитом, включающий шкив, тормозные колодки (левую и правую), стойки (левую и правую), шток, серьгу, замыкающую пружину, вспомогательную пружину, электромагнит, якорь электромагнита [4].

Работа колодочного тормоза допускается до тех пор, пока износ фрикционных накладок не уменьшится до половины первоначальной толщины [5].

Недостатком данного колодочного тормоза с электромагнитом является отсутствие автоматического контроля предельного

износа толщины фрикционных накладок.

Для повышения безопасности работы при эксплуатации мостового крана, в БГАТУ разработано запатентованное устройство, позволяющее сигнали-

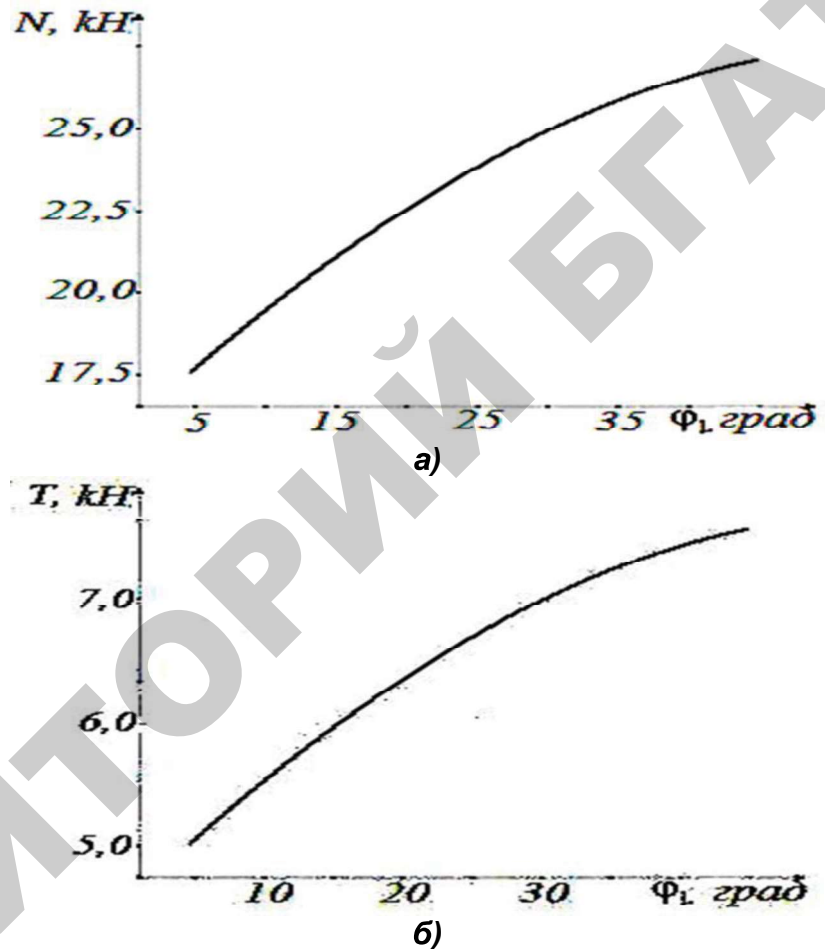


Рисунок 4. Графики зависимостей $N(\varphi_1)$ (а) и $T(\varphi_1)$ (б)

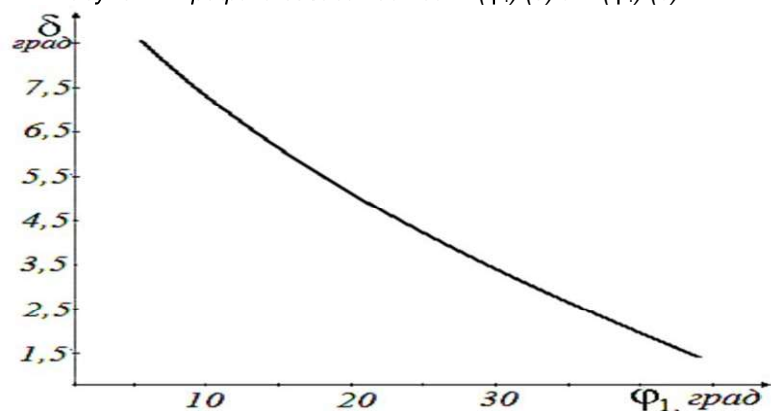


Рисунок 5. График зависимости угла δ от угла φ_1 .

зирать машинисту о наступлении предельного рабочего состояния фрикционных накладок тормозов [6] (рис. 6).

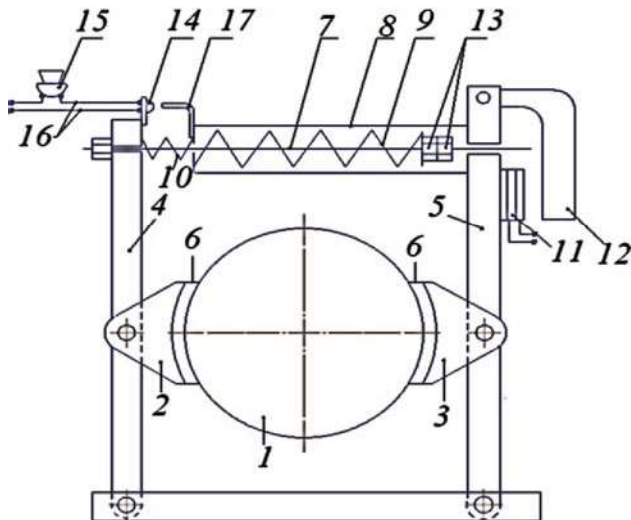


Рисунок 6. Колодочный тормоз с электромагнитом с системой автоматического контроля предельного износа толщины фрикционных накладок

Колодочный тормоз с электромагнитом включает шкив 1, тормозные колодки, левую 2 и правую 3, стойки, левую 4 и правую 5, фрикционные накладки 6, шток 7, серьгу 8, замыкающую пружину 9, вспомогательную пружину 10, электромагнит 11, якорь электромагнита 12, регулировочные гайки 13, включатель 14, установленный на левой стойке 4, электрический звонок 15, систему электрических проводов 16, толкатель 17, установленный на серьге 8.

Колодочный тормоз с электромагнитом работает следующим образом.

С помощью регулировочных гаек 13 устанавливают требуемое усилие сжатия замыкающей пружины 9, которая одним торцом через гайки 13 воздействует на шток 7, который через левую стойку 4 прижимает к шкиву левую колодку 2, вторым торцом замыкающая пружина 9 воздействует на серьгу 8, которая через правую стойку 5 прижимает к шкиву 1 правую колодку 3. Растормаживание производится электромагнитом 11.

В процессе износа фрикционных накладок 6 тормозных колодок, левой 2 и правой 3, замыкающая пружина 9 уменьшает расстояние между серьгой 8 и левой стойкой 4, при этом толкатель 17, укрепленный на серьге 8, воздействуя на включатель 14, установленный на левой стойке 4, замыкает электрическую цепь и звонит электрический звонок 15.

Применение системы автоматического контроля предельного износа толщины фрикционных накладок уменьшает трудоемкость технического обслуживания

тормоза с электромагнитом и повышает надежность и безопасность его работы.

Заключение

Математически описан процесс износа фрикционной накладки тормозной колодки и построена кривая ее износа в полярных координатах, которая показывает, что наибольший износ фрикционной накладки происходит у ее удаленного от точки поворота конца рычага.

На основании патентного поиска и анализа конструкции колодочных тормозов с электромагнитом для повышения безопасности работы при эксплуатации грузоподъемных кранов на кафедре механики материалов и деталей машин БГАТУ разработано запатентованное устройство, позволяющее сигнализировать машинисту о наступлении предельного рабочего состояния тормозных накладок, которое может быть внедрено в конструкции тормозов грузоподъемных кранов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Носко, А.Л. Методы повышения эффективности тормозов при обеспечении безопасности грузоподъемных машин: автореф... дис. докт. техн. наук: 05.05.04 / А.Л. Носко; Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. – М., 2014. – 35 с.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – 6-е изд. – Минск: ДИЭКОС, 2010. – 226 с
3. Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 272 с.
4. Александров, И.П. Подъемно-транспортные машины: учеб. для машиностроит. спец. вуз. / И.П. Александров. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
5. Горбунов, И.В. Устройства и эксплуатация автомобильных кранов с электрическим и гидравлическим приводами: учеб. пос. / И.В. Горбунов, А.Ф. Лобзин. – М.: ДОСААФ, 1986. – 342 с.
6. Колодочный тормоз с электромагнитом: патент 4998 Респ. Беларусь, МПК В 60Т 17/18, F 16D 66/00 / К.В. Сашко, Н.Н. Романюк, П.В. Клавсуты, А.Л. Вольский, О.В. Полещук, Е.Ю. Иванова, Д.Д. Арабок, И.Е. Апостолова; заяв. Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u20080533; заявл. 27.06.2008; опубл. 28.02.2009 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці, 2009. – № 1. – С. 165-166.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 05.05.2020