

Polish Academy of Sciences  
University of Engineering and Economics in Rzeszów  
University of Life Sciences in Lublin  
Faculty of Production Engineering

# **MOTROL**

**COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS  
IN AGRICULTURE**

**AN INTERNATIONAL JOURNAL  
ON OPERATION OF FARM  
AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY**

**Vol. 17, No 7**

**LUBLIN – RZESZÓW 2015**

**Editor-in-Chief:** *Eugeniusz Krasowski*

**Assistant Editor:** *Jerzy Grudziński*

#### **Associate Editors**

1. Agricultural machinery: *Dmytro Voytiuk*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Ilia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Licholaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostislav Bun*, Lviv

#### **Editorial Board**

*Dariusz Andrejko*, Lublin, Poland  
*Andrzej Baliński*, Kraków, Poland  
*Volodymyr Bulgakow*, Kiev, Ukraine  
*Zbigniew Burski*, Lublin, Poland  
*Karol Cupiał*, Częstochowa, Poland  
*Aleksandr Dashchenko*, Odessa, Ukraine  
*Kazimierz Dreszer*, Lublin, Poland  
*Konstantin Dumenko*, Mykolayiv, Ukraine  
*Dariusz Dzik*, Lublin, Poland  
*Stepan Epoyan*, Kharkiv, Ukraine  
*Jan Gliński*, Lublin, Poland  
*Dimitriy Goncharenko*, Kharkiv, Ukraine  
*Janusz Grzelka*, Częstochowa, Poland  
*Aleksandr Holubenko*, Lugansk, Ukraine  
*L.P.B.M. Jonsen*, Groningen, Holland  
*Stepan Kovalyshyn*, Lviv, Ukraine  
*Józef Kowalczyk*, Lublin, Poland  
*Volodymyr Kravchuk*, Kiev, Ukraine  
*Petro Kulikov*, Kiev, Ukraine  
*Elżbieta Kusińska*, Lublin, Poland  
*Andrzej Kusz*, Lublin, Poland  
*Janusz Laskowski*, Lublin, Poland  
*Kazimierz Lejda*, Rzeszów, Poland  
*Jerzy Merkiś*, Poznań, Poland  
*Jarosław Mykhajlovych*, Kiev, Ukraine  
*Janusz Mysłowski*, Szczecin, Poland

*Jaromir Mysłowski*, Szczecin, Poland  
*Ignacy Niedziółka*, Lublin, Poland  
*Stanisław Nikolajenko*, Kiev, Ukraine  
*Paweł Nosko*, Lugansk, Ukraine  
*Gennadij Oborski*, Odessa, Ukraine  
*Yurij Osenin*, Lugansk, Ukraine  
*Marian Panasiewicz*, Lublin, Poland  
*Sergiej Pastushenko*, Mykolayiv, Ukraine  
*Iwan Rohowski*, Kiev, Ukraine  
*Zinovii Ruzhylo*, Kiev, Ukraine  
*Vjacheslav Shebanin*, Mykolayiv, Ukraine  
*Povilas A. Sirvydas*, Kaunas, Lithuania  
*Volodymyr Snitynskiy*, Lviv, Ukraine  
*Stanisław Sosnowski*, Rzeszów, Poland  
*Henryk Sobczuk*, Lublin, Poland  
*Ludvikas Spokas*, Kaunas, Lithuania  
*Andrzej Stępniewski*, Lublin, Poland  
*Michał Sukach*, Kiev, Ukraine  
*Aleksandr Sydoruk*, Kiev, Ukraine  
*Beata Ślaska-Grzywna*, Lublin, Poland  
*Wojciech Tanaś*, Lublin, Poland  
*Giorgiy F. Tayanowski*, Minsk, Bielarus  
*Leonid Tishchenko*, Kharkiv, Ukraine  
*Denis Viesturs*, Ulbrok, Latvia  
*Anatolij Yakovenko*, Odessa, Ukraine  
*Tadeusz Złoto*, Częstochowa, Poland

All the articles are available on the webpage: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Teka-Motrol.html>

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Stepan Epoyan*

Typeset: *Viktor Shevchuk*, *Elena Babenko*, *Adam Niezbecki*

Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*

Photo on the cover: *Natalia Zhytariuk*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2015

© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2015

© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2015

in co-operation with Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture 2015

#### **Editorial Office address**

Polish Academy of Sciences Branch in Lublin  
Pałac Czartoryskich, Plac Litewski 2, 20-080 Lublin, Poland  
e-mail: [eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl](mailto:eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl)

#### **Printing**

Lviv national agrarian university  
St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, 80381

#### **Publishing Office address**

Lviv national agrarian university  
St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, 80381

ISSN 1730-8658  
Edition 150+16 vol.

## ВЫБОР МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СПЛОШНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ

*Владимир Лукьяненко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [vl2000@pochta.ru](mailto:vl2000@pochta.ru)*

*Vladymyr Lukyanenko*

*Kharkov national technical university of agriculture named after Petro Vasilenko  
St. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: [vl2000@pochta.ru](mailto:vl2000@pochta.ru)*

**Аннотация.** Статья посвящена выбору модели динамики сплошной среды для описания процессов разделения семенных смесей на сепарирующих плоскостях и в наклонных каналах, образованных близкорасположенными пластинами, мехатронных семяочистительных машин.

Разработанная мехатронная семяочистительная машина позволяет получать, в отличие от предыдущих конструкций, не только отрывной и безотрывной режимы движения семенной смеси, а и ударный. При таком режиме движения компоненты семенной смеси соударяются не только с верхней поверхностью сепарирующей плоскости, а и с нижней поверхностью вышерасположенной плоскости. Вследствие того, что при таком режиме движения время свободного полета частиц семенной смеси сокращается, то и производительность машины в таком режиме будет максимальной.

В связи с увеличением в мехатронной семяочистительной машине количества регулировок, стал затруднительным процесс нахождения оптимальных параметров технологического процесса сепарации. Вместо многофакторного эксперимента предлагается производить расчёт параметров на основе построения точных математических моделей.

Проведенный анализ показал, что, несмотря на большое количество работ, посвященных вибрационному перемещению и сепарации, в настоящее время пока нет математической модели разделения семенных смесей, которая бы достаточно точно его отображала и была пригодной для практического использования.

Разработанные модели движения семян по наклонной шероховатой вибрирующей поверхности, основанные на механике твердого тела, когда вычисляются параметры каждого отдельно взятого семени, позволяют получать кинематические параметры движения для каждой частицы семенной смеси. Однако расчет оптимальных параметров процесса сепарации с использованием таких моделей весьма затратный с точки зрения времени расчёта.

Предлагается использовать в качестве рабочей модели для вычисления кинематических параметров движения семенной смеси модель движения идеальной сжимаемой вязкой жидкости.

**Ключевые слова:** сепарация, вибрационная машина, оптимизация, механика сплошной среды.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проблема повышения урожайности сельскохозяйственных культур неразрывно связана с созданием новых высокопроизводительных машин для послеуборочной обработки семян. Наряду с сушкой семенного вороха целью послеуборочной обработки является его очистка от всевозможных примесей и семян сорных растений, а также неполноценных семян культуры.

Во многих случаях разделить семенной ворох довольно проблематично из-за наличия в нем трудноотделимых семян сорных растений.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вибрационные семяочистительные машины, рабочим органом которых являются фрикционные неперфорированные плоскости [1], отличаются высоким качеством разделения. Они хорошо себя зарекомендовали при сепарации многих трудноразделимых семенных смесей культурных растений [2 - 5]. Среди факторов, которые сдерживают их широкое использование, есть их низкая производительность.

Созданная сотрудниками Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко мехатронная вибрационная семяочистительная машина позволяет производить сепарацию различных трудноразделимых семенных смесей в безотрывном, отрывном и ударном режимах движения семян и обладает достаточной производительностью [6].

Так как, вибрационные семяочистительные машины используются для сепарации большого количества различных семенных смесей [7], то получение оптимальных параметров технологического процесса разделения, имеет очень важное значение.

Для нахождения оптимальных параметров процесса сепарации семян на вибрационных семяочистительных машинах, как правило, используется метод многофакторного эксперимента, например, центрально – композиционный метод планирования [8, 9].

При использовании этого метода сначала определяется критерий оптимизации, составляется план-матрица эксперимента (в большинстве случаев, пятифакторного трехуровневого), проводится серия экспериментов. После реализации экспериментов и получения значений параметров оптимизации про-





## ВЫБОР МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СПЛОШНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ

Большинство работ посвящено изучению виброперемещения частиц как твердых тел, имеющих различную форму поперечного сечения, совпадающего с плоскостью колебаний.

Теорией перемещения частиц, как пространственных фигур, занимались такие ученые как Л. Эйлер [15], Ж. Лагранж [16 - 18], А.Б. Лурье [19], В.Д. Мак-Милан [20], Ю.А. Маньчинский [21].

Проведенный анализ теоретический исследований показал, что хотя процессу вибросепарации было уделено достаточно много внимания, однако до сих пор нет математических моделей, которые бы достаточно точно описывали процесс вибросепарации.

Прежде всего, процесс движения семян во всех математических моделях рассматривается как движение изолированных тел. Однако, в реальности, на движение семян, наряду с формой и их упруго-фрикционными свойствами, не в меньшей мере оказывают влияние соударения между самими компонентами семенной смеси. И это влияние тем значительнее, чем выше интенсивность колебаний.

В рассмотренных выше работах исследуется только безотрывный и отрывный режимы движения семенных смесей. Ударному режиму движения семян, как наиболее производительному, не посвящено ни единой работы.

При таком режиме движения семян влияние их соударений играет еще большую роль и применение существующих математических моделей для описания процесса вибросепарирования семенных смесей в ударном режиме не представляется возможным.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы было обоснование выбора математической модели процесса сепарации семенных смесей на фрикционных неперфорированных плоскостях и в наклонных каналах, образованных близкорасположенными пластинами, мехатронных семяочистительных машин, которая бы довольно точно отображала реальный процесс и служила основой методики получения оптимальных параметров сепарации различных семенных смесей.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для реализации поставленной цели вначале были разработаны следующие математические модели:

- пространственного движения изолированной частицы произвольной формы по наклонной шероховатой вибрирующей поверхности в безотрывном и отрывном режимах движения;
- пространственного движения по наклонной шероховатой вибрирующей поверхности нескольких взаимодействующих частиц.

При математическом описании процесса соударения частиц в полёте была использована модель пространственного удара частицы с рабочей поверхностью.

Для кинематической схемы расчёта параметров движения частиц внутри слоя использована матема-

тическая модель безотрывного движения тела во взаимодействии с присоединёнными телами.

Математическая модель движения семян на вибрирующей плоскости, использующая методы механики твёрдого тела, когда вычисляются параметры каждого отдельно взятого зерна, позволяет получать кинематические параметры движения для каждой частицы (элемента) семенного потока. Суперпозиция полученных решений образует общую картину движения зерновой массы. Такой метод относится к группе статистических методов. Он позволяет достаточно адекватно описывать динамику движения широкого класса семенных смесей при практически любых значениях параметров работы виброочистительных машин.

Однако, как видно из выше приведенной постановки задачи по моделированию движения семян, данный метод расчёта весьма затратный с точки зрения времени расчёта и потребной машинной памяти. Причём при увеличении количества семян (элементов семенной смеси), для которых вычисляются параметры их движения, трудоёмкость вычислений возрастает в экспоненциальной зависимости.

То есть, осуществление моделирования движения массы семян, которая по количеству составляющих её семян представляет практический интерес, на современном этапе развития вычислительных средств, практически не представляется возможным. Продолжительность расчётов в данном случае может занять по времени месяцы и годы.

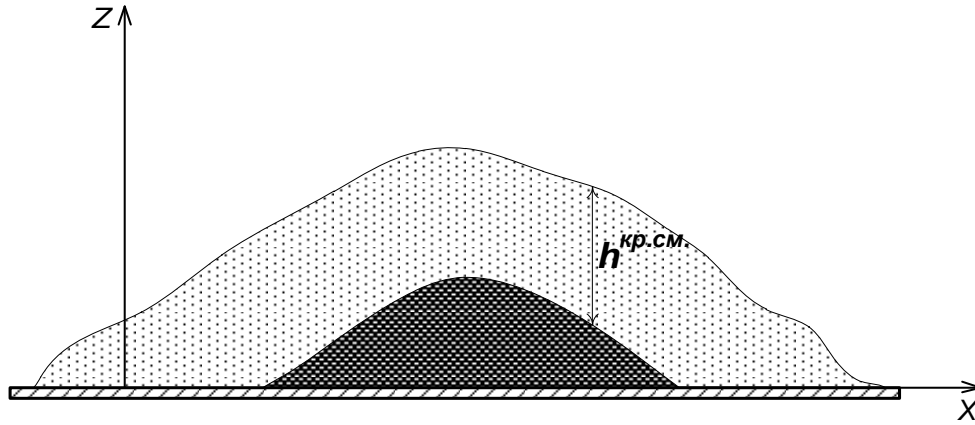
В данном случае, когда важно рассмотреть именно семенную массу с учётом взаимодействия составляющих её семян, целесообразно использовать феноменологический подход [22 - 25]. То есть рассматривать семена как сплошную среду с определёнными свойствами.

С целью выбора математической модели механики сплошной среды [22] для исследования процессов движения семенных смесей по вибрирующим рабочим поверхностям виброочистительной машины сначала определяем свойства исследуемого процесса.

Как известно, движение семенной смеси по вибрирующей поверхности происходит в двух режимах: в режиме с проскальзыванием и перекачиванием семян, а также в режиме отскока семян от рабочей поверхности.

При использовании первого режима (движение семенной смеси без отскока семян от рабочей поверхности), за счёт приобретения импульса движения от вибрирующей рабочей поверхности, происходит ожигание слоёв семенной массы и она начинает растекаться.

За счёт гнёта, который оказывают частицы из верхних слоёв на частицы, находящиеся внизу, последние оказываются прижатыми друг к другу. Амплитуда их колебаний под действием вибраций рабочей поверхности стремится к нулю. При определённой (критической) толщине слоя семенной смеси внутри появляется область, где частицы как бы «слипаются» и данная область проявляет себя как твёрдое тело (рис. 2).



**Рис. 2.** Область зерновой смеси, в которой частицы континуума ведут себя как единое твёрдое тело  
**Fig. 2.** The field seed mixture in which the particles behave as a continuum single solid

Для выделенной таким способом области, кинематические параметры движения частиц, которые её составляют, следует рассчитывать, используя соотношения механики твёрдого тела.

Для вычисления кинематических параметров движения таких частиц использовались следующие системы координат (рис. 3):

- собственная система координат  $CX'YZ'$ , связанная с частицей и имеющая начало в ее центре массы. Для удобства принимаем, что оси  $CX'$ ,  $CY'$  и  $CZ'$  совпадают с главными осями инерции рассматриваемой частицы;
- система координат  $K_0XYZ$ , связанная с рабочей поверхностью и имеющая начало в т.  $K_0$ , которая является точкой подачи частицы на рабочую поверхность;
- инерциальная (неподвижная) система координат  $Ox_uY_uZ_u$ .

Рабочая поверхность наклонена по отношению к инерциальной системе координат в двух плоскостях. Наклон задаётся двумя углами,  $\alpha$  и  $\beta$ . Угол  $\alpha$  характеризует наклон продольной оси рабочей поверхности к плоскости горизонта. Угол  $\beta$  характеризует наклон поперечной оси рабочей поверхности к плоскости горизонта.

Положение рабочей поверхности относительно инерциальной системы координат  $Ox_uY_uZ_u$  задаётся радиус-вектором  $\vec{r}_{e\sigma}$ , который определяет местоположение т.  $K_0$ . Производная  $\dot{\vec{r}}_{e\sigma}$  характеризует гармонические колебания, которые совершает рабочая поверхность под действием вибровозбудителя.

Радиус-вектор  $\vec{r}_{e\sigma}$  задаёт местоположение точки контакта изолированной частицы с рабочей поверхностью относительно начала системы координат  $K_0XYZ$ , которая связана с рабочей поверхностью. Производная  $\dot{\vec{r}}_{e\sigma}$  характеризует движение проскальзывания частицы относительно рабочей поверхности.

Местоположение точки контакта относительно начала инерциальной системы координат задаёт ра-

диус-вектор  $\vec{R}_k$ . Производная радиус-вектора  $\dot{\vec{R}}_k$  характеризует движение изолированной частицы относительно инерциальной (неподвижной) системы координат.

Местоположение центра массы частицы относительно точки его контакта с рабочей поверхностью задаёт радиус-вектор  $\vec{R}_c$ .

Кинематические параметры движения частицы (вектор скорости перемещения центра тяжести частицы  $\vec{u}_c$  и вектор ее угловой скорости вращения  $\vec{\omega}$ ) определяются путём решения системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\vec{L}_H}{dt} = \vec{F}, \\ \frac{d\vec{H}_H}{dt} = \vec{M}_H, \end{cases} \quad (1)$$

где:  $\vec{L}_H$  – количество движения тела в принятой инерциальной системе координат;  $\vec{H}_H$  – момент количества движения тела в инерциальной системе координат;  $\vec{F}$  – равнодействующая внешних сил, приложенных к рассматриваемому телу;  $\vec{M}_H$  – равнодействующий момент от внешних сил, приложенных к телу, который вычисляется относительно начала инерциальной системы координат.

Для введённых систем координат система уравнений для случая безотрывного движения изолированного тела будет иметь следующий вид.

Количество движения изолированной частицы в инерциальной (неподвижной) системе координат вычисляем с помощью выражения:

$$\vec{L}_u = m(\dot{\vec{r}}_{e\sigma} + \dot{\vec{r}}_{e\kappa} + \vec{\omega} \times \vec{R}_c), \quad (2)$$

где:  $m$  – масса частицы.

Кинетический момент частицы относительно инерциальной системы координат имеет вид:

$$\vec{H}_u = (\vec{R}_k + \vec{R}_c) \times m(\dot{\vec{R}}_k + \vec{\omega} \times \vec{R}_c) + \vec{H}_c, \quad (3)$$

где:  $\vec{H}_c$  – кинетический момент частицы относительно ее центра массы, который (момент) рассматривается в инерциальной системе координат.

ВЫБОР МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СПЛОШНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ  
ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ

С учётом (2) и (3) система (1) примет вид:

$$m \frac{d\omega_y}{dt} R_{Cz} - m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cy} + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) \omega_x - m\omega^2 R_{Cx} + m\ddot{x}_{ck} + m\ddot{y}_{\sigma\sigma,x} = \quad , \quad (4)$$

$$= G_x - N \cdot f \frac{\dot{x}_{ck}}{\sqrt{\dot{x}_{ck}^2 + \dot{y}_{ck}^2}} + m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cx} - m \frac{d\omega_x}{dt} R_{Cz} + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) \omega_y - m\omega^2 R_{Cy} + m\ddot{y}_{ck} + m\ddot{y}_{\sigma\sigma,y} = \quad , \quad (5)$$

$$= G_y - N \cdot f \frac{\dot{y}_{ck}}{\sqrt{\dot{x}_{ck}^2 + \dot{y}_{ck}^2}} + mR_C^2 \frac{d\omega_x}{dt} - mR_{Cx} \left( \vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cy} \omega_z - R_{Cz} \omega_y) + H_x - mR_{Cz} \ddot{y}_{ck} + mR_{Cy} \ddot{r}_{\sigma\sigma,z} - mR_{Cz} \ddot{r}_{\sigma\sigma,y} =$$

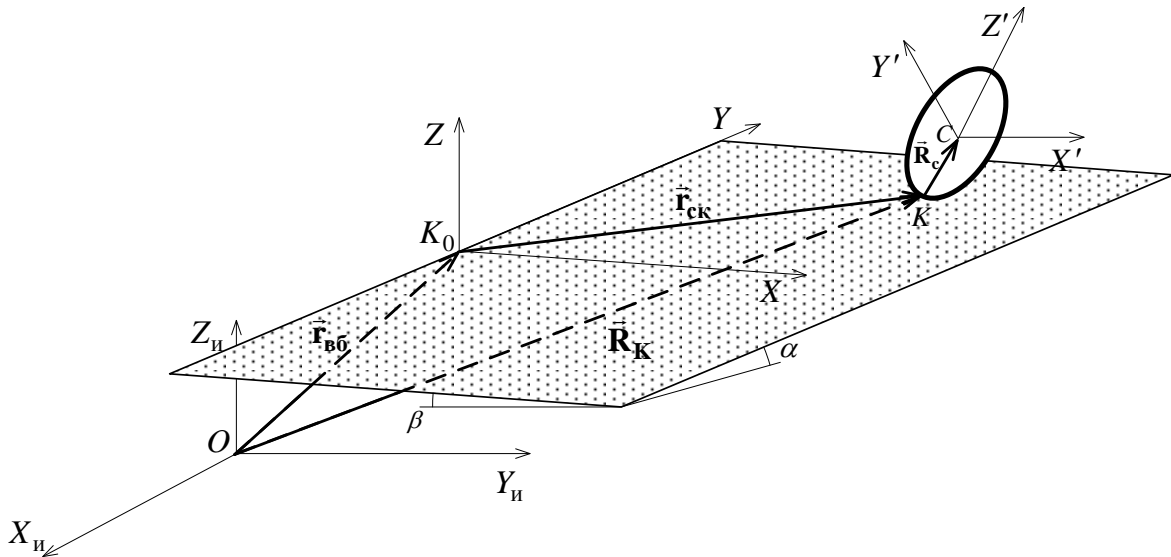
$$= R_{Cy} G_z - R_{Cz} G_y + M_{кч,x}$$

$$+ mR_C^2 \frac{d\omega_y}{dt} - mR_{Cy} \left( \vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cz} \omega_x - R_{Cx} \omega_z) + H_y + mR_{Cz} \ddot{x}_{ck} + mR_{Cz} \ddot{r}_{\sigma\sigma,x} - mR_{Cx} \ddot{r}_{\sigma\sigma,z} =$$

$$= R_{Cz} G_x - R_{Cx} G_z + M_{кч,y}$$

$$mR_C^2 \frac{d\omega_z}{dt} - mR_{Cz} \left( \vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cx} \omega_y - R_{Cy} \omega_x) + H_z + mR_{Cx} \ddot{y}_{ck} - mR_{Cy} \ddot{x}_{ck} + mR_{Cx} \ddot{r}_{\sigma\sigma,y} - mR_{Cy} \ddot{r}_{\sigma\sigma,x} = R_{Cx} G_y - R_{Cy} G_x \quad (8)$$

где:  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – проекции вектора угловой скорости вращения частицы относительно мгновенного центра вращения  $K$  на оси системы координат, связанной с рабочей поверхностью. Здесь и далее рассматриваем проекции в системе координат рабочей поверхности;  $R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Cz}$  – проекции радиус-вектора  $\vec{R}_C$ ;  $\dot{x}_{ck}, \dot{y}_{ck}$  – проекции скорости проскальзывания изолированной частицы относительно рабочей поверхности;  $\ddot{x}_{ck}, \ddot{y}_{ck}$  – проекции ускорения проскальзывания частицы;  $\ddot{r}_{\sigma\sigma,x}, \ddot{r}_{\sigma\sigma,y}, \ddot{r}_{\sigma\sigma,z}$  – проекции ускорения рабочей поверхности при совершении гармонических колебаний под воздействием вибро-возбудителя;  $G_x, G_y, G_z$  – проекции силы веса, действующего на частицу;  $N$  – величина реакции опоры, действующей на частицу;  $f$  – коэффициент трения скольжения;  $M_{кч,x}, M_{кч,y}$  – проекции вектора момента сопротивления качения при перекачивании частицы по рабочей поверхности;  $H_x, H_y, H_z$  – проекции кинетического момента частицы.



**Рис. 3.** Принятые системы координат для расчёта кинематических параметров движения изолированного зерна

**Fig. 3.** Adoption of a system of coordinates for the calculation of kinematic parameters of the motion of an isolated grain

Величины проекций вектора угловой скорости  $\bar{\omega}$  рассчитываем с помощью выражений:

$$\omega_x = \dot{\theta} \cos \psi + \dot{\varphi} \sin \theta \sin \psi, \quad (9)$$

$$\omega_y = \dot{\theta} \sin \psi - \dot{\varphi} \sin \theta \cos \psi, \quad (10)$$

$$\omega_z = \dot{\psi} + \dot{\varphi} \cos \theta, \quad (11)$$

где:  $\theta, \psi, \varphi$  – углы поворота осей системы координат, связанной с частицей, относительно системы координат, связанной с рабочей поверхностью.

Скалярную величину вектора угловой скорости  $\omega$  рассчитываем как:

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}. \quad (12)$$

С учётом (9)–(11) проекции производной вектора угловой скорости по времени примут вид:

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \ddot{\theta} \cos \psi - \dot{\theta} \dot{\psi} \sin \psi + \ddot{\varphi} \sin \theta \sin \psi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta \sin \psi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta \sin \psi, \quad (13)$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \ddot{\theta} \sin \psi + \dot{\theta} \dot{\psi} \cos \psi - \ddot{\varphi} \sin \theta \cos \psi - \dot{\varphi} \dot{\psi} \cos \theta \sin \psi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta \sin \psi, \quad (14)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \ddot{\psi} + \ddot{\varphi} \cos \theta - \dot{\varphi} \dot{\theta} \sin \theta. \quad (15)$$

Скалярное произведение вектора угловой скорости  $\bar{\omega}$  и радиус-вектора  $\bar{R}_C$  имеет вид:

$$(\bar{\omega} \cdot \bar{R}_C) = \omega_x R_{Cx} + \omega_y R_{Cy} + \omega_z R_{Cz}. \quad (16)$$

Скалярное произведение радиус-вектора  $\bar{R}_C$  и вектора производной угловой скорости по времени  $\frac{d\bar{\omega}}{dt}$  имеет вид:

$$\bar{R}_C \cdot \frac{d\bar{\omega}}{dt} = R_{Cx} \frac{d\omega_x}{dt} + R_{Cy} \frac{d\omega_y}{dt} + R_{Cz} \frac{d\omega_z}{dt}. \quad (17)$$

Проекции вектора силы веса  $\bar{G}$  на оси системы координат, связанной с рабочей поверхностью, вычисляем с помощью выражений, которые имеют вид:

$$G_x = mg \cdot \sin \beta, \quad (18)$$

$$G_y = mg \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta, \quad (19)$$

$$G_z = -mg \cdot \cos \delta, \quad (20)$$

$$\cos \delta = \frac{\cos \alpha \cos \beta}{\sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}}, \quad (21)$$

где:  $\delta$  – угол наибольшего наклона рабочей поверхности.

Величины проекций кинетического момента частицы  $\bar{H}_C$  на оси системы координат рабочей поверхности рассчитываем с помощью выражений:

$$H_x = H'_x l_1 + H'_y l_2 + H'_z l_3, \quad (22)$$

$$H_y = H'_x m_1 + H'_y m_2 + H'_z m_3, \quad (23)$$

$$H_z = H'_x n_1 + H'_y n_2 + H'_z n_3, \quad (24)$$

$$H'_x = J'_x \cdot \frac{d\omega'_x}{dt} + (J'_y - J'_z) \omega'_y \cdot \omega'_z, \quad (25)$$

$$H'_y = J'_y \cdot \frac{d\omega'_y}{dt} + (J'_x - J'_z) \omega'_x \cdot \omega'_z, \quad (26)$$

$$H'_z = J'_z \cdot \frac{d\omega'_z}{dt} + (J'_y - J'_x) \omega'_x \cdot \omega'_y, \quad (27)$$

где:  $H'_x, H'_y, H'_z$  – проекции кинетического момента частицы относительно ее главных осей инерции  $CX'YZ'$ ;  $J'_x, J'_y, J'_z$  – моменты инерции частицы относительно ее главных осей;  $\omega'_x, \omega'_y, \omega'_z$  – проекции угловой скорости вращения частицы относительно мгновенного центра на оси собственной системы координат;  $l_1, l_2, l_3$  – направляющие косинусы оси  $CX'$  относительно осей системы координат рабочей поверхности;  $m_1, m_2, m_3$  – направляющие косинусы оси  $CY'$ ;  $n_1, n_2, n_3$  – направляющие косинусы оси  $CZ'$ .

Математическая модель безотрывного движения частицы по наклонной вибрирующей поверхности предполагает движение частицы в двух режимах:

- с качением и проскальзыванием;
- с качением без проскальзывания.

В случае рассмотрения режима движения с качением без проскальзывания, из уравнений (4) – (8) исключаем слагаемые  $\ddot{x}_{ck}(t)$  и  $\ddot{y}_{ck}(t)$ , которые приравниваются к нулю. В результате решения уравнений движения определяем только значения углов поворота осей собственной системы координат тела  $\theta(t)$ ,  $\psi(t)$  и  $\varphi(t)$ .

В случае рассмотрения режима движения с качением и проскальзыванием решаем полную систему уравнений и определяем как характеристики проскальзывания, так и характеристики качения.

В качестве критерия, по которому осуществляем определение, какой именно режим движения частицы имеет место в данный момент времени, используем следующее соотношение.

Проскальзывание в точке контакта происходит в том случае, если величина сдвигающей силы  $F_{cd}$  превышает силу трения, удерживающую частицу от сдвига. Удерживающую силу трения определяем с помощью коэффициента трения покоя  $f_{нк}$ . То есть, условие выбора режима движения частиц с проскальзыванием и качением может быть записано как:

$$F_{cd} > N \cdot f_{нк}. \quad (28)$$

Условие движения частиц без проскальзывания, только с качением примет вид:

$$F_{cd} \leq N \cdot f_{нк}. \quad (29)$$

Величину сдвигающей силы  $F_{cd}$  вычисляем с помощью выражений:

$$F_{cd} = \sqrt{F_{cdx}^2 + F_{cdy}^2}, \quad (30)$$

$$F_{cdx} = G_x - m \frac{d\omega_y}{dt} R_{Cz} + m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cy} - m(\bar{\omega} \cdot \bar{R}_C) \omega_x + m\omega^2 R_{Cx} - m\ddot{r}_{\bar{\omega},x}, \quad (31)$$

$$F_{cdy} = G_y - m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cx} + m \frac{d\omega_x}{dt} R_{Cz} - m(\bar{\omega} \cdot \bar{R}_C) \omega_y + m\omega^2 R_{Cy} - m\ddot{r}_{\bar{\omega},y}. \quad (32)$$

При этом величина реакции опоры должна быть больше либо равна нулю:  $N \geq 0$ . При выполнении данного условия рассматривается режим безотрывного движения частиц.

Если  $N < 0$ , то тогда необходимо переходить к математической модели, описывающей режим движения с отскакиванием и соударением частиц с рабочей поверхностью.

Основные соотношения и расчётный алгоритм, которые должны при этом использоваться, изложены в работе [26].

Имеющая место картина неравномерного распределения амплитуд относительных колебаний частиц внутри среды позволяет говорить о неравномерном поле плотностей фракций смеси. При движении от нижних слоёв смеси к верхним слоям происходит «вспухание» зернового континуума – возрастает его объём. При движении от свободной границы вглубь, к рабочей поверхности – наоборот, происходит уплотнение смеси, её объём уменьшается. То есть имеет место изменение плотности фракций семенной смеси.

Семена, которые находятся в верхних слоях и имеют амплитуду колебаний, отличную от нуля, приобретают свойства жидкости. Происходит растекание смеси. Частицы, составляющие различные фракции семенной смеси, в зависимости от своих физико-механических свойств, приобретают различные направления движения относительно рабочей поверхности. Образуются течения (струи) континуума семенной смеси. Фракции смеси при своём движении оказывают динамическое давление на окружающие элементы континуума.

Действие сил трения между частицами семенной смеси по своему характеру аналогично действию сил трения между струями движущейся вязкой жидкости. То есть, в данном случае, для описания движения смеси применима модель вязкой жидкости. В силу того, что плотность семенной смеси неодинакова и по высоте зернового слоя (вследствие прижатия), и вдоль рабочей поверхности (вследствие разделения фракций и уменьшения толщины слоя), к учёту вязкости также следует добавить ещё и фактор сжимаемости. То есть для моделирования движения семенной смеси при использовании безотрывного режима движения следует использовать модель вязкой сжимаемой жидкости или газа.

При использовании режима движения с отрывом происходит возрастание импульса количества движения, сообщаемого семенной смеси. Вследствие этого изменяется характер процесса движения смеси. Происходит отскок семян от рабочей поверхности и вся масса семян «вспухает», увеличиваясь в объёме. Уменьшается величина плотности смеси. Силы трения, действующие между частицами движущейся смеси, по мере уменьшения плотности, также уменьшаются. Семенная смесь начинает себя вести как вязкий газ или как вязкая сжимаемая жидкость. То есть и во втором случае (в случае рассмотрения движения семенной массы с отскоком зёрен от рабочей поверхности) также необходимо исполь-

зовать математическую модель движения вязкой сжимаемой жидкости.

## ВЫВОДЫ

1. Математическая модель динамики движения семенной смеси, построенная на основе уравнений кинематики движения вязкой сжимаемой жидкости, позволяет учесть оба рассмотренных выше режима работы виброочистительной машины (режим безотрывного движения и движение семенной массы с отскоком семян от рабочей поверхности).
2. Следовательно, в качестве рабочей модели для вычисления кинематических параметров движения семенного потока следует использовать модель движения идеальной сжимаемой вязкой жидкости.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Заика П.М., Мазнев Г.Е. 1978.** Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств. М.: Колос, 286.
2. **Заика П.М., Лукьяненко В.М. и др. 1986.** Очистка и сортирование семян рапса и сурепицы. Тр. ВНИИМК. Вып. 4. 43–46.
3. **Гудым В.А., Журавлев С.П. 1979.** Производственные испытания вибрационной машины для очистки семян цветочных культур. Тр. МИИСП. Совершенствование рабочих органов сельскохозяйственных машин. 99 – 101.
4. **Заика П.М., Мазнев Г.Е. и др. 1976.** Исследование процесса очистки семян эспарцета от семян черноголовника игольчатого на фрикционной колеблющейся плоскости. Тр. МИИСП. Совершенствование рабочих органов сельскохозяйственных машин. 14 – 23.
5. **Бакум М., Михайлов А. и др. 2014.** Обоснование рациональных параметров сепарации семян моркови на виброфрикционном сепараторе. Motrol. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. V. 16, №7. 53 – 59.
6. **Лукьяненко В.М., Галич И.В., Никифоров А.А. 2015.** Мехатронная вибрационная семяочистительная машина. Тр. ХНТУСГ. Механизация сельскохозяйственного производства. Вып. 156. 413 – 419.
7. **Заика П., Бакум Н. и др. 2013.** Вибрационная семяочистительная машина для доочистки и сортирования семян сельскохозяйственных культур. Motrol. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. V. 15, №7. 86 – 92.
8. **Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.Р. 1980.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 169.
9. **Маркова Е.В., Лисенков А.Н. 1973.** Планирование эксперимента в условиях неоднородности. М.: Наука, 220.
10. **Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. 1964.** Вибрационное перемещение. М.: Наука, 410.
11. **Василенко П.М. 1960.** Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев, 284.

12. **Заика П.М. 1977.** Динамика вибрационных зерноочистительных машин. М.: Машиностроение, 276.
13. **Лавендел Э.Э. 1970.** Синтез оптимальных вибромашин. Рига: Зинатне, 253.
14. **Плисс В.А. 1964.** Нелокальные проблемы теории колебаний. М.: Наука, 367.
15. **Лаврентьев М.А. 1958.** Леонард Эйлер. Сборник статей в честь 250 летия со дня рождения. / Под. ред. М.А. Лаврентьева. М.: АН СССР, 611.
16. **Лагранж Ж. 1950.** Аналитическая механика. М.-Л.: ГТТИ, Т. 1. 594.
17. **Крылов А.Н. 1937.** Сборник статей к 200-летию со дня рождения. / Под. ред. А.Н. Крылова. М.: АН СССР, 548.
18. **Лагранж Ж. 1950.** Аналитическая механика. М.-Л.: ГТТИ, Т. 2. 440.
19. **Лурье А.Б. 1981.** Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. М.: Колос, 382.
20. **Мак-Миллан В.Д. 1951.** Динамика твердого тела. / Пер.с англ. М.: Иностранная литература, 468.
21. **Манчинский Ю.А. 1997.** Обоснование параметров рабочего органа вибрационной машины для разделения семенных смесей. 127. (Украина).
22. **Седов, Л.И. 1970.** Механика сплошной среды. М.: Наука, Т. 1, 492.
23. **Седов, Л.И. 1970.** Механика сплошной среды. М.: Наука, Т. 2, 568.
24. **Тищенко Л.Н. 2000.** К определению гидродинамических характеристик псевдооживленных сыпучих сред при работе виброцентробежных сепараторов. Тр. СЗНИИМЭСХ. Экология и сельскохозяйственная техника. Т.1. 70 - 73.
25. **Тищенко Л.Н. 2001.** Гидродинамические характеристики псевдооживленных сыпучих сред при виброцентробежном сепарировании. Тр. ХДТУСГ. Современные направления технологии и механизации процессов перерабатывающих и пищевых производств. Вып. 5. 13 - 33.
26. **Лукьяненко В.М. 2012.** Способ численного решения системы уравнений безотрывного движения изолированного тела по вибрирующей поверхности. Вибрации в технике и технологиях. №3, 48-53.

#### THE CHOICE OF MODEL FOR THE DYNAMICS OF A FLUID FOR THE DESCRIPTION OF PROCESSES OF VIBRATING SEPARATE SEED MIXTURES

**Summary.** The article is devoted to the choice of model for the dynamics of a fluid for the description of processes of separation seed mixtures on separating planes and inclined in the channels formed by the closely spaced plates, mechatronic seed-cleaning machines.

Developed mechatronic seed cleaning machine can get, unlike previous designs, not only tached and detached modes of motion of the seed mixture, and percussion also. In this mode of movement components seed mixture collides not only with the upper surface of the separating plane, and with the lower surface upstream of the plane also. Due to the fact that under this mode of motion is the time of free flight of the particles of the seed mixture is reduced, and the productivity of the machine in this mode will be maximum.

With the increase in mechatronic seed cleaning machine the number of adjustments, the process of finding the optimal technological parameters of the separation process has become difficult. Instead of multifactorial experiment is proposed to calculate the parameters by constructing precise mathematical models.

The analysis showed that, despite the large number of work devoted to the vibrational displacement and separation that currently don't have a mathematical model of separation of seed mixtures that would accurately it reflected and was suitable for practical use.

The developed model of seed movement on an inclined rough vibrating surface, based on solid mechanics, when the calculated parameters of each individual seed, allow to obtain the kinematic parameters of motion for each particle seed mixture. However, the calculation of optimum parameters of the separation process with the use of such models is very costly from the point of view of the computation time.

It is proposed to use as a working model for the calculation of the kinematic parameters of the movement of seed mixture model of the motion of an ideal compressible viscous fluid.

**Key words:** separation, vibrating machine, optimization, mechanics of a fluid.

## К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ, УГЛОВ И СКОРОСТЕЙ КОЛЁС ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ МНОГОЭЛЕМЕНТНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

**Роман Антощенко<sup>1</sup>, Анатолий Лебедев<sup>1</sup>, Виктор Толстолуцкий<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка

ул. Артема 44, Харьков, 61002, Украина, e-mail: [roman.tiaxntusg@gmail.com](mailto:roman.tiaxntusg@gmail.com)

<sup>2</sup>Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А.Морозова  
ул. Плехановская, 126, Харьков, 61001, Украина, e-mail: [tolstoluckiy@inbox.ru](mailto:tolstoluckiy@inbox.ru)

**Roman Antoshchenkov<sup>1</sup>, Anatoliy Lebedev<sup>1</sup>, Viktor Tolstolutskiy<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture

st. Artema 44, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: [roman.tiaxntusg@gmail.com](mailto:roman.tiaxntusg@gmail.com)

<sup>2</sup>Kharkiv Morozov machine building design bureau

st. Plekhanivska 126, Kharkiv, 61001, Ukraine, e-mail: [tolstoluckiy@inbox.ru](mailto:tolstoluckiy@inbox.ru)

**Аннотация.** Комбинированные сельскохозяйственные машинно-тракторные агрегаты представляют собой многоэлементные мобильные машины. При изменении структуры исследуемых многоэлементных агрегатов необходимо заново перестраивать математическую модель, что приводит к увеличению затрат времени на исследование. Проведенный анализ работ направленных на изучение динамики машинно-тракторных агрегатов показал, что существующие методологии исследований не позволяют изучать динамику агрегатов произвольных структур. Для решения задач динамики негетерогенных систем необходимо формировать уравнения динамики и обосновать уравнения связей. В работе обоснованы кинематические связи пространственной математической модели движения многоэлементных мобильных машин, на примере сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов. Сформированы уравнения кинематических связей трактора, бункера для посевного материала и сеялки. Обоснованы уравнения связей и скоростей вращения колёс. Представлены схемы проекций скоростей точек рамы трактора, бункера и сеялки на плоскости. В качестве управляющего воздействия принят угол поворота управляемых колёс. Для каждого элемента агрегата обосновано количество степеней свободы. В качестве уравнений связей элементов агрегатов принято равенство проекций скоростей точек соединения на глобальную систему координат.

Формирование кинематических связей многоэлементного машинно-тракторного агрегата на примере посевного агрегата позволяет исследовать пространственную динамику машины. Кинематические связи необходимые для моделирования движения агрегата разделены на структурные части, не зависящие друг от друга. Перестановка элементов местам не влияет на математическую модель динамики в целом.

Методология позволяет исследовать различные типы связей между элементами мобильных машин. В случае изучения движения многоэлементного по-

севного сельскохозяйственного агрегата упрощаются исследования влияния компоновочных схем на динамику его функционирования.

**Ключевые слова:** кинематические связи, математическая модель, трактор, бункер, сеялка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Сельскохозяйственные машинно-тракторные агрегаты представляют собой многоэлементные мобильные машины. Комбинированные посевные агрегаты состоят из трёх элементов, таких как трактор, ёмкость для посевного материала и сеялки, которые движутся последовательно друг за другом [1]. Основные компоновочные схемы посевных агрегатов, у которых ёмкость и сеялка могут менять последовательность расположения [2] или ёмкость для посевного материала может находиться на тракторе и быть жёстко связанная с ним. Динамика данных многоэлементных машин остаётся недостаточно исследованной. При изменении структуры исследуемой многоэлементной мобильной машины необходимо заново перестраивать математическую модель, что приводит к увеличению затрат времени на исследование.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ПУБЛИКАЦИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ

Для исследования динамики многоэлементных машин применяют уравнения Лагранжа 2-го рода [3, 4]. Существует работа [5] в которой движение мобильной машины изучают совместно с полуприцепом с помощью уравнений Лагранжа 1-го рода. Математическая модель движения одной машины [6-8] неоднократно была исследована. Исследована динамика и устойчивость мобильной машины [9-12]. Сельскохозяйственные машины и агрегаты в исследованиях динамики представляли в виде одно, двух и трёх массовых моделях в работах [13-16].

В приведенных работах математическая модель движения многоэлементной машины является целостной и при изменении структуры или внутренних связей, необходимо перестраивать её заново,

что приводит к увеличению затрат труда и времени на исследования. Если число элементов более двух и расстояние от задней оси мобильной машины до точки прицепа больше нуля, то не существует решения для уравнений Лагранжа 2-го рода [17].

Из этого следует, что для корректного решения задач динамики неголономных систем необходимо сформировать основные уравнения динамики [18] и обосновать уравнения связи, как это сделано на примере работ [19] для плоскопараллельного движения машинно-тракторного агрегата.

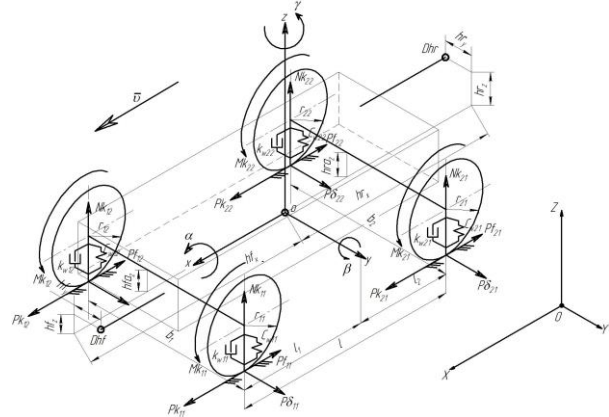
**ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ**

Целью данной работы является формирование кинематических связей, углов и скоростей колёс пространственной математической модели движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата. Предложенная методология при изменении структуры исследуемой многоэлементной мобильной машины позволит перестраивать математическую модель с минимальными затратами.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

Для решения поставленной задачи, рассмотрим пространственную динамическую модель колёсного трактора классической компоновки с передними управляемыми колёсами, которая представлена на рис. 1 и используем следующие обозначения:  $HOYZ$  – глобальная система координат;  $hoxyz$  – связанная система координат; т.  $o$  – центр масс трактора; т.  $O$  – центр глобальной системы координат;  $\alpha, \beta, \gamma$  – углы поворота модели вокруг соответствующих осей  $x, y, z$ ;  $m$  – масса трактора;  $J_x, J_y, J_z$  – приведенные моменты инерции трактора к соответствующим осям;  $v$  – поступательная скорость движения;  $Dhf, Dhr$  – передняя и задняя точки навески (присоединения технологического оборудования);  $l$  – база трактора;  $l_1$  – расстояния от центра масс до оси передних колёс;  $l_2$  – расстояния от центра масс до оси задних колёс;  $b_1$  – колея передних колёс;  $b_2$  – колея задних колёс;  $hfa_z, hra_z$  – расстояние от центра масс трактора до оси передних и задних колёс по оси  $z$ ;  $r_{11}, r_{12}, r_{21}, r_{22}$  – радиус переднего левого, переднего правого, заднего левого, заднего правого колёс;  $Pk_{11}, Pk_{12}, Pk_{21}, Pk_{22}$  – касательная сила тяги на переднем левом, переднем правом, заднем левым, задним правым колёсами;  $Pf_{11}, Pf_{12}, Pf_{21}, Pf_{22}$  – сила сопротивления качению переднего левого, переднего правого, заднего левого, заднего правого колёс;  $P\delta_{11}, P\delta_{12}, P\delta_{21}, P\delta_{22}$  – сила бокового увода переднего левого, переднего правого, заднего левого, заднего правого колёс;  $Nk_{11}, Nk_{12}, Nk_{21}, Nk_{22}$  – нормальная сила реакции на переднем левом, переднем правом, заднем левым, задним правым колёсами;  $Cw_{11}, Cw_{12}, Cw_{21}, Cw_{22}$  – приведенная жёсткость шины переднего левого, переднего правого, заднего левого, заднего правого колёс;  $kw_{11}, kw_{12}, kw_{21}, kw_{22}$  – приведенная податли-

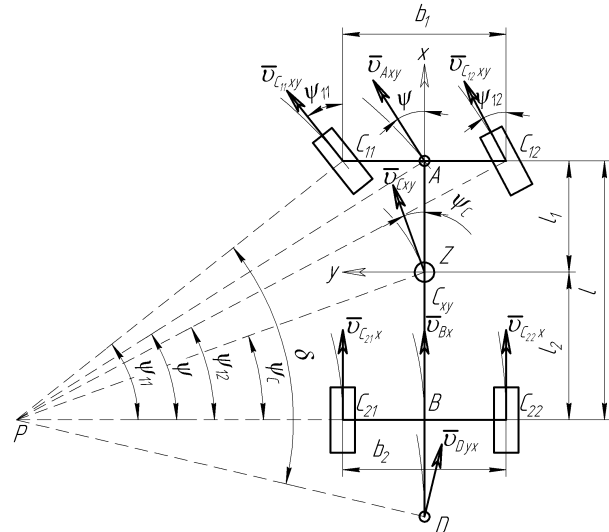
вость шины переднего левого, переднего правого, заднего левого, заднего правого колёс;  $Mk_{11}, Mk_{12}, Mk_{21}, Mk_{22}$  – крутящий момент на переднем левом, переднем правом, заднем левым, задним правым колёсами. Приведенные обозначения аналогичны для рис. 4 и рис. 6.



**Рис. 1.** Пространственная динамическая модель колёсного трактора классической компоновки с передними управляемыми колёсами

**Fig. 1.** The spatial dynamic model of wheeled classic layout tractor with front steering wheels

Рассмотрим рис. 2, где представлена проекция скоростей характерных точек рамы трактора на ее плоскость, соответствующие углы и положение мгновенного центра скоростей рамы – т.  $P$ .



**Рис. 2.** Распределение скоростей в плоскости рамы трактора

**Fig. 2.** The velocity distribution in the plane of the tractor frame

В качестве управляющего воздействия на агрегат примем угол поворота управляемых колёс  $\psi$ . Выразим проекции скоростей характерных точек рамы на связанную с ней плоскость  $Sxy$  и проекцию угловой скорости рамы на перпендикулярную ей ось  $Sz$  через проекцию скорости т.  $B$  на плоскость  $Sxy$ . Очевидно:  $v_{Bx} = v_{Axy} \cos \psi$ , откуда:

$$v_{Axy} = \frac{v_{Bx}}{\cos \psi}. \tag{1}$$



Заметим, что угол  $\psi$  достаточно острый, чтобы формула (1) не вырождалась.

Так как угол  $\psi_C$  для проекции скорости центра масс легко находится из выражения:

$$\operatorname{tg}\psi_C = \frac{BC}{PB} = \frac{BC}{l} \frac{l}{PB} = \lambda \operatorname{tg}\psi, \quad (2)$$

$$\text{где: } \lambda = \frac{BC}{l} = \frac{l_2}{l},$$

$$\text{то } v_{C_{xy}} = v_{B_x} \frac{PC}{PB} = v_{B_x} \cos\psi_C. \quad (3)$$

Можно найти:

$$\cos\psi_C = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\psi_C}} = \frac{1}{\sqrt{1+\lambda^2\operatorname{tg}^2\psi}}$$

$$\text{и } \sin\psi_C = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\psi_C}} = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2+\operatorname{ctg}^2\psi}}.$$

Поэтому:

$$v_{C_{xy}} = v_{B_x} \frac{1}{\sqrt{1+\lambda^2\operatorname{tg}^2\psi}}. \quad (4)$$

Аналогично:

$$v_{C_{21x}} = v_{B_x} \frac{PC_{21}}{PB} = v_{B_x} \frac{PB-0,5b}{PB} =$$

$$= v_{B_x} \left(1 - 0,5 \frac{b}{l} \frac{l}{PB}\right) = v_{B_x} (1 - \mu \operatorname{tg}\psi) \quad ; \quad (5)$$

$$v_{C_{22x}} = v_{B_x} \frac{PC_{22}}{PB} = v_{B_x} \frac{PB+0,5b}{PB} =$$

$$= v_{B_x} \left(1 + 0,5 \frac{b}{l} \frac{l}{PB}\right) = v_{B_x} (1 + \mu \operatorname{tg}\psi) \quad ; \quad (6)$$

$$v_{C_{1xy}} = \frac{v_{C_{21x}}}{\cos\psi_{11}} = v_{C_{21xy}} \sqrt{1+\operatorname{tg}^2\psi_{11}}, \quad (7)$$

$$\text{где: } \mu = 0,5 \frac{b}{l}.$$

Так как:

$$\operatorname{ctg}\psi_{11} = \frac{PB-0,5b}{l} = \frac{PB}{l} - \mu = \operatorname{ctg}\psi - \mu,$$

$$\operatorname{ctg}\psi_{12} = \operatorname{ctg}\psi + \mu,$$

$$\text{а } \operatorname{tg}\psi_{11} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{1-\mu\operatorname{tg}\psi}, \quad \operatorname{tg}\psi_{12} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{1+\mu\operatorname{tg}\psi},$$

то:

$$v_{C_{11xy}} = \frac{v_{C_{21x}}}{\cos\psi_{11}} = v_{C_{21xy}} \sqrt{1+\operatorname{tg}^2\psi_{11}} =$$

$$= v_{C_{21xy}} \frac{\sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1-\mu\operatorname{tg}\psi)^2}}{1-\mu\operatorname{tg}\psi} = v_{B_x} \sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1-\mu\operatorname{tg}\psi)^2} \quad (8)$$

$$v_{C_{12xy}} = \frac{v_{C_{22x}}}{\cos\psi_{12}} = v_{C_{22xy}} \sqrt{1+\operatorname{tg}^2\psi_{12}} =$$

$$= v_{C_{22xy}} \frac{\sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1+\mu\operatorname{tg}\psi)^2}}{1+\mu\operatorname{tg}\psi} = v_{B_x} \sqrt{\operatorname{tg}^2\psi + (1+\mu\operatorname{tg}\psi)^2} \quad (9)$$

Угловая скорость поворота трактора в плоскости рамы определяется:

$$\omega_z = \frac{v_{B_x}}{PB} = \frac{v_{B_x}}{l} \frac{l}{PB} = \frac{v_{B_x} \operatorname{tg}\psi}{l}. \quad (10)$$

Итак, возьмем в качестве независимых скоро-

стей трактора псевдоскорости  $v_{B_x}, v_{B_z}$  ( $v_{B_y} \equiv 0$ ), и  $\omega_x, \omega_y$  ( $\omega_z$  определяется из (10)).

Запишем кинематическое выражение для скорости т. В:

$$\vec{v}_B^{CB} = \vec{v}_C^{CB} + \vec{\omega}^{CB} \times \vec{CB}^{CB} = T_{a6c}^{TP} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ -l_2 & 0 & -h \end{vmatrix} =$$

$$= T_{a6c}^{TP} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\omega_y h \\ \omega_x h - \omega_z l_2 \\ \omega_z l_2 \end{bmatrix}$$

$$T_{a6c}^{TP} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} \end{bmatrix} = \quad (11)$$

$$= \begin{bmatrix} C_\beta C_\gamma + S_\alpha S_\beta S_\gamma & C_\alpha S_\gamma & -S_\beta C_\gamma + S_\alpha C_\beta S_\gamma \\ S_\alpha S_\beta C_\gamma - C_\beta S_\gamma & C_\alpha C_\gamma & S_\alpha C_\beta C_\gamma + S_\beta S_\gamma \\ C_\alpha S_\beta & -S_\alpha & C_\alpha C_\beta \end{bmatrix}$$

где:  $T_{a6c}^{TP}$  – матрица поворота от абсолютной к связанной системе координат трактора (большими буквами обозначены:  $C$  –  $\cos$ ,  $S$  –  $\sin$ , соответственно, углов, обозначенных нижним индексом) [20].

Откуда получаем 3 уравнения, связывающие 7 скоростей ( $\omega_z$  уже выражено из (10), а  $v_{B_y} \equiv 0$ ):

$$t_{11}\dot{X} + t_{12}\dot{Y} + t_{13}\dot{Z} - \omega_y h = v_{B_x}$$

$$t_{21}\dot{X} + t_{22}\dot{Y} + t_{23}\dot{Z} + \omega_x h - \omega_z l_2 = 0$$

$$t_{31}\dot{X} + t_{32}\dot{Y} + t_{33}\dot{Z} - \omega_y l_2 = v_{B_z}$$

Таким образом, имеем, например:

$$v_{B_x} = t_{11}\dot{X} + t_{12}\dot{Y} + t_{13}\dot{Z} - h\omega_y$$

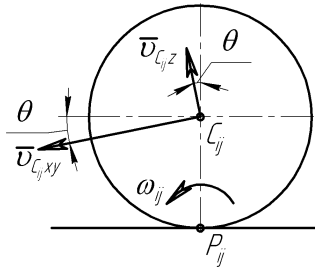
$$\omega_x = \frac{\lambda t_{11} \operatorname{tg}\psi - t_{21}}{h} \dot{X} + \frac{\lambda t_{12} \operatorname{tg}\psi - t_{22}}{h} \dot{Y} +$$

$$+ \frac{\lambda t_{13} \operatorname{tg}\psi - t_{23}}{h} \dot{Z} - \lambda \operatorname{tg}\psi \omega_y, \quad (12)$$

$$v_{B_z} = t_{31}\dot{X} + t_{32}\dot{Y} + t_{33}\dot{Z} - l_2 \omega_y$$

Отсюда видно, что без учета неголономных связей рама имеет как твердое тело 6 степеней свободы, а, значит, 6 независимых скоростей –  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_x, \omega_y, \omega_z$ . Учет заданности угла  $\psi$  и неголономной связи – мгновенного центра скоростей в плоскости  $S_{xy}$ , приводит к тому, что независимых скоростей становится 4 –  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}, \omega_y$ , а скорости любых точек и две составляющие угловой скорости находятся по формулам (1)-(10), (12).

С учетом вращения колес число степеней свободы возрастает еще на 4. Однако их угловые скорости можно выразить через проекции скоростей тт.  $C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{21}$  на плоскость  $S_{xy}$ . Рассмотрим рис. 3.



**Рис. 3.** К определению угловой скорости колеса  
**Fig. 3.** To definition of wheel speed

Вначале учтем, что модуль перпендикулярной к плоскости рамы составляющей скорости центра колеса  $\vec{v}_{C_{ij},z}$  в условиях реальной эксплуатации достаточно мал. По крайней мере, меньше составляющей скорости центра колеса в плоскости рамы  $\vec{v}_{C_{ij},xy}$ . Кроме того, маленьким будет и угол  $\theta$  – угол между нормалью к плоскости рамы и вертикалью, т.е. угол между плоскостью рамы и горизонтальной плоскостью. Поэтому можно пренебречь влиянием этой составляющей на величину угловой скорости колеса. Итак, угловая скорость колеса при этом предположении будет:

$$\omega_{ij} = \frac{v_{C_{ij},xy}}{Z_{C_{ij}} \cos \theta}, \quad (13)$$

где:  $Z_{C_{ij}}$  – аппликата центра колеса в абсолютной системе координат.

Найдем скорость шарнира  $D$ . Для этого найдем вектор скорости т.  $D$  в абсолютной системе координат:

$$\vec{v}_D^{abc} = \vec{v}_C^{abc} + \vec{\omega}^{abc} \times \overrightarrow{CD}^{abc} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} + T_{cb}^{abc} \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ h_{rx} & h_{ry} & h_{rz} \end{bmatrix}, \quad (14)$$

где:  $T_{tp}^{abc} = T_{abc}^{tp}$  – транспонированная

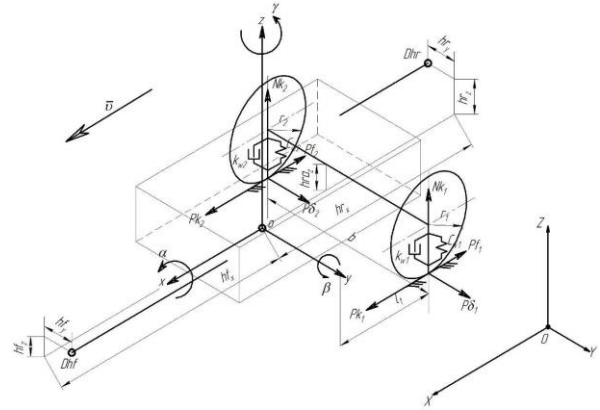
матрица из (11),  $h_{rx}$ ,  $h_{ry}$ ,  $h_{rz}$  – расстояния до точки присоединения технологических модулей в соответствии с рис. 1.

Переведем теперь этот вектор в СК бункера, прицепленного к трактору в шарнире  $D$  (рис. 2,  $A^B$ , рис. 4). Будем считать, что углы  $\alpha^B = \alpha$ ,  $\beta^B = \beta$ ,  $\gamma^B = \gamma$  (рис. 4) задают ориентацию осей связанной системы координат бункера относительно абсолютной системы координат. Тогда получим:

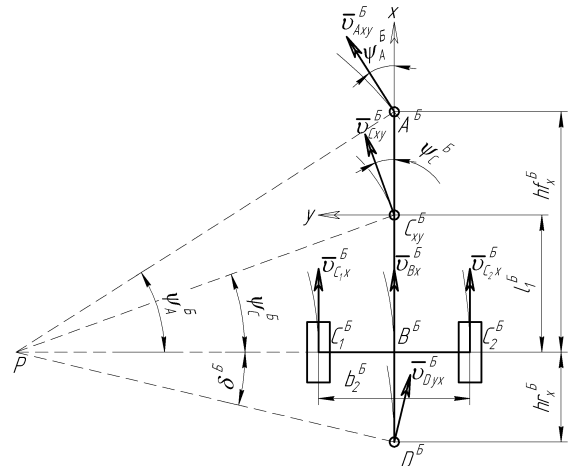
$$\vec{v}_A^B = \begin{bmatrix} v_{Ax}^B \\ v_{Ay}^B \\ v_{Az}^B \end{bmatrix} = T_{abc}^B \vec{v}_D^{abc}, \quad (15)$$

$$\text{где: } T_{abc}^B = \begin{bmatrix} t_{11}^B & t_{12}^B & t_{13}^B \\ t_{21}^B & t_{22}^B & t_{23}^B \\ t_{31}^B & t_{32}^B & t_{33}^B \end{bmatrix}.$$

Динамическая модель бункера для посевного материала представлена на рис. 4, а распределение скоростей в плоскости на рис. 5.



**Рис. 4.** Динамическая модель бункера  
**Fig. 4.** Dynamic model of the bunker



**Рис. 5.** Распределение скоростей в плоскости бункера

**Fig. 5.** The velocity distribution in the plane of the bunker

Нарисуем распределение скоростей точек рамы бункера по аналогии с рис. 2.

Тогда очевидно:

$$\psi^B = \arctg \frac{v_{Ay}^B}{v_{Ax}^B}, \quad (16)$$

$$\omega_z^B = \frac{v_{Axy}^B}{A^B P^B} = \frac{v_{Axy}^B}{A^B P^B} \frac{A^B B^B}{A^B B^B} = \frac{v_{Axy}^B \sin \psi^B}{A^B B^B} = \frac{v_{Ay}^B}{A^B B^B}, \quad (17)$$

$$\vec{v}_C^B = \vec{v}_A^B - \vec{\omega}^B \times \overrightarrow{C^B A^B}. \quad (18)$$

Из последнего выражения, переписанного в абсолютной системе координат, получим:

$$\begin{aligned} \dot{X}^B &= v_{Ax}^B + \omega_z^B (t_{11}^B h_{ry} - t_{21}^B h_{rx}) - t_{11}^B \omega_y h_{rz} + t_{21}^B \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{31}^B (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}), \\ \dot{Y}^B &= v_{Ay}^B + \omega_z^B (t_{12}^B h_{ry} - t_{22}^B h_{rx}) - t_{12}^B \omega_y h_{rz} + t_{22}^B \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{32}^B (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}), \\ \dot{Z}^B &= v_{Az}^B + \omega_z^B (t_{13}^B h_{ry} - t_{23}^B h_{rx}) - t_{13}^B \omega_y h_{rz} + t_{23}^B \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{33}^B (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}). \end{aligned} \quad (19)$$

Это позволяет, как видно, выразить 3 обобщенные скорости  $(\dot{X}^B, \dot{Y}^B, \dot{Z}^B)$  через 2 независимые –  $\omega_x^B, \omega_y^B, \omega_z^B$ .

Совершенно аналогично записываем выражения для скоростей сеялки и на рис. 6 представим про-

пространственную динамическую модель сеялки.

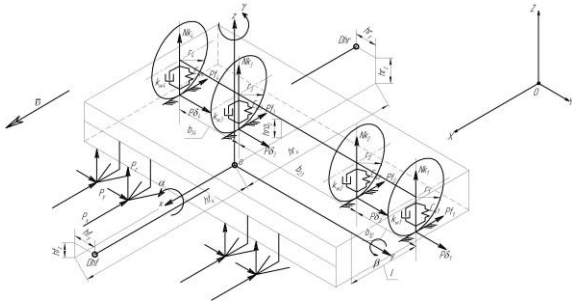


Рис. 6. Динамическая модель сеялки  
Fig. 6. Dynamic model of sowing machine

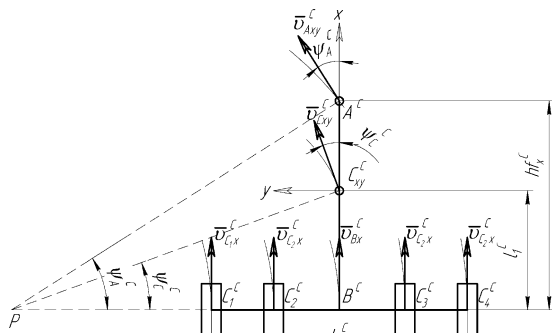


Рис. 7. Распределение скоростей в плоскости сеялки  
Fig. 7. The velocity distribution in the plane sowing machines

Скорости т.  $A^C$  сеялки находим аналогично (15) из скорости т.  $D^B$ :

$$\vec{v}_A^C = \begin{bmatrix} v_{Ax}^C \\ v_{Ay}^C \\ v_{Az}^C \end{bmatrix} = T_{abc}^C \vec{v}_D^{abc}, \quad (20)$$

$$\psi^C = \arctg \frac{v_{Ay}^C}{v_{Ax}^C}, \quad (21)$$

$$\omega_z^C = \frac{v_{Axy}^C}{A^C P^C} = \frac{v_{Axy}^C}{A^C P^C} \frac{A^C B^C}{A^C B^C} = \frac{v_{Axy}^C \sin \psi^C}{A^C B^C} = \frac{v_{Ay}^C}{A^C B^C}, \quad (22)$$

$$\vec{v}_C^C = \vec{v}_A^C - \vec{\omega}^C \times \overline{C^C A^C}. \quad (23)$$

Из последнего выражения, переписанного в абсолютной системе координат, получим:

$$\begin{aligned} \dot{X}^C &= v_{Ax}^C + \omega_z^C (t_{11}^C h_{ry} - t_{21}^C h_{rx}) - t_{11}^C \omega_y h_{rz} + t_{21}^C \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{31}^C (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}), \\ \dot{Y}^C &= v_{Ay}^C + \omega_z^C (t_{12}^C h_{ry} - t_{22}^C h_{rx}) - t_{12}^C \omega_y h_{rz} + t_{22}^C \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{32}^C (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}), \\ \dot{Z}^C &= v_{Az}^C + \omega_z^C (t_{13}^C h_{ry} - t_{23}^C h_{rx}) - t_{13}^C \omega_y h_{rz} + t_{23}^C \omega_x h_{rz} + \\ &+ t_{33}^C (\omega_y h_{rx} - \omega_x h_{ry}). \end{aligned} \quad (24)$$

## ВЫВОДЫ

1. Подход предложенный в данной работе позволяет сократить затраты труда и времени на моделирование движения многоэлементных мобильных машин в пространстве при изменении их структур.

Данная методология построения математической модели позволяет с минимальными затратами ресурсов вносить изменения в математический аппарат исследуемого процесса. При изменении структуры исследуемой многоэлементной мобильной машины изменяются только уравнения связи, что позволяет сократить затраты на разработку математической модели.

2. Формирование кинематических связей многоэлементного машинно-тракторного агрегата на примере посевного агрегата позволяет исследовать пространственную динамику машины. Кинематические связи необходимые для моделирования движения агрегата разделены на структурные части, не зависящие друг от друга. Перестановка элементов местам не влияет на математическую модель динамики в целом.

3. Методология позволяет исследовать различные типы связей между элементами мобильных машин. В случае изучения движения многоэлементного посевного сельскохозяйственного агрегата упрощаются исследования влияния компоновочных схем на динамику его функционирования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Антощенко Р.В. 2009. Экспериментальные исследования комбинированного посевного агрегата в составе трактора ХТЗ-150К-09 и сеялки прямого посева АПП-6. Технический сервис АПК, техника и технологии в сельскохозяйственном машиностроении: Сб. науч. тр. ХНТУСХ. 335-339. (Украина).
2. Красовских В.С., Бережнов Н.Н. 2007. Результаты исследования почвообрабатывающего посевного тягово-транспортного агрегата / Весник АГАУ. 57-62.
3. Laceklis-Bertmanis J. and Kronbergs E. 1996. Mathematical model of tractor aggregate / ASAE, St. Joseph, MI. 431-442.
4. Liljedahl J.B., Turnquist P.K., Smith D.W. and Hoki M. 1996. Tractors and Their Power Units / ASAE, St. Joseph, MI. 345-361.
5. Chieh C. 1995. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems / In Proceedings of the American Control Conference, Seattle, USA. 653-657.
6. Антощенко Р.В. 2014. К исследованию нелинейной математической модели движения многоэлементных мобильных машин / Motrol. – Т. 16, №7. 77-83.
7. Лихвенко С.П. 2001. Математическая модель для расчетов распределения ведущих моментов и поэлементной буксования полноприводных тракторов / Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин: Вестник ХНТУСХ. Вып 8. Т. 2. 83-86. (Украина).
8. Ловейкин В.С., Бортун В. 2012. Уточнённая математическая модель динамики движения ковшевого элеватора / Motrol. Т. 14, №3. 87-95.
9. Рославцев А.В., Абдула С.Л. 1999. Результаты исследования движения МТА / Тракторы и сельхозмашины. № 10. 14-18.

10. Шуляк М.Л. 2015. Эффективность эксплуатации трактора в агрегате с машиной переменной массы / Сборник научных трудов по материалам Международной научно-технической конференции «Обеспечение экологической безопасности путем создания наукоемких технических средств и технологий в лесном комплексе». Воронеж: ВГЛТА. №. 2. ч. 1. 15-19.
11. Смирнов Г.А. 1990. Теория движения колесных машин. 352.
12. Вейц В. Л., Кочура А. Е. 1976. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. 384.
13. Антощенко Р.В. 2013. Теоретические исследования движения почвообрабатывающего посевного агрегата при дифференциации массы технологической ёмкости / Механизация сельскохозяйственного производства: Вестник ХНТУСХ. Вып. 135. 158-162. (Украина).
14. Гячев Л.В. 1985. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. 206.
15. Legecuis T., Bourassa P., Laneville A. 1985. On the extension of the gratzmuller critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted vehicles / Vehicle system dynamics. №14. 615-622.
- A. De Luca. 1995. Modelling and control of nonholonomic mechanical systems / Kinematics and Dynamics of Multi-Body Systems. Springer-Verlag. 301-305.
16. Антощенко Р.В. 2013. Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30КН / Motrol. Т. 15. №7. 171-176.
17. Антощенко Р.В., Тищенко Л.Н., Андреев Ю.М. 2015. К построению уравнений динамики многоэлементного машинно-тракторного агрегата / Вибрации в технике и технологиях. Винница. №3(79). 69-79.
18. Антощенко Р.В. 2014. К построению математической модели движения многоэлементных мобильных машин и обоснованию связей между ними / Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Вып. 14. Т. 3. 282-288. (Украина).
19. Андреев Ю.М. 2007. Численно-аналитическое решение обратной задачи динамики дискретных систем / Восточно-европейский журнал передовых технологий. № 2/4 (26). 10–13.

**TO DETERMINE THE KINEMATIC LINKS,  
ANGLES AND SPEED WHEEL SPATIAL  
MATHEMATICAL MODEL OF  
MULTIELEMENT TRACTOR UNITS**

**Summary.** Combined agricultural machine and tractor units are multi-element mobile machines. When the structure of the investigated multielement aggregates must be reconstructed a mathematical model, which leads to an increase in time spent on research. The analysis work aimed at understanding the dynamics of the machine and tractor units showed that the existing research methodology does not allow us to study the dynamics of units of arbitrary structures. To solve the problems of the dynamics of nonholonomic systems is necessary to form dynamic equations and justify equations. We justify the kinematic constraints of spatial mathematical model of multi-movement of mobile machinery, on the example of the agricultural machine and tractor units. Formed equation kinematic relations tractor hopper for seed and sowing. Justified by the constraint equations and wheel speed. Schemes velocity projections of points of the tractor frame, hopper and drills on a plane. As a control action adopted by the angle of the steering wheel. For each item, the unit number of degrees of freedom is justified. As elements of the constraint equations units made equal velocity projections connection points on the global coordinate system.

Formation of multielement kinematic relations machine-tractor unit for example sowing unit allows you to explore the spatial dynamics of the machine. Kinematic connection required for modeling the movement of the unit is divided into structural parts, which are independent from each other. Rearrange elements places no effect on the mathematical model of the dynamics of the whole.

The methodology allows to study different types of relationships between the elements of the mobile machines. In the case study of the motion of multielement sowing unit simplifies the study of influence of layout schemes on the dynamics of its operation.

**Key words:** kinematic constraints, mathematical model, tractor, tank, seeder.

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ

**Евгений Дубинин<sup>1</sup>, Александр Полянский<sup>1</sup>, Дмитрий Клец<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
Ул. Петровского, 25, г. Харьков, Украина. E-mail: [dubinin-rmn@yandex.ru](mailto:dubinin-rmn@yandex.ru)*

<sup>2</sup>*Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба  
Ул. Сумская, 77/79, г. Харьков, Украина. E-mail: [prof\\_777@mail.ru](mailto:prof_777@mail.ru)*

**Yevgeniy Dubinin<sup>1</sup>, Alexander Polyanskyi<sup>1</sup>, Dmytro Klets<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Kharkiv National Automobile and Highway University  
Petrovskogo str., 25, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [dubinin-rmn@yandex.ru](mailto:dubinin-rmn@yandex.ru)*

<sup>2</sup>*Kozhedub Air Force University of Kharkiv  
Sumska str., 77/79, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [prof\\_777@mail.ru](mailto:prof_777@mail.ru)*

**Аннотация.** Несмотря на то, что в настоящее время вопросам обеспечения устойчивости движения и положения колесных машин уделено достаточно большое внимание при проведении теоретических и экспериментальных исследований, требует дальнейшего изучения влияние на это эксплуатационное свойство такого фактора, как гироскопические моменты колес. Степень их влияния в различных условиях эксплуатации имеет различную весомость, а также зависит от конструктивных особенностей машин (например для колес с большими радиусами). Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов на устойчивость против заноса и опрокидывания колесной машины. Установлено, что гироскопические моменты колес повышают коэффициент устойчивости при наезде на препятствие. Определены уточнения коэффициента устойчивости и перераспределения нормальных реакций колес при повороте (на примере колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН) в зависимости от линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопических моментов. В реальных условиях эксплуатации с ростом скорости коэффициент устойчивости повышается до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов в этом случае существенно не зависит от типа привода трактора. При повороте в плоскости дороги учет гироскопических моментов позволяет уточнить отношение нормальных реакций на колесах машины до 1%. Учет такого влияния при движении по неровностям и при изменении направления движения позволит повысить точность оценки устойчивости движения и положения колесной машины, повысив безопасность эксплуатации. Практическая реализация возможна на предприятиях транспортного и сельскохозяйственного машиностроения при проектировании и производстве колесных машин.

**Ключевые слова:** метод оценки, колесная машина, гироскопический момент, устойчивость, безопасность.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Обеспечение устойчивости движения и положения колесных машин, в том числе и шарнирно-сочлененных тракторов, является одним из важнейших аспектов проблемы повышения безопасности дорожного движения.

При исследовании процесса движения таких машин с помощью математического моделирования важным является вопрос описания взаимодействия колес с дорогой, поскольку колебания вращающегося колеса, вызываемые различными возмущениями, могут изменять направление его качения и влиять на устойчивость как движения, так и положения.

Особенно это актуально для машин с большими радиусами колес.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам исследования устойчивости движения и управляемости колесных машин посвящено значительное количество работ как отечественных [1-4], так и зарубежных [5-7]. Устойчивость положения таких машин рассмотрена в работах [8-10], в том числе при движении шарнирно-сочлененных машин – в работах [11-13]. Для проведения исследований предлагается применение соответствующих подходов и измерительных систем [14-16]. Авторами работ [17, 18] установлено, что большое влияние на параметры движения, в том числе и по неровностям, оказывают подвеска и шины.

В работах [19, 20] определено, что в процессе движения транспортного средства и колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня в общем случае действуют следующие моменты:

- упругий момент в рулевом управлении,  $M_{упр}$ ;
- весовой стабилизирующий момент при поперечном наклоне шкворня,  $M_{ст}$ ;
- момент сопротивления повороту шины,  $M_{ш}$ ;
- стабилизирующий момент шины управляемого колеса, катящегося с уводом,  $M_{шв}$ ;
- инерционный момент,  $M_i$ ;
- момент трения в подшипниках шкворневого узла,  $M_{тр}$ ;
- возмущающий момент от дисбаланса управляемого колеса,  $M_{возм}$ ;
- скоростной стабилизирующий момент, обусловленный равнодействующей боковых сил относительно оси шкворня,  $M_{Рб}$ ;
- момент сопротивления повороту, обусловленный равнодействующей продольных сил относительно оси шкворня,  $M_{Рп}$ ;
- гироскопические моменты колес,  $M_{зуп}$ .

Наибольшее влияние [27, 28] на указанные выше свойства оказывают  $M_{зуп}$ ,  $M_{возм}$  и  $M_{шв}$ .

В то же время недостаточно внимания уделено вопросам влияния гироскопических моментов колес шарнирно-сочлененных машин, возникающих при движении по неровностям, дисбалансе колес, изменении направления движения, на показатели их устойчивости.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследования является разработка метода оценки влияния гироскопических моментов, действующих на колеса транспортного средства, на показатели его устойчивости.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- оценить влияние гироскопического момента колес трактора на его устойчивость против заноса при наезде на неровность или наличии дисбаланса;
- исследовать влияние гироскопического момента при повороте шарнирно-сочлененного трактора на перераспределение нормальных реакций.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При наезде колеса трактора на неровность гироскопические силы вызывают поворачивающий момент  $M_{зуп}$  в плоскости дороги, который можно определить из следующего соотношения:

$$M_{зуп} = \frac{I_k}{r_\partial} \cdot V_X \cdot \omega_k, \quad (1)$$

где:  $V_X$  – линейная скорость трактора;  $\omega_k$  – угловая скорость подъема колеса;  $r_\partial = r_{\partial 1} = r_{\partial 2}$  – динамические радиусы передних и задних ведущих колес трактора;  $I_k$  – момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Рассмотрим схему сил, действующих на колесный шарнирно-сочлененный трактор с заблокированным горизонтальным шарниром между

секциями в тяговом режиме движения (рис. 1) при постоянной транспортной скорости в диапазоне  $V_X = 0 \dots 9$  м/с.

Вследствие небольшой скорости движения трактора сопротивлением воздуха пренебрегаем, также не учитываем наклон задней секции при наезде на препятствие колесом передней секции вследствие наличия зазоров в соответствующих соединениях. Занос трактора проявляется при появлении углового ускорения  $\dot{\omega}_z$  в плоскости дороги. Уравнение вращательного движения трактора в плоскости дороги относительно его центра масс, с учетом влияния зависимой подвески передней секции, в этом случае имеет вид:

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = R_{\delta_1} \cdot a - R_{\delta_2} \cdot b - 2 \cdot M_{зуп}, \quad (2)$$

где  $I_{zc}$  – центральный момент инерции трактора относительно вертикальной оси;  $R_{\delta_1}$  – предельная по сцеплению боковая реакция дороги на колесах передней оси трактора;  $R_{\delta_2}$  – предельная по сцеплению боковая реакция дороги на колесах задней оси трактора;  $a$ ,  $b$  – расстояния от передней и задней осей колесной машины до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

Из уравнения (2) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на  $I_{zc}$ :

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_z &= \frac{R_{\delta_1} \cdot a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta_2} \cdot b + 2 \cdot M_{зуп}}{I_{zc}} = \\ &= \dot{\omega}_{z\text{возм}}^{\text{парц}} - \dot{\omega}_{z\text{стаб}}^{\text{парц}} \end{aligned}, \quad (3)$$

где:  $\dot{\omega}_{z\text{возм}}^{\text{парц}}$  – возмущающее парциальное угловое ускорение,  $\dot{\omega}_{z\text{стаб}}^{\text{парц}}$  – стабилизирующее парциальное угловое ускорение.

Боковые реакции дороги на осях можно определить как [21]:

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z_1})^2}; \quad (4)$$

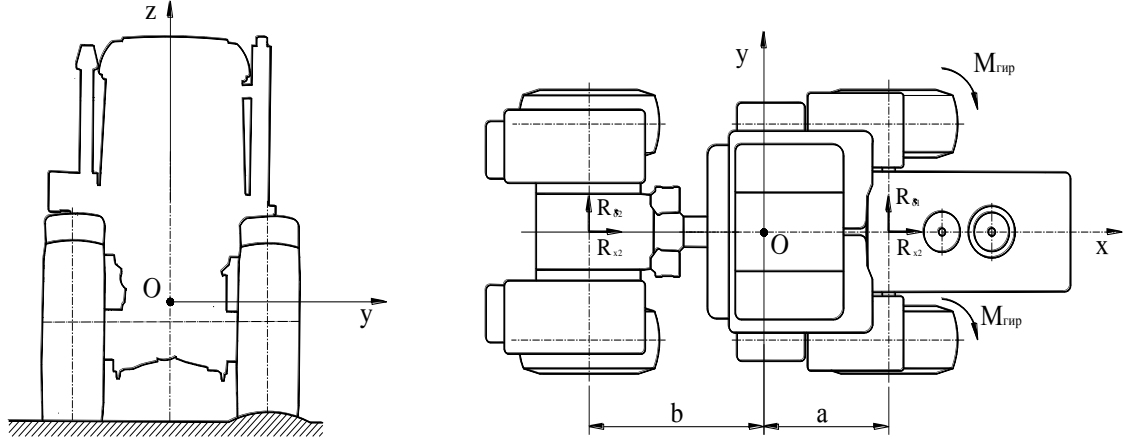
$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z_2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z_2}]^2}. \quad (5)$$

где:  $K_M$  – коэффициент распределения общего крутящего момента на переднюю ось;  $P_K$  – суммарная тяговая сила трактора;  $\varphi_x$  – продольный коэффициент сцепления колес с дорогой;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес.

Тяговая сила на ведущих колесах определяется по следующей зависимости:

$$P_K = f \cdot m \cdot g = \frac{\eta_{мп} \cdot K_N \cdot N_e}{V} \leq \varphi_x \cdot m \cdot g, \quad (6)$$

где:  $N_e$  – эффективная мощность двигателя;  $K_N$  – коэффициент использования мощности двигателя;  $\eta_{мп}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии трактора;  $m$  – масса трактора;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.



**Рис. 1.** Схема сил, действующих на колесный трактор с учетом гироскопического момента, при наезде на неровность

**Fig. 1.** Diagram of the forces acting on the wheeled tractor taking into account the gyroscopic moment at arrival on roughness

Определим парциальные ускорения с учетом соотношений (4) и (5):

$$\dot{\omega}_{z_{\text{возм}}}^{\text{нару}} = \frac{a}{m \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z1}^2 - (K_M \cdot P_K - f \cdot R_{Z1})^2}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{z_{\text{стаб}}}^{\text{нару}} = \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_d \cdot m \cdot i_z^2} + \frac{b}{m \cdot i_z^2} \times \sqrt{\varphi_x^2 \cdot R_{Z2}^2 - [(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot R_{Z2}]^2}. \quad (8)$$

Коэффициент устойчивости трактора в плоскости дороги равен отношению стабилизирующего момента  $M_{\text{стаб}}$  к возмущающему занос моменту  $M_{\text{возм}}$ :

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{b}{a} \times \left[ \frac{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right)^2 - \left[(1 - K_M) \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{a}{L}\right]^2}}{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - \left(K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2}} + \frac{\frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_d}}{\sqrt{\varphi_x^2 \cdot \left(m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2 - \left(K_M \cdot P_K - f \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{L}\right)^2}} \right], \quad (9)$$

где:  $L$  – колесная база трактора.

На рис. 2 приведены результаты определения уточнения коэффициента устойчивости  $\Delta K_{\text{уст}}$  колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в зависимости от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента в плоскости дороги.

Приняты следующие параметры и условия движения трактора:  $m = 8000$  кг;  $V_X = 0 \dots 9$  м/с;  $a = 1,06$  м;  $b = 1,8$  м;  $L = 2,86$  м;  $I_k = 91,7$  кг·м<sup>2</sup>;

$\varphi = 0,8$ ;  $f = 0,01$ ;  $r_d = 0,65$  м;  $K_M = 0 \dots 1$ ;  $\omega_{kz} = 0,05$  с<sup>-1</sup>.

При повороте шарнирно-сочлененного колесного трактора с разблокированным горизонтальным шарниром в плоскости дороги возникают гироскопические моменты  $M'_{\text{зуп}}$ , вызывающие перераспределение нормальных реакций на колесах каждой секции независимо друг от друга (рис. 3).

$$M'_{\text{зуп}} = \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky}, \quad (10)$$

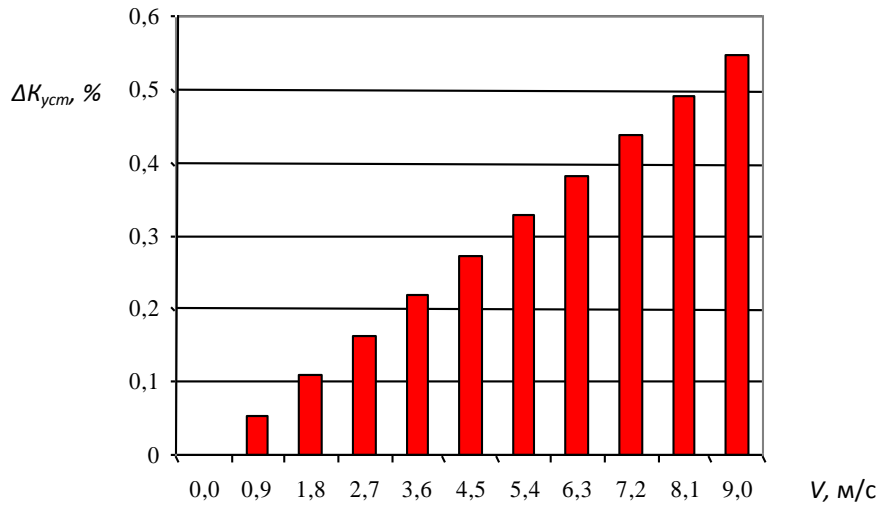
где:  $\omega_{ky}$  – угловая скорость поворота секции трактора в плоскости дороги.

Нормальные реакции на внутреннем  $R_{zB}$  и наружном  $R_{zH}$  колесах передней наименее устойчивой секции определяются из следующих выражений:

$$R_{zB} \cdot B + P_{jy} \cdot h - 2 \cdot \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + m_1 \cdot g \cdot \left( \frac{B}{2} - h_p \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}p} - h \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}ш} \right) - M_{\text{подв}} - M_{\text{шин}} = 0 \quad (11)$$

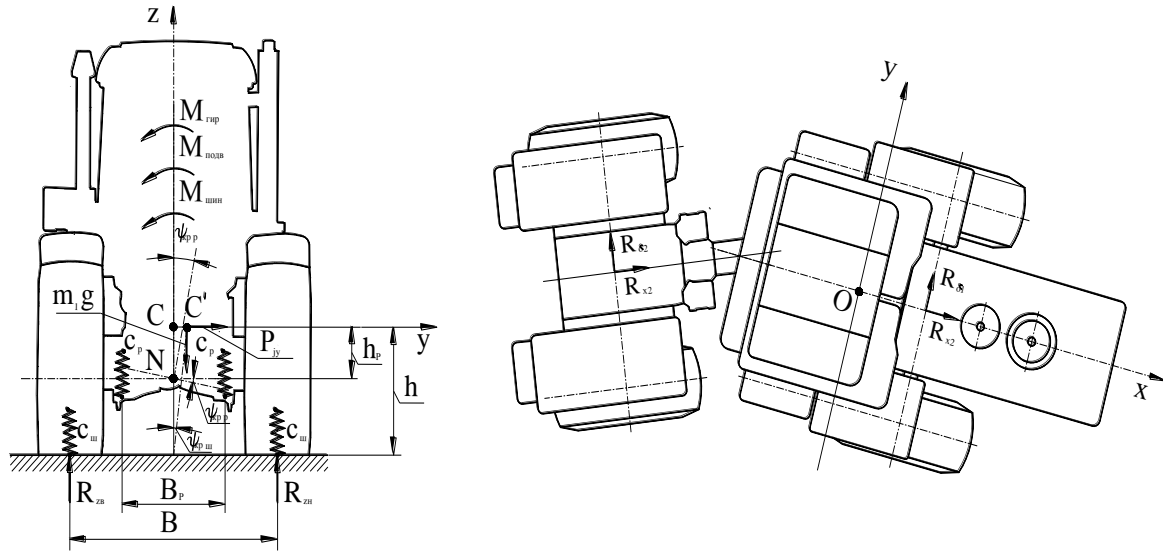
$$R_{zH} \cdot B - P_{jy} \cdot h + 2 \cdot \frac{I_k}{r_d} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} - m_1 \cdot g \cdot \left( \frac{B}{2} + h_p \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}p} + h \cdot \text{tg} \psi_{\text{кр}ш} \right) + M_{\text{подв}} + M_{\text{шин}} = 0 \quad (12)$$

где:  $c_p$ ,  $c_{ш}$  и  $\psi_{\text{кр}p}$ ,  $\psi_{\text{кр}ш}$  – вертикальные жесткости рессор и шин передней секции трактора и соответствующие углы крена на подвеске и шинах;  $B$  – колея трактора;  $P_{jy}$  – центробежная сила инерции;  $h$  – высота центра масс секции;  $m_1$  – масса передней секции трактора;  $h_p$  – плечо крена поддресоренной массы секции;  $M_{\text{подв}}$  и  $M_{\text{шин}}$  – моменты сопротивления подвески и шин соответственно.



**Рис. 2.** Уточнение коэффициента устойчивости колесного трактора в зависимости от учета гироскопического момента в плоскости дороги

**Fig. 2.** Clarification of the wheeled tractor stability coefficient, depending on account of the gyroscopic moment in the plane of the road



**Рис. 3.** Схема сил, действующих на наименее устойчивую секцию шарнирно-сочлененного колесного трактора при движении на повороте

**Fig. 3.** Diagram of the forces acting on the less stable section of the articulated wheeled tractor when cornering

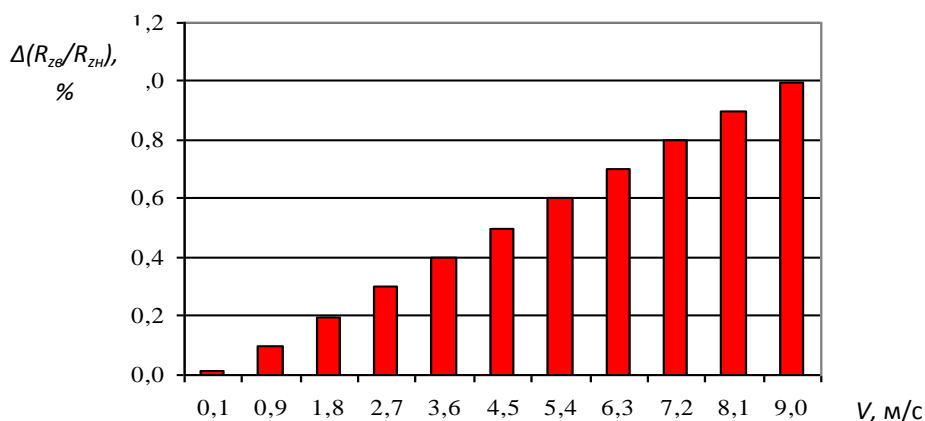
Решая выражения (11) и (12) относительно  $R_{z_B}$  и  $R_{z_H}$ , после подстановки зависимостей для определения силы инерции и моментов сопротивления подвески и шин, получим уравнение (13).

Были проведены расчеты для определения уточнения перераспределения нормальных реак-

ций колес при повороте  $\Delta(R_{z_B}/R_{z_H})$  на примере передней секции колесного шарнирно-сочлененного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в зависимости от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопических моментов в вертикальной плоскости. Результаты расчетов приведены на рис. 4.

$$\frac{R_{z_B}}{R_{z_H}} = \frac{-\frac{m_1 \cdot V_x^2}{R} \cdot \frac{h}{B} + 2 \cdot \frac{I_k}{r_0 \cdot B} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + \frac{m_1 \cdot g}{B} \cdot \left( \frac{B}{2} - h_p \cdot \text{tg} \psi_{кр p} - h \cdot \text{tg} \psi_{кр ш} \right) + \frac{c_p \cdot B_p \cdot \text{tg} \psi_{кр p}}{2B} + \frac{c_{ш} \cdot \text{tg} \psi_{кр ш}}{2}}{\frac{m_1 \cdot V_x^2}{R} \cdot \frac{h}{B} - 2 \cdot \frac{I_k}{r_0 \cdot B} \cdot V_X \cdot \omega_{ky} + \frac{m_1 \cdot g}{B} \cdot \left( \frac{B}{2} + h_p \cdot \text{tg} \psi_{кр p} + h \cdot \text{tg} \psi_{кр ш} \right) - \frac{c_p \cdot B_p \cdot \text{tg} \psi_{кр p}}{2B} - \frac{c_{ш} \cdot \text{tg} \psi_{кр ш}}{2}} \quad (13)$$





**Рис. 4.** Влияние гироскопических моментов на перераспределение нормальных реакций колес передней секции трактора на повороте

**Fig. 4.** Influence of gyroscopic moments on redistribution of normal reactions of tractor front section wheels when cornering

При моделировании приняты следующие параметры и условия движения трактора:  $m_I = 5600$  кг;  $B = 1,86$  м;  $B_p = 0,83$  м;  $V_X = 0 \dots 9$  м/с;  $R = 30$  м;  $h_p = 0,41$  м;  $h = 1,04$  м;  $c_p = 560$  кН/м;  $c_{ш} = 800$  кН/м;  $\psi_{крp} = 1^\circ$ ;  $\psi_{крш} = 1^\circ$ ;  $I_k = 91,7$  кг·м<sup>2</sup>;  $r_\delta = 0,65$  м;  $\omega_{ky} = 0,1$  с<sup>-1</sup>.

#### ВЫВОДЫ

1. Разработан метод оценки влияния гироскопических моментов колес на устойчивость против заноса и опрокидывания машины, позволяющий повысить точность определения соответствующих показателей.

2. Гироскопические моменты колес повышают коэффициент устойчивости при наезде на препятствие, на примере шарнирно-сочлененного колесного трактора с номинальным тяговым усилием 30 кН в реальных условиях эксплуатации, с ростом скорости до 0,6%. Степень влияния гироскопических моментов в этом случае существенно не зависит от типа привода трактора.

3. При повороте в плоскости дороги учет гироскопических моментов позволяет уточнить отношение нормальных реакций на колесах машины до 1%.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Закин Я. Х. 1986.** Маневренность автомобиля и автопоезда. М.: Транспорт, 136.
2. **Литвинов А.С. 1971.** Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 416.
3. **Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. 2003.** Маневренность и тормозные свойства колесных машин / Под ред. М.А.Подригало. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 403.
4. **Klets D. M. 2013.** Modeling of mobile vehicle skid in traction movement mode. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeslow. Vol. 15, № 7, 157-162.

5. **Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8. 2008.** [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26]. Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 116.
6. **Расејка Н.В., Sharp R.S. 1991.** Shear Force Developments by Pneumatic tires in Steady State Conditions: A Review of Modeling Aspects. Vehicle Systems Dynamics. Vol. 20, 121-176.
7. **Hiroki O., Murakami T. 2008.** A stability control by active angle control of front-wheel in a vehicle system. IEEE Trans. Ind. Electron. № 3, 1277-1285.
8. **Поспелов Ю.А. 1966.** Устойчивость трактора. М.: Машиностроение, 247.
9. **Петренко А.М. 2013.** Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие. М.: МАДИ, 41.
10. **Коновалов В.Ф. 1981.** Динамическая устойчивость тракторов. М.: Машиностроение, 144.
11. **Малиновский Е.Ю. Гайцгори М.М. 1974.** Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость). М.: Машиностроение, 175.
12. **Дубинин Е.А., Полянский А.С. 2013.** Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений. Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ. Вып. 40, 37-41.
13. **Шувалов Е.А., Бойков А.В., Добряков Б.А., Пантюхин М.Г. 1980.** Теория и расчет трактора „Кировец” / Под общ. ред. А.В. Бойкова. Л.: Машиностроение, 208.
14. **Полянский А.С., Клец Д.М., Дубинин Е.А., Задорожня В.В., Кириенко Н.М. 2014.** Повышение безопасности выполнения транспортных работ колесными средствами транспорта. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszow: Polish Academy of Sciences. Vol. 16, No. 7, 125-130.

15. Клец Д.М., Дубинин Е.А. 2014. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускоренной. Весник ХНТУСГ им. П. Василенко. Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства: Сб. науч. работ. Х.: ФОП Томенко Ю.И. Вып. 151, 373-378. (Украина)
16. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др. 2001. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Под ред. А.Н. Туренко. Х.: ХГАДТУ, 642.
17. Кнороз В.И. и др. 1976. Работа автомобильной шины / Под общ. ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 238.
18. Кальченко Б.И., Кириенко Н.М., Дорошенко Н.А., Резников Е.Н. 1987. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 7, 6-10.
19. Солтус А.П., Малов С.С. 1978. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. Автомобильная промышленность. М., №11, 18-20.
20. Клец Д. М. 2013. Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля. Весник НТУ «ХПИ». № 29 (1002), 149-155. (Украина)
21. Забелышинский З.Э., Подригало М.А., Дубинин Е.А. 2015. Оценка устойчивости шарнирно-сочлененного колесного трактора и тракторного поезда в различных дорожных условиях. Весник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. Х.: НТУ «ХПИ», № 8 (1117), 9-16. (Украина)

#### ASSESSMENT OF WHEEL GYROSCOPIC MOMENTS INFLUENCE ON VEHICLE STABILITY

**Summary.** Despite the fact that currently the issues of wheeled vehicle road holding and position stabilization are paid much attention, while carrying out theoretical and experimental studies, the impact of such factor as gyroscopic wheel moments on the given operational property requires further study. The rate of their influence in different operating conditions has different weightage, and also depends on the machine design features (i.e. for wheels with big radii). The method for assessing the influence of gyroscopic moments on the wheeled vehicle resistance to skidding and tipping is developed. It was found that the wheel gyroscopic moments increase the stability factor when approaching an obstacle. Clarifications of stability factor and redistribution of normal wheel reactions when turning (on example of the articulated wheeled tractor with a nominal pulling force of 30 kN), depending on the linear velocity with and without the action of gyroscopic moments are specified. Under actual operating conditions with gearing-up the stability factor increases to 0.6%. The degree of influence of gyroscopic moments in this case does not significantly depend on the type of tractor drive. When turning in the plane of the road, allowance of gyroscopic moments makes it possible to specify the ratio of normal reactions on the vehicle wheels to 1%. Account of such influence when driving over bumps and changing the direction of motion will make it possible to estimate the stability of wheeled vehicle motion and position more accurately, increasing the safety of its operation. Practical implementation is possible at transport and agricultural machinery enterprises in the design and manufacture of wheeled vehicles.

**Key words:** assessment method, wheeled vehicle, gyroscopic moment, stability, safety.

## КОЛЕБАНИЕ СКОРОСТИ МТА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

*Михаил Шуляк*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Украина, Харьков, пр. Московский, 45. E-mail: [mihail\\_shulyak@mail.ru](mailto:mihail_shulyak@mail.ru)*

*Mihail Shulyak*

*Kharkov National Technical University of Agriculture name of Vasilenko  
45 Moskovsky av., Kharkiv, Ukraine. E-mail: [mihail\\_shulyak@mail.ru](mailto:mihail_shulyak@mail.ru)*

**Аннотация.** Эта статья освещает некоторые проблемы выбора рационального режима эксплуатации машинно-тракторного агрегата, возникающие во время выполнения технологической операции машинами переменной массы.

Выполнение МТА технологической операции связано с большими затратами энергии, которая расходуется как непосредственно на выполнение самой технологической операции, так и на динамические процессы, возникающие в системе взаимодействия «трактор – орудие».

Известно, что наиболее экономичный режим работы двигателя достигается при эксплуатации на номинальном режиме, поэтому при выборе режима работы МТА необходимо стремиться, использовать потенциальные возможности его двигателя на максимум.

При равномерном движении, осуществляемом при постоянной мгновенной скорости колесных машин, энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. Описано влияние основных параметров на функционирование агрегата, также выявлены факторы вызывающие дополнительные потери энергии, за счет возникновения колебаний действительной скорости при установившемся движении. Подход к выбору режима работы МТА на основе статических тяговых или эксплуатационных характеристик заведомо вносит большие ошибки, и как результат приводит к невозможности теоретической оценки оптимального режима работы МТА. Рекомендации, полученные при таком подходе, дадут возможность выбрать рациональный режим работы из некоторого количества предложенных вариантов

Определено, что производить выбор рационального режима работы необходимо с учетом дополнительных потерь энергии на колебания скорости и буксования движителей МТА. Особенно сильны данные колебания скорости свойственны машинам с переменной массой, так как масса сельхозмашины оказывает существенное влияние на формирование баланса мощности МТА.

**Ключевые слова:** машинно-тракторный агрегат, колебания скорости, буксование, потери энергии.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Выполнение МТА технологической операции связано с большими затратами энергии, которая расходуется как непосредственно на выполнение самой технологической операции, так и на динамические процессы, возникающие в системе взаимодействия «трактор–орудие».

При установившемся движении колесных машин возникают дополнительные потери энергии, поскольку указанное движение сопровождается появлением продольных линейных ускорений, вызывающих колебания линейной скорости машины относительно своего среднего значения. Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости, а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения.

Скорость движения МТА задается кинетической энергией трактора и зависит от работы как внешних, так и внутренних сил, для определения которых необходимо рассмотреть уравнение баланса мощности.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При установившемся движении машины равновесие (в отличие от равномерного движения) является не статическим, а динамическим. Это обусловлено периодическим изменением, как тяговой силы, так и сил сопротивления движению и приводит к появлению линейных ускорений, приводящих к периодическому (колебательному) изменению линейной скорости транспортно-тяговой машины. Очевидно, что любые изменения скорости приводят к дополнительному расходу энергии машины. Однако в известной литературе [1-3], посвященной энергетической эффективности транспортно-тяговых машин, исследованию указанного вопроса не уделено должного внимания.

Наименьший расход топлива достигается при движении тракторного агрегата на гоне с постоянной скоростью [4]. Для достижения этого условия необходимо рассмотреть МТА, как многомерную систему с управляемыми параметрами, влияющими

на колебания скорости при установившемся режиме движения агрегата.

При установившемся режиме скорость  $V$  в среднем остается постоянной, но внутри цикла изменяется от максимальной  $V_{\max}$  до минимальной  $V_{\min}$ , что оценивают коэффициентом неравномерности, характеризующим размах колебаний [5]:

$$\Delta = (V_{\max} - V_{\min}) / V. \quad (1)$$

Чем меньше,  $\Delta$  тем меньше размах колебаний и, как следствие меньше дополнительные потери энергии.

Для различных типов сельхозмашин практикой установлены интервалы  $\Delta = 0,2 \dots 0,3$  [6]. Согласно работе [7] допустимые значения  $\Delta = 0,18 \dots 0,26$ . Поскольку коэффициент неравномерности весьма малая величина, можно принять среднюю скорость  $V$  равной среднему арифметическому значению, тогда отличие минимальной и максимальной скорости от  $V$  в начале цикла не должно превышать 2% [8].

Фактическую мощность двигателя, которая может быть использована для тяги и привода рабочих органов машин, передвижения агрегата с заданным нагрузочно-скоростным режимом работы, определяют из уравнения [8]:

$$N_e^{\phi} = N_f + N_{\delta} \pm N_a \pm N_w \pm N_j + N_{sp}, \quad (2)$$

где:  $N_f, N_{\delta}$  – затраты (потери) мощности на передвижение трактора или самоходной машины и буксование их движителей, кВт;  $N_a, N_w, N_j$  – затраты (потери) мощности на преодоление сил сопротивления: подъему трактора или самоходной машины, воздушной среды, инерции, кВт;  $N_{sp}$  – полезные затраты на создание мощности тяговой (крюковой), кВт.

Как двигатель, так и МТА в целом приспособлен к сохранению силового баланса за счет потери скорости. Для МТА свойственно потеря скорости при увеличении затрат мощности, как на преодоление воздействия внешних факторов, так и на создание тяговой мощности и мощности на привод рабочих органов машин. Так как мы утверждаем, что наиболее экономичный режим работы достигается при постоянном значении скорости, рассмотрим влияние выше перечисленных потерь на скорость движения МТА [8].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить параметры функционирования МТА, вызывающие дополнительные потери энергии за счет колебания действительной скорости при установившемся движении.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

По условию установившегося движения средняя скорость  $V = const$  запишем в уравнение (2) выполняя условие  $N = P \cdot V$ :

$$N_e^{\phi} = P_f \cdot V_o + P_{\delta} \cdot \frac{V_o}{\delta} \pm P_a \cdot V_o \pm \pm P_w \cdot V_o \pm P_i \cdot V_o + P_{sp} \cdot V_o, \quad (3)$$

где:  $P_f$  – сопротивление перекачиванию трактора;  $V_o$  – действительная скорость МТА;  $P_{\delta}$  – движущая сила трактора;  $P_a, P_w, P_j$  – силы, затраченные на преодоление подъема, сопротивления воздушной среды, инерции;  $P_{sp}$  – тяговое усилие.

Проведем преобразования и выразим скорость:

$$V_o = \frac{N_e^{\phi}}{(P_f + P_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm P_a \pm P_w \pm P_i + P_{sp})}. \quad (4)$$

Мощность определяется по формуле [5]:

$$N_e^{\phi} = \frac{P_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}. \quad (5)$$

Подставим (5) в (4) получим:

$$V_o = \frac{P_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(P_f + P_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm P_a \pm P_w \pm P_i + P_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}. \quad (6)$$

Аналитически выраженная зависимость между силами, действующими на агрегат, и скоростью его движения может быть выражена уравнением движения агрегата. Основой его является второй закон механики – закон Ньютона.

Применяя принцип парциальных ускорений [9-13] и второй закон Ньютона, приведем силы в уравнении (6) к виду  $F_i = m \cdot \dot{V}_i$ , где  $\dot{V}_i$  парциальное ускорение формирующее силу  $F_i$ :

$$V_o = \frac{m \cdot \dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{m \cdot (\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}. \quad (7)$$

Массу можно сократить:

$$V_o = \frac{\dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}. \quad (8)$$

Преобразуем (8) приняв, что  $\dot{V}_{\delta} = \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta}$ :

$$V_o = \frac{\dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}. \quad (9)$$

Если принять, что отношение парциальных ускорений задаст коэффициент  $k$ , то равномерному движению будет соответствовать  $k = 1$ :

$$k = \frac{\dot{V}_{\delta}}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp})}. \quad (10)$$

В случае  $k > 1$  получим условие разгона, а при  $k < 1$  замедление МТА.

Преобразовав (9) получим:

$$V_o = k \cdot \frac{r_k \cdot n_n}{10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tp}}, \quad (11)$$

Выразим парциальные ускорения, используя второй закон Ньютона [12]:

$$\dot{V}_{\delta} = \frac{P_{\delta}}{m} = \frac{M_k}{r_k \cdot m}, \quad (12)$$

где:  $M_k$  – крутящий момент;  $r_k$  – радиус колеса.

$$\dot{V}_f = -\frac{P_f}{m} = -f \cdot g, \quad (13)$$

где:  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $g$  – ускорение свободного падения.

$$\dot{V}_\delta = -\frac{P_\delta}{m} = \frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot m \cdot \delta}, \quad (14)$$

где:  $\delta$  – коэффициент буксования.

$$\dot{V}_\alpha = \pm \frac{P_\alpha}{m} = \frac{G_{гр} \cdot \sin \alpha}{m} = g \cdot \sin \alpha, \quad (15)$$

где:  $\alpha$  – угол подъема.

$$\dot{V}_w = \pm \frac{P_w}{m} = \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3 \cdot m}, \quad (16)$$

где:  $C$  – коэффициент, учитывающий влияние обтекаемости формы машины (МТА), вязкости и плотности воздуха;  $V_0$  – скорость движения агрегата относительно воздушной среды;  $F_\lambda$  – площадь лобового сечения агрегата.

$$\dot{V}_i = \pm \frac{P_i}{m} = 0,1 \cdot g \cdot K_{nm} \cdot j, \quad (17)$$

где:  $K_{nm}$  – коэффициент приведения масс;  $j$  – ускорение прямолинейно-поступательного движения;

Так как  $P_{сп} = R_m = k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)$  в случае навесной сельхозмашины [14]:

$$\dot{V}_{сп} = \frac{P_{сп}}{m} = \varphi_{сп.с} \cdot 10^{-3} \cdot g = \frac{k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)}{m}, \quad (18)$$

где:  $\varphi_{сп.с}$  – коэффициент использования сцепного веса трактора;  $k_v$  – значение удельного сопротивления;  $B_m$  – ширина захвата;  $G_m$  – вес машины;  $\lambda_0$  – коэффициент догрузки.

Подставим парциальные ускорения в уравнение (9):

$$V_o = \frac{M_\kappa}{(-f \cdot g + \frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot m \cdot \delta} \pm g \cdot \sin \alpha \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3 \cdot m} \pm \dots)} \quad (19)$$

$$\pm 0,1gK_{nm}j + \frac{k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)}{m})m \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}$$

Проведем преобразования:

$$V_o = \frac{M_\kappa}{\frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad ; (20)$$

$$V_o = \frac{M_\kappa}{\frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad (21)$$

$$+ (\sin \alpha - f \pm 0,1K_{nm} \cdot j)g \cdot m \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}$$

При установившемся режиме работы между  $M_e$  и  $M_\kappa$  существует следующая зависимость:

$$M_\kappa = M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}. \quad (22)$$

Подставим в (21) и проведем преобразования:

$$V_o = \frac{M_e}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad (23)$$

$$+ \frac{M_e}{(\sin \alpha - f \pm 0,1 \cdot K_{nm} \cdot j)g \cdot m \cdot 10^4} \cdot \frac{n_n}{10^4}$$

Буксование движителей МТА задается неравномерностью опорной поверхности, неоднородностью грунтовых включений в ней [15, 16, 17] и непостоянством силового воздействия сельскохозяйственной машины на трактор (изменчивость крутящего усилия во времени или за пройденный путь) [18, 19].

При этом, формируется дополнительное сопротивление перекачиванию самого трактора (как заднего, так и переднего моста) за счет непрерывного изменения динамического радиуса колеса при вертикальных колебаниях остова трактора, также проявляются постоянные перераспределения вертикальных нагрузок по мостам трактора, которые генерируют продольные угловые колебания остова трактора.

При оценке потерь энергии МТА при установившемся движении необходимой составляющей является учет потерь мощности на буксование [20].

Буксование можно представить, как отношение действительного  $S_o$  и теоретического  $S_r$  пройденных путей:

$$\delta = 1 - \frac{S_o}{S_r}. \quad (24)$$

Подставим в выражение (22):

$$V_o = \frac{M_e}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot 1 - \frac{S_o}{S_r}} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + \dots} \quad ; (25)$$

$$+ G_{аз} (\pm \sin \alpha (\lambda_0 f + (0,1 \cdot K_{nm} \cdot j - f))) \cdot 10^4$$

$$V_o = \frac{N_e^\phi}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot 1 - \frac{S_o}{S_r}} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + \dots} \quad (26)$$

$$+ G_{аз} \cdot (\pm \sin \alpha) (\lambda_0 f + (0,1 \cdot K_{nm} \cdot j - f))$$

Вес агрегата с учетом переменной массы сельхозмашины можно записать:

$$G_{аз} = (m_{тр} + m_{сх} + \frac{dm_{сп}}{dt} \cdot t) \cdot g, \quad (27)$$

где:  $m_{тр}$  – масса трактора;  $m_{сх}$  – масса сельскохозяйственной машины;  $m_{сп}$  – масса груза.

Так как  $m_{тр}, m_{сх} \cdot g = const$ ,  $G_{аз} = f(\frac{dm_{сп}}{dt} \cdot t)$  или  $G_{аз} = f(m_{сп})$ , с учетом  $n_n = f(M_e)$ , а  $\lambda_0 = f(G_{аз})$  из-

менения скорости являются функцией:

$$\Delta V_o = f(M_e, S_o, k_v, j, m_{cp}). \quad (28)$$

Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости  $V_o$ , а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения  $V_{oi}$ . То есть при оценке работы МТА при установившемся движении принимают среднее значение скорости на каком-то пройденном пути  $S$  не учитывая колебания скорости, соответственно не оценивая потери энергии вызванные этими колебаниями. Как итог такой оценки мы получаем расход топлива, который не соответствует расходу в реальной эксплуатации.

### ВЫВОДЫ

1. Подход к выбору режима работы МТА на основе статических тяговых или эксплуатационных характеристик заведомо вносит большие ошибки, и как результат приводит к невозможности теоретической оценки оптимального режима работы МТА. Рекомендации, полученные при таком подходе, дадут возможность выбрать рациональный режим работы из некоторого количества предложенных вариантов.

2. Для выбора оптимального режима для МТА необходимо оценивать динамические потери при установившемся движении, возникающие при колебании действительной скорости движения и динамической составляющей буксования.

3. Особенно сильно данные колебания скорости свойственны машинам с переменной массой, так как масса сельхозмашины оказывает существенное влияние на формирование баланса мощности МТА.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Говорущенко Н.Я. 1990.** Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. Москва, 135.
2. **Гащук П.Н. 1992.** Энергетическая эффективность автомобиля. Львов, 208. (Украина).
3. **Евсеев П.П. 2006.** Некоторые вопросы энергетики автомобиля. Киев, 236. (Украина).
4. **Лебедев А.Т., Лебедев С.А. 2011.** Энергосберегающий режим движения тракторного агрегата на гоне. Механизация сельскохозяйственного производства. Харьков, № 107, 5 – 11. (Украина).
5. **Важенин А.Н., Арютов Б.А., Пасин А.В. 2008.** Регулирование движения МТА. Трактора и сельскохозяйственные машины, 28 – 29.
6. **Артоболевский И.И. 1975.** Теория механизмов и машин. Уч. Пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. Москва, 239.
7. **Барама. Х.Г., 1970.** Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы / Под ред. Х.Г. Барама. М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 45.
8. **Костюченко Н.В., Костюченко Н. В., Плаксин А. М. 2010.** Эксплуатационные свойства мобильных агрегатов / Под ред. А. М. Плаксина. Астана: КАТУ им. С. Сейфуллина, 204.
9. **Артёмов Н.П. Лебедев А.Т., Алексеев О.П., Волков В.П., Подригало М.А., Полянский А.С. 2011.** Метод парциальных ускорений и его применение при исследовании динамики мобильных машин. Тракторы и сельхозмашины. № 1, 16-18.
10. **Артёмов Н.П. Подригало М.А. 2014.** Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7, Lublin, 47 – 52.
11. **Артёмов Н.П. 2013.** Определение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7, Lublin 151 – 157.
12. **Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В. 2012.** Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Под ред. М.А. Подригало. Х: Минскдрук, 220.
13. **Подригало М.А. 2013.** Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов. Харьков.: Академия ВВ МВД Украины, 222.
14. **Пастухов В.И., Джолос П.А., Мельник И.И. 2001.** Справочник по использованию в земледелии. Харьков, Веста, 347. (Украина).
15. **Кутьков Г. М. 1980.** Тяговая динамика тракторов. Москва: Машиностроение, 216.
16. **Барский И.Б. Анилович В.Я., Кутьков Г.М. 1973.** Динамика трактора. Москва, 280.
17. **Золотаревская Д.И. 2005.** Особенности качения колес по вязкоупругой почве. Тракторы и сельхозмашины, №8, 15 – 19.
18. **Кожуханцев А. Н. 1977.** О влиянии вертикальных колебаний колесного трактора на снижение его тягово-динамических показателей. Тракторы и сельхозмашины, №7, 10 – 11.
19. **Кутьков Г.М. Пучков В.С., Холин А.И. 1975.** Анализ источников генерации колебаний нагрузки на двигатель сельскохозяйственных тракторов. Тракторы и сельхозмашины, № 6, 9–10.
20. **Антощенко Р.В. 2013.** Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30КН. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Т. 15, №7, 171-176.

**SPEED FLUCTUATIONS MTU VARIABLE MASS  
IN ESTABLISHED A REGIME OF MOVEMENT**

**Summary.** This article consider of some problems of choosing the rational mode of operation of the machine-tractor unit arising during the execution technological operation by machines with variable mass.

Performing technological operation MTU associated with high costs of energy, which is consumed directly to perform most technological operations and for dynamic processes occurring in the interaction of "tractor - instrument."

It is known that the most economical operation of the engine is achieved during operation at the nominal mode, so when choosing a mode of MTU its necessary to strive use the potential of its engine at maximum.

Case of uniform motion, carried out at a constant instantaneous speed of wheel machines, motor energy expended on overcoming the forces of the resistance movement. Describe the effect of the main parameters

for the functioning of the unit, also identified factors causing additional loss of energy due to the appearance of oscillations actual speed in steady motion.

The approach to the selection of the operating mode MTU based on the static traction or performance certainly makes a big mistake, and as a result makes it impossible to estimate the theoretical optimum operation of MTU. Recommendations obtained with this approach, given the opportunity to select an efficient mode of operation from a number proposed variants.

It has been determined that make the choice of rational mode of operation is necessary based on the additional energy loss of fluctuations in the speed and skidding propulsion MTU.

Particularly strong these fluctuations in the speed inherent in machines with variable mass, since the mass agricultural machinery has a significant influence on the formation of the balance of power MTU.

**Key words:** tractor units, fluctuations in speed, skidding, loss of energy.





## ПРОЛОНГИРОВАННЫЕ ЭФФЕКТЫ ОПТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ КРАСНОГО ДИАПАЗОНА В ПЕРИОД ПРОРАСТАНИЯ СЕМЯН

*Оксана Панкова<sup>1</sup>, Алла Фесенко<sup>1</sup>, Валентина Безпалько<sup>1</sup>, Николай Лисиченко<sup>1</sup>,  
Лариса Головань<sup>2</sup>, Татьяна Романова<sup>2</sup>*

*<sup>1</sup>Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Украина, 61002, Харьков, ул. Артема, 44, [agroecology265@gmail.com](mailto:agroecology265@gmail.com)*

*<sup>2</sup>Харьковский национальный аграрный университет им. В.В.Докучаева  
Украина, Харьковская обл., пос. Коммунист-1*

*Oksana Pankova<sup>1</sup>, Alla Fesenko<sup>1</sup>, Valentina Bezpalko<sup>1</sup>, Nikolai Lysychenko<sup>1</sup>,  
Larisa Golovan<sup>2</sup>, Tatiana Romanova<sup>2</sup>*

*<sup>1</sup>Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of agriculture  
61002, Ukraine, 44 Artyoma str., Kharkiv, [agroecology265@gmail.com](mailto:agroecology265@gmail.com)*

*<sup>2</sup>Kharkiv national Agrarian University named after V.V.Dokuchaev  
62483, Ukraine, Kharkiv region, Kharkiv district, p/o "Communist-1"*

**Аннотация.** В статье приведены результаты экспериментов по изучению влияния обработки семян оптическим излучением красного диапазона на энергию прорастания и лабораторную всхожесть семян, динамику сухой массы эндоспермов и проростков, содержание крахмала и моносахаридов в прорастающих семенах ячменя. Установлено, что облучение оптическим диапазоном вызывает не только быстрый ответ, но и пролонгированное действие на физиологические и биохимические процессы в растениях.

Исследования, проведенные на семенах ячменя (*Hordeum vulgare* L.) сорта «Джерело», обоснованные четырехкратным повторением опыта, состояли в предварительном замачивании семян в дистиллированной воде с последующей обработкой семенного материала оптическим излучением красного диапазона при оптимальной температуре прорастания. Анализ полученных результатов показал, что оптическое излучение красного диапазона активизирует процесс прорастания семян, а именно, повышает энергию прорастания на 27%, при этом лабораторная всхожесть повышается на 16%.

Данный процесс можно объяснить тем, что оптическое излучение красного диапазона активизирует систему фитохромов, что и приводит к прорастанию семян.

Интенсивность роста оценивалась по показателю сухой массы эндосперма и проростков. В ходе эксперимента наблюдалось уменьшение массы эндоспермов, что свидетельствует о более интенсивном использовании запасных питательных веществ проростками, и увеличение массы последних.

Сделанные выводы подтверждаются и в ходе определения содержания крахмала. Увеличивается содержание продуктов гидролиза крахмала, моносахаридов, начиная с 3-го дня прорастания. Это свидетельствует об активизации амилолитических ферментов.

Таким образом, облучение семян оптическим излучением красного диапазона может рассматриваться как наиболее экологически безопасный и малозатратный метод активации биохимических процессов в растениях. В частности, его применение оправданно для обработки семенного материала с целью повышения всхожести, в том числе при размножении растений природной флоры, которая требует охраны и восстановления.

**Ключевые слова:** фитохром, энергия прорастания, лабораторная всхожесть, проростки, крахмал, моносахариды.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проблема обеспечения продуктами питания в мире в последнее время становится все более острой. Экономический бум в государствах Азии, с одной стороны, и уменьшение площади земельных угодий, пригодных для возделывания продуктов растениеводства, с другой стороны, вынуждают искать пути повышения урожайности растений [1]. В связи с этим, в современном сельском хозяйстве актуальным направлением исследований является обработка семян и растений с целью активации их роста и развития, а значит, и повышения урожайности и устойчивости растительного организма к заболеваниям и вредителям [2-4]. Среди различных методов активации физиолого-биохимических процессов в растениях наиболее экологически безопасным и малозатратным является световая активация растений, т.е. фоторегуляция [5-8].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Известно, что рост и развитие растений контролируется генетическими детерминантами, продуктами их экспрессии и сигналами внешней среды. К числу главных внешних факторов, влияющих на морфогенетические процессы в клетках растений,

принадлежит свет. Свет является материальной и энергетической базой для реализации генетических программ автотрофного растения, выступает внешним сигналом, за счет которого осуществляется взаимодействие генома с окружающей средой [9-10]. Большое значение для фоторегуляции имеет спектр оптического излучения. Учеными проведены экспериментальные исследования устанавливающие, что при обработке семян овощных и зерновых культур наибольшей физиологической активностью обладает излучение, находящееся в красной области спектра: 630-660 нм [11-13].

Регуляция роста и развития растений красным светом осуществляется фоторецептором, который называется фитохром. Он существует в двух взаимопревращающихся формах. Известно, что фитохром является рецептором, регулирующим жизненно важные биохимические и физиологические процессы (активирует прорастание семян, деэтиоляцию при появлении проростка над поверхностью почвы, формирование фотосинтетического аппарата, фото-периодизм, индукцию цветения, распад запасных углеводов, жиров и белков, стимулирует деление клеток, влияет на биосинтез ДНК, РНК, белка, хлорофилла, каротиноидов и др., а также на активность значительного количества ферментов) [14-16]. Полученные показатели стимуляции прорастания семян, обработанных красным светом, позволяют сделать вывод, что предложенное экзогенное действие физического происхождения можно использовать для обработки семенного материала с целью повышения его всхожести при размножении растений природной флоры для решения вопросов сохранения природных ресурсов [17].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Большинство исследований направлены на изучение быстрого ответа, то есть формирующегося непосредственно после облучения или в течение суток после облучения красным светом [18-21]. Вместе с тем пролонгированные эффекты активации фитохромом физиолого-биохимических процессов, рост и развитие растений исследованы недостаточно.

В задачу исследований входило изучение влияния монохроматического оптического излучения красного диапазона на физиологические и биохимические процессы в растениях на примере ячменя сорта «Джерело».

#### МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Исследования проводились в лаборатории кафедр физиологии и биохимии растений ХНУ им. В.Н. Каразина. Семена ячменя (*Hordeum vulgare* L.) сорта «Джерело» перед обработкой замачивали в дистиллированной воде в течение 2 ч и помещали в

растительные на ложе из фильтровальной бумаги, в каждую помещали по 100 семян. Повторяемость опыта 4-кратная. Растительные с семенами помещали в камеру размером 0,22x0,3x0,24 м, внутренняя поверхность которой имеет светоотражающую поверхность. В качестве отражателя использовали алюминиевую фольгу толщиной 10 мкм. Источник света - фотонная матрица ( $\lambda=660$  нм,  $P = 120$  мВт,  $D = 11$  Дж/см<sup>2</sup>), состоящая из 24 светодиодов, располагалась в верхней части над растительной. Экспозиция обработки – 10 мин. Проращивание производили в термостате ВТ-120 при температуре 22-24°C.

Энергию прорастания семян определяли в соответствии со стандартом (ГОСТ 12038—66) [22].

Для определения сухой массы проб брали на 3-и, 4-е, 5-е и 6-е сутки (по 100 семян на повторность), отделяя эндосперм от проростка и раскладывая отдельно в бумажные пакеты. Растительный материал фиксировали при 105°C в течение 30 мин для предотвращения деятельности ферментов и высушивали при 60°C до постоянного веса в течение 2 суток в сушильном шкафу 2В-151. Сухой растительный материал взвешивали на аналитических весах.

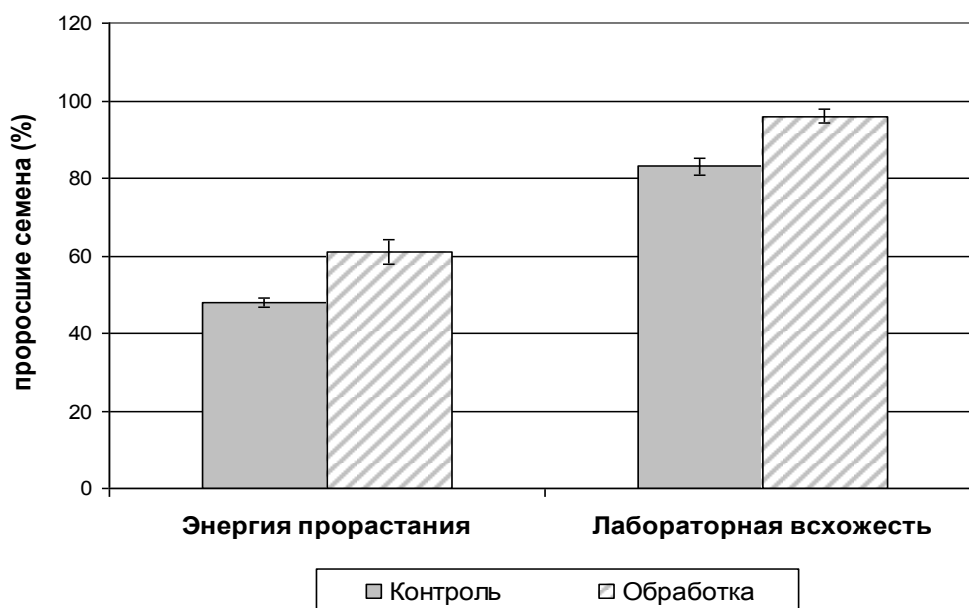
Содержание моносахаридов в эндосперме проростков определяли на 3-и, 4-е, 5-е и 6-е сутки проращивания методом, основанным на восстановлении редуцирующими сахарами раствора феррицианида в условиях щелочной среды при нагревании. Крахмал определяли по методу Х.Н.Починка [23]. Плотность окраски определяли на ФЭКе (КФК-2) с красным светофильтром (630 нм).

Математическую обработку полученных результатов проводили по методике Б.О. Доспехова [24].

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

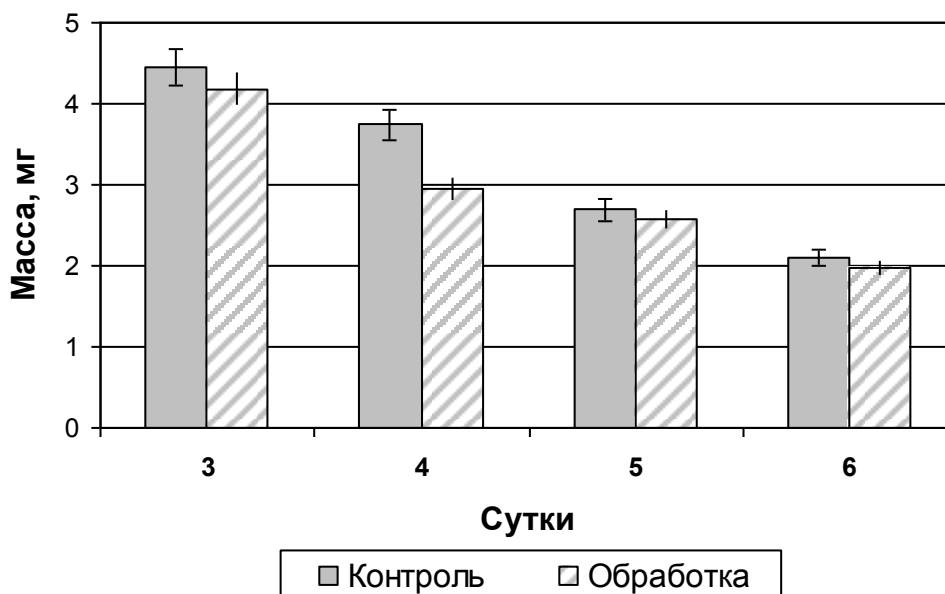
Анализ полученных результатов показал, что оптическое излучение красного диапазона активирует процесс прорастания семян, что приводит к повышению энергии прорастания на 27%, при этом лабораторная всхожесть повышается на 16% (рис. 1).

По-видимому, активизируются различные физиолого-биохимические процессы, способствующие прорастанию семян. Аналогичная точка зрения подтверждена результатами других исследователей. Так, например, В.В. Полевой указывает, что действие излучения опосредовано гормональным балансом в тканях растения. Как известно, гиббереллины (ГА) стимулируют рост гипокотыля, а цитокинин активирует рост семядолей. Оптическое излучение красного диапазона способствует увеличению содержания ГА и цитокининов в тканях, что приводит к прорастанию семян [23].



**Рис. 1.** Энергия прорастания и лабораторная всхожесть семян ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

**Fig. 1.** Germination energy and laboratory germination rate of barley seeds, depending on the presowing seed treatment



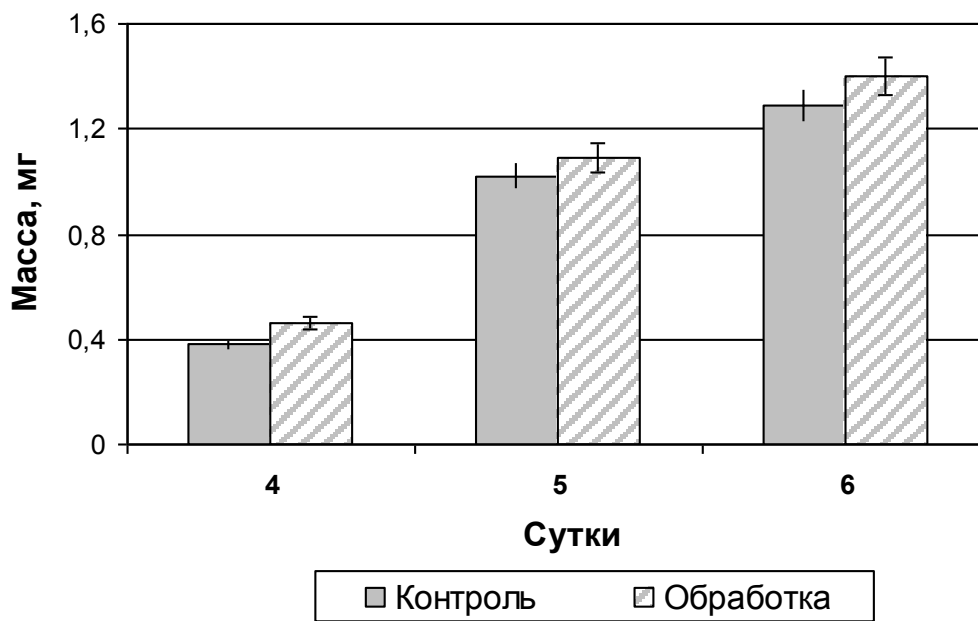
**Рис. 2.** Динамика изменения сухой массы эндоспермов ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

**Fig. 2.** Dynamics of the dry mass of barley endosperm, depending on the presowing seed treatment

Сделанные выводы подтверждаются и в ходе определения содержания крахмала (рис. 4). В обработанных семенах содержание крахмала на протяжении всего опыта ниже, чем в необработанных образцах (в среднем на 12%).

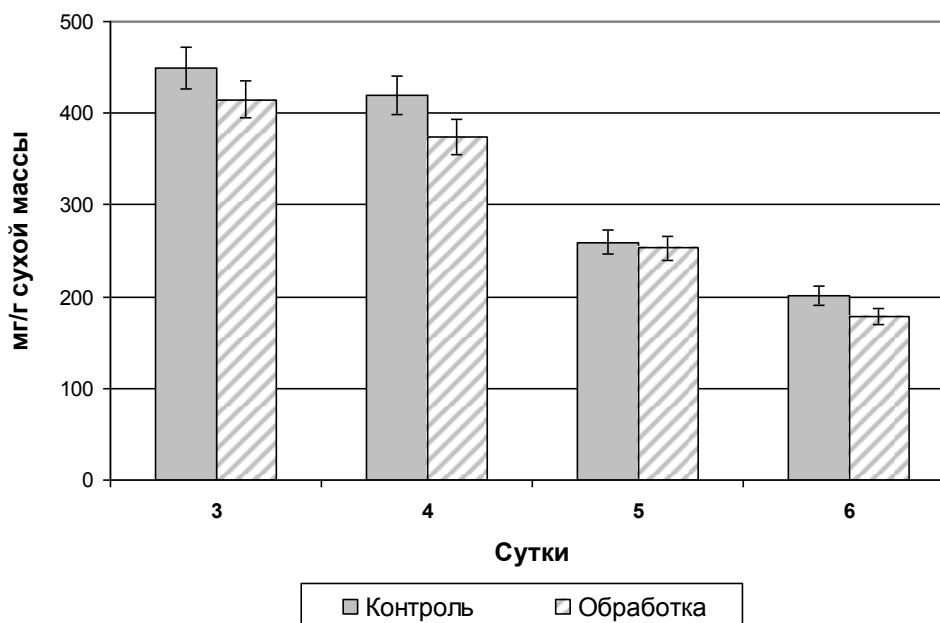
Рост проростков – интегральный процесс и один из основных потребителей вещества и энергии. Рост проростка, прежде всего, оценивается по показателю сухой массы различных его частей, и предпосевная обработка сказывается на ее изменении. В ходе экспе-

римента наблюдалось уменьшение массы эндоспермов (рис. 2), что свидетельствует об использовании запасных питательных веществ на рост проростков, на что указывает увеличение массы последних (рис. 3). При этом, масса эндоспермов обработанных семян меньше, чем не обработанных, в среднем на 11%, а масса этих проростков больше на 12%. Таким образом, вероятно, активация фитохрома стимулирует гидролитический распад питательных веществ эндосперма и использование их растущим проростком.



**Рис. 3.** Динамика изменения сухой массы проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

**Fig. 3.** Dynamics of the dry mass of barley sprouts, depending on the presowing seed treatment

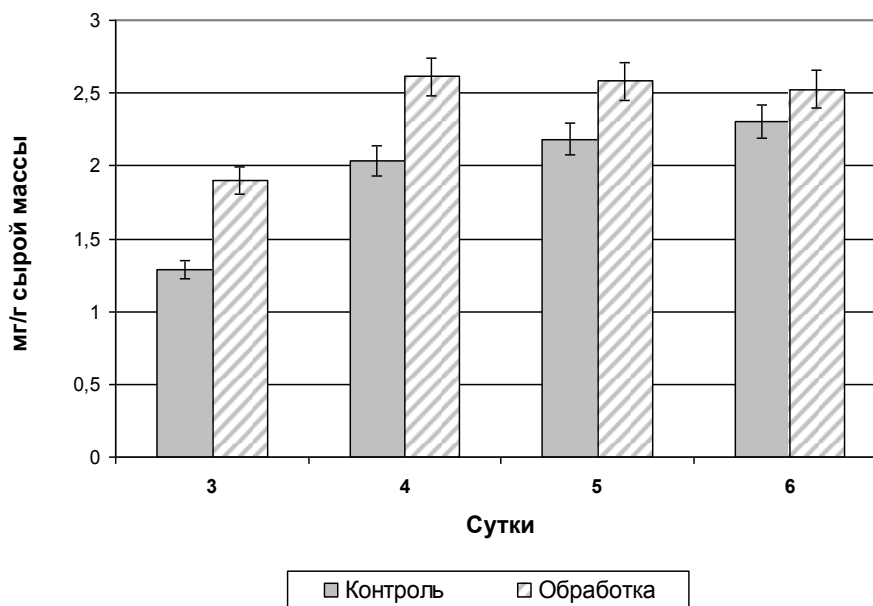


**Рис. 4.** Динамика содержания крахмала в эндосперме проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

**Fig. 4.** Dynamics of starch in the endosperm of barley seedlings, depending on the presowing seed treatment

Как известно, продуктами гидролиза крахмала являются различные сахара, прежде всего моносахариды. На 3-е сутки проращивания количество моносахаридов в варианте обработки возрастает, превышая контроль (на 47%), далее разрыв между вариантами опыта сокращается, но, тем не менее, содержание моносахаридов в варианте обработки семян

остается выше, чем в контрольном (рис.5). Вероятно, это свидетельствует об усилении образования моносахаридов вследствие действия оптического излучения красного диапазона на систему фитохормов, которые в свою очередь оказывают влияние на амилолитические ферменты.



**Рис. 5.** Динамика содержания моносахаридов в эндосперме проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

**Fig. 5.** Dynamics of monosaccharides in the endosperm of barley seedlings, depending on the presowing seed treatment

#### ВЫВОДЫ

Таким образом, в результате проведенной серии опытов экспериментально показано, что оптическое излучение красного диапазона ( $\lambda=660$  нм) активизирует прорастание семян и ускоряет гидролитический распад запасных веществ вследствие стимуляции ферментативной активности. Это дает возможность говорить о том, что оптическое излучение красного диапазона приводит к повышению продуктивности растений.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Саблук П.Т. 1999.** Агропромышленный комплекс Украины: состояние и перспективы (1990-2000 гг.) / Под ред. Акад. УААН П.Т. Саблука. К.: ІАЕ, 335. (Украина)
2. **Крамона Ш. 2004.** Сельское хозяйство Украины: кризис и восстановление. / Под ред. Ш. Крамона. К.: КНЕУ, 207. (Украина)
3. **Снитынский В., Боярчук В., Паранюк В., Ковалишин С. 2012.** Воспроизводство производительности агроландшафтов электромагнитными действиями на семена культурных растений (декларация научного открытия). Motrol. Commission of Motorization and energetics in a agriculture. V. 14. N. 4. 3-10. (Украина)
4. **Черевко Г., Савченко Е. 2012.** Использование солнечной энергии в сельско-хозяйственных предприятиях. Motrol. Commission of Motorization and energetics in a agriculture. V. 14. N. 4. 97-105. (Украина)
5. **Шахов А.А. 1993.** Фотоэнергетика растений и урожай. М.: Наука, 415.
6. **Бычкова З.Н. 1992.** Особенности продукционного процесса растений в связи с предпосевной обработкой семян некоторыми физическими факторами. Тез. науч.-практ. конф. Географический анализ природных и социально-экономических образований. Рязань. Ч. 1-2. 161-164.
7. **Лисиченко Н.Л. 2011.** Перспективы применения полупроводниковых источников света в сельском хозяйстве. Матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. «Современные проблемы светотехники и электроэнергетики». Харьков: ХНАГХ, 79-81
8. **Лисиченко Н.Л. 2006.** Общие положения методики разработки лазерных технологий в сельском хозяйстве. Матер. XXVI Межд. науч.-практ. конф. «Применение лазеров в медицине и биологии». Ялта: НПМБК «Лазер и здоровье», 171-173.
9. **Иванов Л.А. 1929.** Солнечная энергия и ее использование растением. Научное слово. М. №3. 1-8.
10. **Якушенкова Т.П., Лосева Н.Л., Альбьев А.Ю. 2001.** Свет различного спектрального состава и резистентность проростков яровой пшеницы при действии супероптимальной температуры. Вестник Башкирского университета. №2 (1). 94-96
11. **Кулаева О.Н. 2001.** Как свет регулирует жизнь растений. Соровский образовательный журнал. Т. 7, № 1, 6-12.
12. **Щёголев А.С., Жмурко В.В. 2008.** Влияние красного света на содержание углеводов в листьях томатов. «Вестник ХНУ им. В.Н. Каразина». 205-210.

13. **Briggs W.R., Olney M.A. 2001.** Photoreceptors in plant photomorphogenesis to date. Five phytochromes, two cryptochromes, one phototropin, and one superchrome. *Plant Physiology*. Vol. 125. 85–88.
14. **Вологовский И.Д. 1992.** Фитохром – регуляторный фоторецептор растений. М.: Наука і техника, 168.
15. **Пумпянская С.Л. 1975.** Фитохром, как основа механизма фотопериодической реакции растений. Фоторегуляция метаболизма и морфогенеза растений: сб. научн. Труднов. М.: Наука, 199–208.
16. **Гребинский С.О., Данилович И.В., Дудок Б.П., Данилков И.С., Заярнюк Е.Н. 1970.** Влияние предпосевного облучения семян на азотный обмен растений. Материалы I Всесоюзного симпозиума по радиобиологии растительного организма. Киев. - Наукова думка. 98–99.
17. **Величко В.Л., Тюнин В.А. 1980.** Влияние физических методов предпосевной обработки зерновых культур на качество семян. Сб. научн, трудов ВАСХНИЛ. - Новосибирск. 80–83.
18. **Harari-Steinberg O., Chamovitz D. A. 2001.** Dissection of the light signal transduction pathways regulating the two early light-induced protein genes in *Arabidopsis*. *Plant Physiol*. V. 127, N 3. 986–997
19. **Neff M., Fankhauser C., Chory J. 2000.** Light: an indicator of time and place. *Genes and Develop.* V. 14. 257–271.
20. **Peters J. L., Széll M., Kendrick R. E. 1998.** The expression of light-regulated genes in the high-pigment-1 mutant of tomato. *Plant Physiol*. Vol.117. 797–807.
21. **Rieseberg L.H., Willis J.H. 2007.** *Plant Speciation*. Science. V. 317. 910–914.
22. **Фирсова М. К. 1969.** Семенной контроль. М.: Колос, 117–135.
23. **Тимошенко В.Ф., Жмурко. В.В. 2000.** Методы анализа углеводов. Х.: ХНУ, 30. (Украина)
24. **Доспехов Б.А. 1985.** Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). М.: Агропромиздат, 351.
25. **Полевой В.В. 1991.** Физиология роста и развития растений. Л.: изд. ЛГУ, 240.

#### PROLONGED EFFECT OF OPTICAL RADIATION OF A RED RANGE DURING THE GERMINATION OF SEEDS

**Summary.** In the article, the results of experiments are given on the study of influence of seed treatment by optical radiation of a red range on germination energy and laboratory germination of seeds, dynamics of endosperm dry mass and sprouts, the starch content and monosaccharides content in endosperm of barley seeds.

The irradiation of the optical range causes not only a quick response but also a prolonged effect on the physiological and biochemical processes in plants.

Studies were carried out on the barley seeds (*Hordeum vulgare* L.) varieties of "Dzherelo". The experiment was conducted four times. The seeds were preliminary soaked in distilled water and then material was irradiated by optical red range at the optimum germination temperature. Analysis of the results has showed that the red band of optical radiation activates the process of germination, resulting in increased germination energy by 27%, the laboratory germination is increased by 16%.

This process can be explained by the fact that the optical radiation of a red range activates the system of phytochroms, which leads to germination of the seeds.

The growth of sprouts was estimated by means of the dry mass of their parts. The experiment has shown decreasing of the mass of endosperm. This indicates a more intensive using of spare nutrients by the sprouts, and increasing of the sprouts mass.

These conclusions are supported during the determination of the starch content. The hydrolysis products of starch, monosaccharides, increase its content, since the third day of germination. This indicates the activation of amylolytic enzymes.

Thus, the irradiation of the seeds by red range of optical radiation can be considered as the most cost-effective and environmentally safe method of activation of biochemical processes in plants. In particular, its application is relevant for the treatment of seed to improve the germination in reproduction of the natural flora, which requires the protection and restoration.

On the basic of the investigation we conclude that optical radiation of a red range activates of seeds germination and hydrolytic disassimilation.

**Key words:** phytochrome, energy of germination, laboratory germination, sprouts, starch, monosaccharides.

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ГАЗОПЛАМЕННЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ

*Сергей Лузан, Николай Кириенко*

*Харьковский национальный технический университет сельскохозяйственного*

*имени Петра Василенко*

*Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [khadi.luzan@gmail.com](mailto:khadi.luzan@gmail.com)*

*Sergey Luzan, Nikolai Kirienko*

*Kharkiv national technical University of agriculture economy Petro Vasilenko*

*Artema Street, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: [khadi.luzan@gmail.com](mailto:khadi.luzan@gmail.com)*

**Аннотация.** Впервые идея о возможности применения вибрационного воздействия на металл с целью улучшения его свойств высказана Д.К. Черновым в 1869 году. После этого в США были проведены экспериментальные работы по применению вибростабилизирующей обработки в промышленных условиях. Дальнейшее развитие и распространение методы вибрационной обработки получили в связи с работами R.A. Claxton, A. Rappen, G.P. Wozney, G.R. Crawler, L.E. Thompson. Исследования, проведенные этими авторами, посвящены различным проблемам: снижению уровня остаточных напряжений, вызванными упрочняющей обработкой или пластической деформацией изгиба, виброобработке литых и сварных изделий.

Из практики эксплуатации машин и оборудования известно, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя, в 80 случаях из 100, является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей деталей. Поэтому определение зависимости износостойкости антифрикционных покрытий от параметров виброобработки позволит обеспечить необходимый ресурс деталей.

Наработка в реальных условиях деталей машин под нагрузкой значительно меньше наработки машины в целом, поскольку ряд деталей работает с перерывами. Поэтому оценка скоростей изнашивания, вычисленная по наработке машины, является условной и для таких деталей не может рассматриваться как характеристика фактической износостойкости рабочей поверхности детали.

В связи с этим сравнительную оценку износостойкости газопламенных покрытий, напыленных традиционным способом и с применением виброобработки, производили по средней скорости изнашивания покрытия ПГ-19М-01 ТУ У 322-19-004-96.

Сравнительные испытания по изнашиванию газопламенных покрытий проводили на машине трения типа МИ по схеме диск-колодка в среде индустриального масла марки И-20 при следующих режимах: средняя окружная скорость скольжения 0,42 м/с, удельное давление на колодку при нормальном механохимическом процессе изнашивания составляло 8,0 МПа, площадь поверхности трения 1,8 см<sup>2</sup>. Диски и колодки изготавливали из стали 45, покрытие напылялось на диск, колодки подвергались тер-

мообработке (закалка и отпуск) до твердости HRC 52.

Результаты исследований показали, что вибрационная обработка обеспечивает повышение износостойкости газопламенных антифрикционных покрытий на основе меди ПГ-19М-01 до 1,68 раз. Определены теоретические зависимости скорости изнашивания газопламенного покрытия порошком ПГ-19М-01 от параметров виброобработки.

**Ключевые слова:** газопламенное напыление, покрытие, основа, виброобработка, износостойкость.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Впервые идея о возможности применения вибрационного воздействия на металл с целью улучшения его свойств была высказана Д.К. Черновым в 1869 году [1]. После этого в США были проведены экспериментальные работы по применению вибростабилизирующей обработки в промышленных условиях [2]. Дальнейшее развитие и распространение методы вибрационной обработки получили в связи с работами R.A. Claxton, A. Rappen, G.P. Wozney, G.R. Crawler, L.E. Thompson [3-5]. Исследования, проведенные этими авторами, посвящены различным проблемам: снижению уровня остаточных напряжений, вызванными упрочняющей обработкой или пластической деформацией изгиба, виброобработке литых и сварных изделий.

Из практики эксплуатации машин и оборудования известно, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя, в 80 случаях из 100, является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей деталей [6-9]. Поэтому определение зависимости износостойкости антифрикционных покрытий от параметров виброобработки позволит обеспечить необходимый ресурс деталей.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В последние годы выполнены исследовательские работы по применению вибрационной обработки сварных конструкций из низкоуглеродистых сталей [10]. В Донбасской государственной машиностроительной академии А.И. Дрыгой выполнен комплекс работ по исследованию влияния вибростабилизирующей обработки на снижение остаточных

напряжений [11]. Исследован процесс снижения остаточных напряжений в ответственных деталях подшипниковых узлов крупных электрических машин при воздействии вибростабилизирующей обработки поэтапно после операций сварки, механообработки и сборки. В процессе изготовления сварного нефтеперерабаты-вающего и нефтехимического оборудования одновременно со сваркой возможно применять вибрационную обработку свариваемых изделий с различной частотой и амплитудой вибрации. При этом место приложения и направление вибрационных нагрузений, как правило, не определяются. Основным условием вибрационной обработки является создание в зоне сварного стыка соответствующей амплитуды вибрации и частоты. В работах Я.А. Колесникова [12] и А.Н. Салмина [13] приведены результаты исследования влияния направления приложения вибрационной нагрузки. Результаты исследований Я.А. Колесникова показали, что максимальное снижение отклонений и минимальные деформации происходят в случае, если производить обработку в поперечном направлении к оси шва в плоскости заготовки. В работе А.Н. Салмина рассмотрено влияние как вида вибрационной обработки, так и частотных характеристик. Проведены исследования на поличастотных характеристиках вибрационной обработки.

В ИЭС имени Е.О. Патона выполнены работы по исследованию метода вибрационной обработки для снижения остаточных напряжений в сварных конструкциях и созданию вибрационной установки [14, 15].

А.Н. Салмин на основе работ исследователей Г.В. Сутьрина, В.М. Сагалевича, А.С. Эльдарханова, А.М. Файрушина, Я.А. Колесникова и показал, что применение вибрационной обработки в процессе получения сварных соединений может позволить как снизить неоднородность структуры металла шва в жидкой фазе, так и повысить его микрохимическую неоднородность в пределах кристаллитов в процессе кристаллизации, уменьшить размер аустенитного зерна за счет более эффективного теплоотвода и увеличения количества центров кристаллизации. Также рассмотрел современные представления о процессе кристаллизации и их согласование с природой влияния вибрации [16]. Им получена зависимость характера вибрационной обработки (направления приложения вибрации, типа вибрации) на механические свойства, в том числе непосредственно после вибрационной обработки и после дополнительной термической обработки. Выявлено, что наиболее эффективной, с точки зрения однородности механических свойств является сварка с вибрационной обработкой круговыми колебаниями с частотой 47,5 Гц с амплитудой 0,8-1 мм [16].

В работах [17, 18] приводятся результаты исследований о влиянии виброобработки на снижение уровня остаточных напряжений в газопламенных и плазменных покрытиях.

Сведения о влиянии параметров вибрационной обработки на износостойкость газопламенных антифрикционных покрытий, что важно знать с точки зрения прогнозирования ресурса детали, в научно-

технической литературе отсутствуют.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Установить влияние параметров вибрационной обработки на повышение износостойкости газопламенных антифрикционных покрытий на основе меди порошком ПГ-19М-01.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

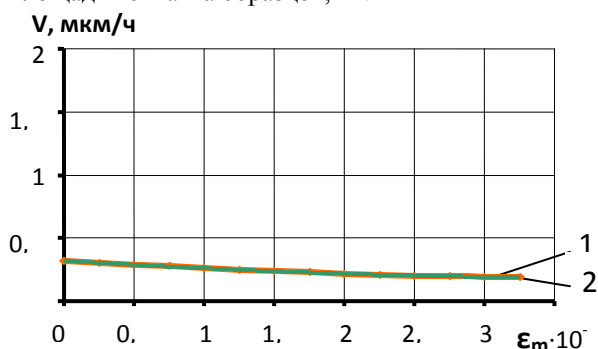
Наработка в реальных условиях деталей машин под нагрузкой значительно меньше наработки машины в целом, поскольку ряд деталей работает с перерывами. Поэтому оценка скоростей изнашивания, вычисленная по наработке машины, является условной и для таких деталей не может рассматриваться как характеристика фактической износостойкости рабочей поверхности детали.

В связи с этим сравнительную оценку износостойкости газопламенных покрытий, напыленных традиционным способом и с применением виброобработки, производили по средней скорости изнашивания покрытия ПГ-19М-01 ТУ У 322-19-004-96.

Для определения средней скорости изнашивания напыленного покрытия были выполнены исследовательские работы по определению величины износа от наработки сопряжения. Сравнительные испытания по изнашиванию газопламенных покрытий проводили на машине трения типа МИ по схеме диск-колодка в среде индустриального масла марки И-20 при следующих режимах: средняя окружная скорость скольжения 0,42 м/с, удельное давление на колодку при нормальном механохимическом процессе изнашивания составляло 8,0 МПа, площадь поверхности трения 1,8 см<sup>2</sup>. Диски и колодки изготавливали из стали 45, покрытие напылялось на диск, колодки подвергались термообработке (закалка и отпуск) до твердости HRC 52. Оценка величины линейного износа производили по формуле [19]:

$$I = \frac{\Delta G}{\gamma \cdot F}, \quad (1)$$

где:  $\Delta G$  – изменение массы образца при испытании, кг;  $\gamma$  – плотность изношенного материала, кг/м<sup>3</sup>;  $F$  – площадь контакта образцов, м<sup>2</sup>.



**Рис. 1.** Скорость изнашивания покрытия ПГ-19М-01 в зависимости от амплитуды деформации при виброобработке: 1 – экспериментальная кривая, 2 – аппроксимирующая кривая

**Fig. 1.** The rate of wear coating PG-19M-01 depending on the amplitude of deformation at vibroobrabotke: 1 – experimental curve 2 – approximating curve

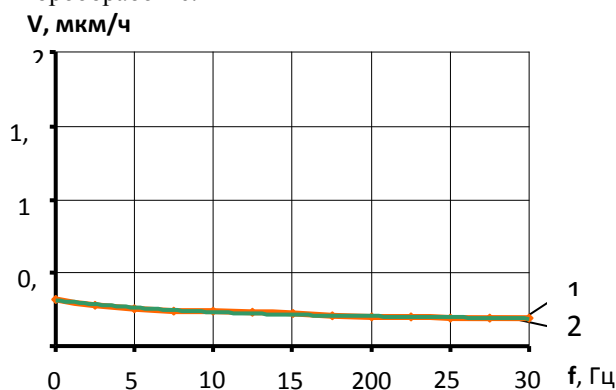


Результаты экспериментальных исследований скорости изнашивания в зависимости от амплитуды деформации приведены на рис. 1.

Аппроксимируя экспериментальную кривую, получили теоретическую зависимость скорости изнашивания ( $V$ ) покрытия ПГ-19М-01 от амплитуды деформации ( $\varepsilon$ ), которая представляют полиномиальную функцию второй степени:

$$V = 0,0085 \varepsilon^2 - 0,0682 \varepsilon + 0,3203. \quad (2)$$

На рис. 2 приведена экспериментальная кривая скорости изнашивания от частоты колебаний при виброобработке.



**Рис. 2.** Скорость изнашивания покрытия ПГ-19М-01 в зависимости от частоты колебаний при виброобработке: 1 – экспериментальная кривая, 2 – аппроксимирующая кривая.

**Fig. 2.** The rate of wear coating PG-19M-01, depending on the oscillation frequency at vibroobrabotke: 1 – experimental curve 2 – approximating curve

Определили теоретические зависимости скорости изнашивания покрытия ПГ-19М-01 от частоты колебаний при виброобработке:

$$V = -7 \cdot 10^{-9} f^3 + 5 \cdot 10^{-6} f^2 - 0,0012 f + 0,3127. \quad (3)$$

Анализ результатов экспериментальных исследований, представленных на рис. 1 и 2, подтверждает предположение о том, что вибрационная обработка повышает износостойкость газотермических покрытий. Так скорость изнашивания напыленных покрытий ПГ-19М-01 с увеличением амплитуды деформации (от 0 до  $3,2 \cdot 10^{-4}$ ) и частоты колебаний (от 0 до 300 Гц) при виброобработке уменьшается с 0,32 до 0,19 мкм/ч, т.е. в 1,68 раз.

Подводя итог имеющимся данным и результатам собственных исследований, можно сделать следующие выводы.

Дислокационная структура металла связана с прошедшими в металле пластическими деформациями и определяется плотностью и длиной дислокаций [20]. Первичная плотность дислокаций в металле обуславливается технологией его получения. Специфика формирования газопламенного покрытия приводит к повышенной плотности дислокаций в материале. Через плотность дислокаций выражают энергию накопленную деформацией кристаллической решетки. При отсутствии силовых воздействий дислокации находятся в устойчивом состоянии. В процессе виброобработки пластическая деформация

в металле образуется в первую очередь в зонах повышенной плотности дислокаций, т.е. там, где действуют максимальные остаточные напряжения. Скорость этой деформации зависит от величины плотности потока движущихся дислокаций. Величина активного силового воздействия при вибрации будет являться энергией активации вибрационного процесса.

При виброобработке производится закачка избыточной энергии, которая приводит к повышению плотности и подвижности дислокаций, высвобождение которой происходит при движении потоков дислокаций, что в свою очередь способствует возникновению дополнительных пластических деформаций, достигающих предела текучести в области полей остаточных напряжений, и снижению уровня остаточных напряжений. При этом в некоторых металлах происходит снижение статического предела текучести, что способствует меньшим внешним энергетическим затратам, которые требуются для осуществления процесса снижения остаточных напряжений и его износостойкости.

## ВЫВОДЫ

1. На основе проведенных исследований установлено, что вибрационная обработка повышает износостойкость газопламенных антифрикционных покрытий на основе меди порошком ПГ-19М-01.
2. Результаты экспериментальных исследований показали, что скорость изнашивания напыленных покрытий ПГ-19М-01 с увеличением амплитуды деформации (от 0 до  $3,2 \cdot 10^{-4}$ ) и частоты колебаний (от 0 до 300 Гц) при виброобработке уменьшилась с 0,32 до 0,19 мкм/ч, т.е. в 1,68 раз.
3. Установлены теоретические зависимости скорости изнашивания газопламенного покрытия порошком ПГ-19М-01 от параметров виброобработки (амплитуды деформации и частоты колебаний).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Чернов Д.К. 1983.** Избранные труды по металлургии и металловедению. – М.: Наука, 256.
2. **Gnirss G. 1988.** Vibration and vibratory stress relief. Historical development, theory and practical application. *Welding in the World*. – 1988. – Vol. 26, № 11-12, 284-291.
3. **Claxton R.A. 1979.** Vibratory stress – relieving practice and theory. *Heart Treat. Meth. And media*. 5th annual conf. and Exhib. – Birmingham: Exhib. Inst. Met. Techn., 34-45.
4. **Rappen A. 1972.** Vibration nach dem VSR. *Verbahen zur vermindering des eigenspannungsverzugs*. *Lastechnik*. – В. 38. – № 10, 223-233.
5. **Wozney G.P., Crawler G.R. 1968.** An investigation of vibrational stress relief in steel. *Welding Journal*. – № 2, 411-419.
6. **Гаркунов Д. Н. 2002.** Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): [учебник]. М.: МСХА, 632.

7. **Хебды М., Чичинадзе А. 1989.** Теоретические основы. Справочник по триботехнике в трех томах / М. Хебды, – М.: Машиностроение, – Т. 1, 400.
8. **Чичинадзе А.В. 1995.** Основы трибологии (трение, износ, смазка). М.: Центр «Наука и техника», 284.
9. **Кухтов В.Г. 2004.** Долговечность деталей шасси колёсных тракторов. Харьков: ХНАДУ, 292.
10. **Файрушин А.М. 2003.** Совершенствование технологического процесса изготовления корпусов аппаратов с применением вибрационной обработки: автореф. дисс. на получение научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы». Уфа, 25.
11. **Дрыга А.И. 2004.** Вибростабилизирующая обработка сварных и литых деталей в машиностроении. Теория, исследования, технология.– Краматорск: ДГМА, 157.
12. **Колесников Я.А., Ризванов Р.Г., Файрушин А.М. 2006.** Влияние направления приложения вибрационного воздействия в процессе сварки на поле остаточных напряжений в стыковом сварном соединении. Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". № 2, 15.
13. **Салмин А.Н., Файрушин А.М., Ибрагимов И.Г. 2010.** Исследование влияния вибрационных колебаний в процессе сварки на технологию-ческую прочность и механические свойства сварных соединений из стали 11Х11Н2В2МФ. Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". № 2, 8.
14. **Махненко В.И., Пивторак Н.П. 1978.** Перераспределение остаточных напряжений в сварных балках при вибрационной обработке. Автоматическая сварка. № 9, 28-31.
15. **Недосека А.Я., Грудз А.А., Зубченко О.И. 1974.** Эффективность методов снижения остаточных сварочных напряжений. Автоматическая сварка. № 3, 66-69.
16. **Колесников Я.А. 2006.** Совершенствование технологии изготовления сварного оборудования нефтеперерабатывающей промышленности из жаропрочных сталей типа 15Х5М: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.13. Уфа, 110.
17. **Лузан С.А. 2011.** Обоснование параметров виброобработки газопламенных покрытий, снижающих уровень остаточных напряжений. Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Вып. 27. Технические науки. Симферополь: НИЦ КИПУ. 83-87.
18. **Пузряков А.Ф. 2003.** Теоретические основы технологии плазменного напыления. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 360.
19. **ГОСТ 23.224-86. 2005.** Обеспечение износостойкости изделий. Методы оценки износостойкости восстановленных деталей. [Действующий с 1987-01-01]. М.: Госкомитет СССР по стандартам, 20.
20. **Макклиток Ф., Аргон А. 1970.** Деформация и разрушение материалов. М.: Мир, 183.

#### INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE VIBRATORY THE DURABILITY OF GASOFLAME ANTI-FRICTION COATINGS

**Summary.** The idea about the possibility of using vibration exposure of the metal to improve its properties expressed by D. K. Chernov in 1869. After that, in the United States were conducted experimental work on the application vibrostimulation processing in an industrial environment. Further development and dissemination of methods for the vibrational treatment received in connection with the works of R. A. Claxton, A. Rappen, G. P. Wozney, G. R. Crawler, L. E. Thompson. Studies conducted by these authors on various issues: reducing the level of residual stresses caused by hardening treatment or plastic deformation of the bend, the vibratory treatment of castings and weldments.

From the practice of exploitation of machines and equipment it is known that the most common cause of their failure, in 80 cases out of 100, is not breakage, and wear and tear on the working surfaces of parts. Therefore, determination of the dependence of wear resistance anti-friction coatings on the parameters vibroobrabotki will provide the necessary resource details.

Operating in real conditions of machine parts under load is much less than the operating time of the machine in General, since a number of parts working intermittently. Therefore, the evaluation of the wear as velocities, calculated according to the operating time of the machine is conventional and for such parts cannot be regarded as a characteristic of the actual wear of the working surface of the part.

In this regard, a comparative evaluation of wear resistance of gas-flame coatings, sprayed in the traditional way and with the use of vibroobrabotki, produced by the average wear rate of the coating PG-19M-01 TU 322-19-004-96.

Comparative tests on the wear of the gas-flame coatings were carried out on the machine friction of the MI scheme disk block in an environment industrial oil And 20 with the following modes: average circumferential sliding velocity of 0.42 m/s, the specific pressure on the pad during normal mechanochemical process of wear was 8.0 MPa, friction surface area of 1.8 cm<sup>2</sup>. Discs and pads were made of steel 45, the coating was evaporated onto the disk, the pads were subjected to heat treatment (quenching and tempering) to a hardness of HRC 52.

The results showed that vibratory treatment provides increased wear resistance flame antifriction coatings based on copper PG-19M-01 to 1.68 times. Defined theoretical dependence of the wear rate of oxy-powder coating PG-19M-01 from the parameters vibroobrabotki.

**Key words:** flame spraying, coating, base, vibratory treatment, wear resistance.

## К МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАЗДЕЛЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПО ПЛОТНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

**Вадим Бредихин<sup>1</sup>, Владимир Шевченко<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

ул. Артема 44, г. Харьков, 61002, Украина. E-mail: [vadimbr76@mail.ru](mailto:vadimbr76@mail.ru)

<sup>2</sup>Государственное учреждение «Научно-методический центр информационно-аналитического обеспечения деятельности высших учебных заведений «Агрообразование»  
ул. Смелянская, 11, Киев, Украина. E-mail: [borhalenko@rambler.ru](mailto:borhalenko@rambler.ru)

**Vadim Bredykhin<sup>1</sup>, Volodymyr Shevchenko<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture  
St. Artem 44, Kharkiv, 61002, Ukraine. E-mail: [vadimbr76@mail.ru](mailto:vadimbr76@mail.ru)

<sup>2</sup>State Institution "Scientific and methodical center of information and analytical support of higher educational institutions "Agreeducation"  
St. Smilianska, 11, Ukraine. E-mail: [borhalenko@rambler.ru](mailto:borhalenko@rambler.ru)

**Аннотация.** Рассмотрены элементы физико-математического моделирования процессов сепарации зерновых смесей по плотности семян вибропневмоцентробежными сепараторами. Определено, что процессы, происходящие в сепараторах, имеющих цилиндрическую рабочую поверхность существенно отличаются от процессов на рабочей поверхности пневмосортировальных столов [1].

При построении математических моделей полагаем, что под воздействием воздушного потока и колебаний опорной поверхности произошло расслоение псевдооживленного зернового слоя по высоте (вдоль оси перпендикулярной опорной поверхности). В результате образовались  $N$  - слоев частиц, обладающих различными аэрогравитационными и гидродинамическими свойствами. Движение каждого слоя частиц будем рассматривать как движение сплошных сред, а взаимодействие этих сред моделируется соответствующими краевыми условиями на границах раздела сред. Таким образом, в соответствии с основными концепциями механики многофазных систем, движение расслоенного по высоте псевдооживленного слоя частиц будем моделировать как движение  $N+1$  - фазной системы, состоящей из  $N$  слоев частиц дискретных фаз и одной непрерывной фазы – газообразная среда (воздух).

Исследована круговая цилиндрическая поверхность, которая совершает равномерное вращательное движение вокруг вертикальной оси с угловой скоростью и колебательное гармоническое движение вдоль этой оси с круговой частотой, и амплитудой. Установлено, что в результате воздействия воздушного потока, поля центробежных сил и гравитационного поля образовалось  $N$ - кольцевых слоев частиц, обладающих различными аэрогравитационными и гидродинамическими свойствами. Исследование динамики такой  $N$ - фазной структуры будем производить относительно цилиндрической системы координат жестко связанной с движущейся цилиндрической поверхностью.

Движение каждого  $N$  слоя частиц рассматривается как движение сплошной среды. Исследование динамики такой - фазной структуры производится относительно цилиндрической системы координат жестко связанной с движущейся цилиндрической поверхностью. Определены граничные условия на цилиндрической поверхности. Скорости частиц, прилегающих к цилиндрической поверхности, не равны нулю и, следовательно, допускается проскальзывание. Это означает, что имеет место равенство касательных напряжений кольцевого слоя, примыкающего к цилиндрической поверхности, силе сопротивления этой поверхности, отнесенной к единице площади. Кроме того, граничные условия на цилиндрической поверхности и на границе кольцевого слоя с воздухом (свободная граница). На свободной границе, в пренебрежение действия воздуха на динамику зерновой смеси, напряжения обращается в нуль.

Составлены начальные и граничные условия и уравнения решение которых позволит смоделировать процессы, происходящие на рабочей поверхности вибропневмоцентробежного сепаратора.

**Ключевые слова:** цилиндрическая поверхность, кольцевой слой, непрерывная фаза, зерновая смесь.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Перед агропромышленным комплексом Украины поставлена задача выхода на первое место в ЕС в аграрном секторе, особенно, в вопросе экспорта зерна. Решение этой задачи невозможно без получения собственного высококачественного посевного материала, что неразрывно связано с модернизацией и разработкой инновационных машин для послеуборочной обработки зерна.

В настоящее время одним из универсальных и широко используемым в технологиях самосортирования зерновых смесей является метод вибропнев-

матического псевдооживления с постоянным по величине воздушным потоком.

Рядом исследователей созданы основы теории самосортирования частиц зерновых смесей в псевдооживленном слое при воздействии колебаний различного типа. Определены условия начала внутрислоевых перемещений, закономерности протекания процесса самосортирования, связывающие свойства сыпучей смеси с динамическими и кинематическими характеристиками рабочей поверхности. Однако эти теоретические исследования внутрислоевых процессов, как правило, основывались на простейших физических моделях. Слой смеси частиц, различающихся по геометрическим, физико-механическим свойствам и находящейся на воздухопроницаемой поверхности, подвергается воздействию воздушного потока и/или виброколебаниям рабочей поверхности. В результате при определенных значениях скорости воздушного потока и величинах амплитуды и частоты колебаний опорной поверхности слой частиц может находиться в псевдооживленном состоянии, т.е. приобретает свойство текучести. Это приводит к тому, что наблюдается расслаивание смеси частиц: частицы, отличающиеся по своим аэрогравитационным свойствам, могут погружаться или всплывать в псевдооживленном слое. Этот физический механизм и лежит в основе процесса самосортирования

Математические модели, описывающие этот процесс, в основном, основываются на уравнениях движения отдельной частицы. При этом, воздействие псевдооживленного слоя на частицу учитывается введением различного типа сил: сила тяжести, сила сопротивления среды в приближении Ньютона или Стокса, выталкивающая сила Архимеда и т.п. Такой подход хотя и позволяет определять влияние кинематических, технических и конструктивных параметров на внутрислоевые процессы в псевдооживленном слое частиц, однако, имеет ограниченную область применения. Поскольку, введение в уравнение движения отдельной частицы, указанных выше сил, как правило, делается формально, без увязки с другими членами уравнения. Кроме того, физические модели, основанные на уравнении движения отдельной частицы, не могут описать в полной мере такие важные эффекты как внутреннее взаимодействие между частицами, обусловленное поперечным сдвигом, образование скоплений частиц, приводящее к снижению коэффициента сопротивления и др. Понятно, что эти эффекты оказывают существенное влияние на интенсивность процесса самосортирования слоя частиц и, в конечном счете, на эффективность использования этого процесса в соответствующих технологиях.

В этой связи актуальной является проблема разработки математических моделей, позволяющих в наиболее общем виде учесть взаимодействие частиц (а не отдельной частицы) с псевдооживленной средой. Одним из эффективных подходов к решению возникающих при этом задач, является подход, использующий методы гидродинамики многофазных систем [10, 11]. При таком подходе смесь частиц (например, зерновая смесь), подвергающаяся воз-

действию воздушного потока и виброколебаниям воздухопроницаемой опорной поверхности, моделируется многофазной структурой, состоящей из дискретных компонент (множества частиц различающихся, например, по размерам или плотностям) и непрерывной компоненты (например, газообразная среда - воздух). С точки зрения механики эти дискретные и непрерывные компоненты смеси рассматриваются как "сплошные среды", взаимодействующие между собой. В дальнейшем такой подход будет использован для моделирования процесса самосортирования зерновых смесей плоскими воздухопроницаемыми поверхностями.

Вопросы, связанные с физико-математическим моделированием процессов сепарации такими машинами изучены в не достаточной мере. Поэтому указанное направление исследований является актуальным.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам получения высококачественного посевного материала посвящен ряд работ [1-3]. Авторами доказана важная составляющая процесса – получение здорового, биологически активного семенного материала [2]. Выявлено определяющее влияние таких факторов, как амплитуда, частота, колебаний рабочей поверхности, скорость воздушного потока [5-7].

Ранее авторами неоднократно моделировались процессы происходящие в вибропневмо-центробежном сепараторе. Однако они рассматривали частицу зернового материала, как материальную точку, которая движется по рабочей поверхности. Этот подход не позволял в полной мере описать все составляющие процесса. В работах [8-11] авторами рассматривалось движение псевдооживленного слоя для решетчатых сепараторов с учетом просыпания зерен в отверстия решета. В указанных работах не учитывалась плотность семян.

В работах [12-17] авторами приведены основы разделения зерновых смесей по плотности семян. В этих работах приводятся модели движения псевдооживленного слоя, однако в них не учитывается послойное движение семян. В работах [18-20] приведен инструментарий, позволяющий решать уравнения послойного движения зерновых смесей.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Составить начальные и граничные условия для дальнейшего моделирования процессов вибропневмоцентробежного разделения зерновых смесей по плотности.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В основе математические модели послойного движения смеси частиц по внутренней поверхности вращающейся воздухопроницаемой цилиндрической деки, совершающей вдоль вертикальной оси гармонические колебания лежит подход, использующий методы гидродинамики многофазных систем. Этот подход предполагает, что смесь частиц, подвергающаяся воздействию воздушного потока и по-

лю центробежных сил, моделируется многофазной структурой, состоящей из конечного числа слоев дискретных компонент и непрерывной компоненты (газообразная среда). Эти дискретные и непрерывная компоненты смеси частиц рассматриваются как сплошные среды, взаимодействующие между собой. Это взаимодействие моделируется соответствующими условиями сопряжения на границах раздела сред.

Рассмотрим круговую цилиндрическую поверхность радиуса  $R$ , которая совершает равномерное вращательное движение вокруг вертикальной оси (ось  $z$ ) с угловой скоростью  $\omega_1$  и колебательное гармоническое движение вдоль этой оси с круговой частотой  $\omega_2$  и амплитудой  $A$ . Для описания движения смеси частиц введем две цилиндрические системы координат с осью  $z$ , совпадающей с осью симметрии цилиндрической поверхности. Пусть одна из этих систем координат жестко связана с движущейся цилиндрической поверхностью, а вторая является абсолютной. Будем полагать, что в результате воздействия воздушного потока, поля центробежных сил и гравитационного поля образовалось  $N$ - кольцевых слоев частиц, обладающих различными аэрогравитационными и гидродинамическими свойствами. Движение каждого слоя частиц рассматривается как движение сплошной среды. Введем приведенную плотность частиц  $n$ -го слоя  $\rho_n$  и среднюю плотность частиц  $\bar{\rho}_n$ , образующий  $n$ -ый слой.

Имеем:

$$\rho_n = \delta_n \bar{\rho}_n, \quad (1)$$

где:  $\delta_n$  – объемная доля частиц  $n$ -го слоя ( $n$ -ая дискретная фаза).

Далее введем  $\rho$  – приведенная плотность непрерывной фазы, а  $\bar{\rho}$  – среднюю плотность газообразной среды, образующую эту фазу. Тогда, как следует из [11], получаем:

$$\rho = \bar{\rho} \left( 1 - \sum_{n=1}^N \frac{\rho_n}{\bar{\rho}_n} \right) = \bar{\rho} \left( 1 - \sum_{n=1}^N \delta_n \right). \quad (2)$$

Обозначим среднюю толщину  $n$ -го кольцевого слоя частиц через  $h_n$ ,  $n=1,2,\dots,N$ . Значение индекса  $n=1$  отвечает кольцевому слою находящемуся на цилиндрической поверхности, а  $n=N$  – кольцевому слою, одна из границ которого граничит с воздухом.

Исследование динамики такой  $N$ - фазной структуры будем производить относительно цилиндрической системы координат жестко связанной с движущейся цилиндрической поверхностью.

Пусть  $\vec{\omega}_1$  – вектор угловой скорости цилиндрической поверхности, направленной вдоль оси  $z$  цилиндрической системы координат  $r, \varphi, z$  с ортами  $\vec{e}_r, \vec{e}_\varphi$  и  $\vec{e}_z$ . Согласно [16], абсолютные ускорение  $\vec{a}_n$  и скорость  $\vec{v}_n$  элемента  $n$ -го кольцевого слоя ( $n$ -ой дискретной фазы) можно выразить через от-

носительные ускорение  $\vec{b}_n$  и скорость  $\vec{u}_n$  с помощью следующих формул:

$$\vec{a}_n = \vec{b}_0 + 2\vec{\omega}_1 \times \vec{u}_n + \vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{r}) + \vec{b}_n, \quad (3)$$

$$\vec{v}_n = \vec{u}_0 + \vec{\omega}_1 \times \vec{r} + \vec{u}_n, \quad (4)$$

где:  $\vec{b}_0 = -A\omega_2^2 \sin \omega_2 t \vec{e}_z$ ,  $\vec{u}_0 = A\omega_2 \cos \omega_2 t \vec{e}_z$  – соответственно ускорение и скорость продольных (вдоль оси  $z$ ) колебаний цилиндрической поверхности;  $\vec{r} = r\vec{e}_r$  – вектор, соответствующий радиусу рассматриваемого элемента  $n$ -го цилиндрического слоя частиц.

С учетом выше изложенного, уравнения описывающие относительное движение  $n$ -го кольцевого слоя смеси частиц, [1] можно представить в виде:

$$\rho_n \left( \frac{\partial \vec{u}_n}{\partial t} + (\vec{u}_n, \nabla) \vec{u}_n \right) = -\nabla P_n + \mu_n \Delta (\vec{u}_n + \vec{\omega}_1 \times \vec{r}) + \rho_n \vec{F}_n + \vec{G}_n, \quad (5)$$

$$\text{div} \vec{u}_n = 0 \quad (6)$$

$$n = 1, 2, \dots, N.$$

где:  $\mu_n$  – эффективный коэффициент динамической вязкости  $n$ -го слоя частиц.

$$\vec{F}_n = \frac{\bar{\rho}}{2\bar{\rho}_n} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\vec{v} - \vec{u}_n) + (\vec{v} - \vec{u}_n, \nabla) (\vec{v} - \vec{u}_n) + 2\vec{\omega}_1 \times (\vec{v} - \vec{u}_n) + \vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{r}) \right] + F_n (\vec{v} - \vec{u}_n) + \frac{9\bar{\rho}\sqrt{V}}{2\sqrt{\pi}a_n\bar{\rho}_n} \int_0^r \frac{\partial (\vec{v} - \vec{u}_n)}{\partial t} + (\vec{v} - \vec{u}_n, \nabla) (\vec{v} - \vec{u}_n) + 2\vec{\omega}_1 \times (\vec{v} - \vec{u}_n) + \vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{r}) (t-r)^{-1/2} dr, \quad (7)$$

$$\vec{G}_n = -\rho_n g \vec{e}_z - \vec{b}_0 \rho_n - 2\rho_n (\vec{\omega}_1 \times \vec{u}_n) - \vec{\omega}_1 \times (\vec{\omega}_1 \times \vec{r}) \rho_n, \quad (8)$$

где:  $\vec{v}$  – относительная скорость непрерывной фазы;  $P_n$  – давление в  $n$ -ом кольцевом слое;  $V$  – эффективный коэффициент кинематической вязкости непрерывной фазы;  $a_n$  – эквивалентный средний радиус по объему частиц  $n$ -го слоя;  $F_n$  – коэффициент, характеризующий взаимодействие непрерывной фазы с частицами  $n$ -го слоя, который можно представить в следующем виде [11]:

$$F_n = \frac{\bar{\rho}}{2\bar{\rho}_n (1 - \delta_n)^2 a_n} \left( 1.75 V_{0n} + \frac{75v\delta_n}{a_n} \right), \quad (9)$$

где:  $V_{0n}$  – средняя скорость непрерывной фазы на границе  $n$ -го слоя  $\left( r = R - \sum_{p=1}^n h_p \right)$ .

Кроме уравнений (5), (6), описывающих относительное движение  $n$ -ой дискретной фазы ( $n$ -ый кольцевой слой смеси частиц), следует рассматривать уравнение относительно движения непрерывной фазы. Ограничимся линейным приближением, тогда эти уравнения для  $n$ -го кольцевого слоя, можно представить в следующей форме:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(1 - \delta) \nabla P + \mu \Delta (\vec{v} + \vec{\omega}_1 \times \vec{r}) - \rho_n \vec{F}_n + \vec{G}, \quad (10)$$

$$\operatorname{div} \vec{u}_n = 0, \quad (11)$$

где:  $\mu$  – эффективный коэффициент динамической вязкости непрерывной фазы,  $P$  – избыточное давление,  $\delta = \sum_{n=1}^N \delta_n$ :

$$G = -\rho g \vec{e}_z - \vec{b}_0 \rho - 2\rho(\vec{\omega}_1 \times \vec{V}) - \omega_1 \times (\omega_1 \times \vec{r}) \rho. \quad (12)$$

Легко заметить, что основное отличие этих уравнений состоит в появлении для массовой силы дополнительных слагаемых в (5). Действительно, переход к относительному движению приводит в дополнение к реальной массовой силе (сила тяжести) появление сил инерции:  $\vec{b}_0 \rho_n$  – сила инерции поступательного движения цилиндрической поверхности;  $2(\vec{\omega}_1 \times \vec{u}_n) \rho_n$  – кориолисова сила,  $\vec{\omega}_1 \times (\omega_1 \times \vec{r}) \rho_n$  – центробежная сила.

В уравнениях (5) и (10) слагаемое  $\Delta(\vec{\omega}_1 \times \vec{r}) = 0$ , поскольку функция  $\vec{\omega}_1 \times \vec{r}$  является гармонической [16]. Кроме уравнений (5), (6) и (10), (11), поля скоростей  $\vec{u}_n$ ,  $\vec{V}$  и давления  $P_n$  и  $P$  должны удовлетворять начальным условиям и граничным условиям – условия сопряжения на границах раздела дискретных фаз и условиям на поверхности воздухопроницаемой цилиндрической поверхности. Не ограничивая общности, будем полагать, что для моментов времени  $t \leq 0$ , поле скоростей  $\vec{u}_n$  и  $\vec{V}$  и избыточные давления  $P_n$  и  $P$  обращаются в нуль:

$$P|_{t \leq 0} = P_n|_{t \leq 0} = 0, \quad \vec{u}_n|_{t \leq 0} = \vec{V}|_{t \leq 0} = 0. \quad (13)$$

Изменение  $\vec{u}_n$ ,  $\vec{V}$ ,  $P_n$ ,  $P$  для моментов времени  $t > 0$  моделируется уравнениями (5) и (10).

Рассмотрим теперь условия сопряжения на границе раздела кольцевых слоев зерновой смеси (дискретные фазы). Для этого необходимо ввести тензор напряжений  $\sigma^n = (\sigma_{ij}^n)_{i,j=1}^3$  для  $n$ -го кольцевого слоя зерновой смеси. В соответствии с [10, 11], компоненты тензора напряжений можно представить в виде:

$$\sigma_{ij}^n = -P_n \delta_{ij} + 2\mu_n e_{ij}^n, \quad n = 1, 2, \dots, N, \quad i, j = 1, \dots, 3. \quad (14)$$

где:  $e^n = (e_{ij}^n)_{i,j=1}^3$  – тензор скоростей деформации,  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера.

В цилиндрической системе координат имеем [16]:

$$\begin{aligned} e_{11}^n &= \frac{\partial u_z^n}{\partial z}, \quad e_{22}^n = \frac{\partial u_r^n}{\partial r}, \quad e_{33}^n = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial \varphi} + \frac{u_r^n}{r}, \\ e_{23}^n &= e_{32}^n = \frac{r}{2} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u_\varphi^n}{r} \right) + \frac{1}{2r} \frac{\partial u_r^n}{\partial \varphi}, \\ e_{31}^n &= e_{13}^n = \frac{1}{2r} \frac{\partial u_z^n}{\partial \varphi} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial z}, \\ e_{12}^n &= e_{21}^n = \frac{1}{2} \frac{\partial u_r^n}{\partial z} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_z^n}{\partial r}. \end{aligned} \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14) получаем следующее выражения для компонент тензора напряжений в цилиндрической системе координат:

$$\begin{aligned} \sigma_{11}^n &= -P_n + 2\mu_n \frac{\partial u_z^n}{\partial z}, \quad \sigma_{22}^n = -P_n + 2\mu_n \frac{\partial u_r^n}{\partial r}, \\ \sigma_{33}^n &= -P_n + \frac{2\mu_n}{r} \left( \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial \varphi} + \frac{u_r^n}{r} \right), \\ \sigma_{23}^n &= \sigma_{32}^n = \mu_n \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u_r^n}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial r} - \frac{u_\varphi^n}{r} \right), \\ \sigma_{31}^n &= \sigma_{13}^n = \mu_n \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u_z^n}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial z} \right), \\ \sigma_{12}^n &= \sigma_{21}^n = \mu_n \left( \frac{\partial u_r^n}{\partial z} + \frac{\partial u_z^n}{\partial r} \right). \end{aligned} \quad (16)$$

В (15) и (16)  $u_z^n, u_r^n, u_\varphi^n$  – компоненты относительной скорости  $\vec{u}_n$ .

Условия сопряжения на границах кольцевых слоев состоят в непрерывности скоростей и напряжений. Следовательно, на границе раздела  $n$ -го и  $n+1$ -го слоев должны быть непрерывны скорости:

$$\vec{u}_n|_{r=\bar{h}_n} = \vec{u}_{n+1}|_{r=\bar{h}_n}, \quad n = 1, 2, \dots, N-1, \quad (17)$$

где:  $\bar{h}_n = R - \sum_{p=1}^n h_p$ .

На этих же границах должны быть непрерывны касательные и нормальные компоненты тензоров напряжений дискретных фаз:

$$\mu_n e_{ij}^n \tau_i n_j |_{r=\bar{h}_n} = \mu_{n+1} e_{ij}^{n+1} \tau_i n_j |_{r=\bar{h}_n}, \quad (18)$$

$$(P_n - 2\mu_n e_{ij}^n n_i n_j) |_{r=\bar{h}_n} = (P_{n+1} - 2\mu_{n+1} e_{ij}^{n+1} n_i n_j) |_{r=\bar{h}_n}. \quad (19)$$

Здесь, по повторяющимся индексам подразумевается суммирование, а через  $n_i$  и  $\tau_i$  обозначены компоненты единичных векторов нормальных и касательных к границе раздела слоев. Кроме условий сопряжения (18), (19) следует поставить граничные условия на цилиндрической поверхности и на границе кольцевого слоя с воздухом (свободная граница). На свободной границе, в пренебрежение действия воздуха на динамику зерновой смеси, напряжения должно обращаться в нуль:

$$\vec{n} \cdot \sigma^N \Big|_{r=R - \sum_{p=1}^N h_p} = 0, \quad (20)$$

где:  $\vec{n}$  – орт нормали к свободной границе;  $\sigma^N$  – тензор напряжений  $N$ -го кольцевого слоя.

Векторное равенство (20) эквивалентно трем скалярным равенствам, а именно:

$$\sigma_{22}^N \Big|_{r=h} = \sigma_{12}^N \Big|_{r=h} = \sigma_{32}^N \Big|_{r=h} = 0, \quad (21)$$

где:  $h = R - \sum_{p=1}^N h_p$  – суммарная толщина кольцевых слоев зерновой смеси.

Рассмотрим теперь граничные условия на цилиндрической поверхности. Будем полагать, что скорости частиц прилегающих к цилиндрической

поверхности не равны нулю и, следовательно, допускается проскальзывание. Это означает, что имеет место равенство касательных напряжений кольцевого слоя, примыкающего к цилиндрической поверхности, силе сопротивления этой поверхности, отнесенной к единице площади. Таким образом, будем полагать, что на цилиндрической поверхности ( $r = R$ ) выполняется условие:

$$\sigma_{12}^1 \Big|_{r=R} = fN, \quad \sigma_{32}^1 \Big|_{r=R} = fN, \quad (22)$$

где:  $N$  – нормальное давление;  $f$  – коэффициент трения скольжения.

Нормальное давление на единицу площади будет равно:

$$N = \left| \vec{n} \sigma^1 \vec{n} \right| \Big|_{r=R} = \left| \sigma_{22}^1 \right| \Big|_{r=R} \quad (23)$$

Учитывая (23) имеем:

$$\sigma_{12}^1 \Big|_{r=R} = f \left| \sigma_{22}^1 \right| \Big|_{r=R}, \quad \sigma_{32}^1 \Big|_{r=R} = f \left| \sigma_{22}^1 \right| \Big|_{r=R} \quad (24)$$

На основании выше изложенного задача о моделировании послойного движения зерновой смеси по вращающейся цилиндрической воздухопроницаемой поверхности состоит в построении решения системы интегро-дифференциальных нестационарных уравнений (6), (10) удовлетворяющих начальным уравнениям (13) и краевым условиям (18), (19), (21), (24).

Для дальнейшего исследования системы уравнений (6), (10) представим ее в цилиндрической системе координат. После ряда преобразований будем иметь:

$$\frac{\partial u_z^n}{\partial t} + \vec{u}_n \nabla u_z^n = -\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial P_n}{\partial z} + v_n \nabla u_z^n + F_z^n - g - A \omega_2^2 \sin \omega_2 t. \quad (25)$$

$$\frac{\partial u_r^n}{\partial t} + \vec{u}_n \nabla u_r^n - \frac{u_\varphi^n}{r} = -\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial P_n}{\partial z} + v_n \left( \Delta u_r^n - \frac{u_r^n}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial \varphi} \right) + F_r^n + 2\omega_1 u_\varphi^n + r\omega_1^2. \quad (26)$$

$$\frac{\partial u_\varphi^n}{\partial t} + \vec{u}_n \nabla u_\varphi^n + \frac{u_r^n u_\varphi^n}{r} = -\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial P_n}{\partial \varphi} + v_n \left( \Delta u_\varphi^n + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r^n}{\partial \varphi} - \frac{u_\varphi^n}{r^2} \right) + F_\varphi^n - 2u_r^n \omega_1. \quad (27)$$

$$\frac{\partial u_z^n}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r^n) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi^n}{\partial \varphi} = 0. \quad (28)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{(1-\delta)}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + v \Delta V_z - \frac{\rho_n}{\rho} F_z^n - g - A \omega_2^2 \sin \omega_2 t. \quad (29)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} = -\frac{(1-\delta)}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + v \left( \Delta V_r - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} \right) - \frac{\rho_n}{\rho} F_r^n + 2\omega_1 V_\varphi + r\omega_1^2. \quad (30)$$

$$\frac{\partial V_\varphi}{\partial t} = -\frac{(1-\delta)}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + v \left( \Delta V_\varphi + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right) - \frac{\rho_n}{\rho} F_\varphi^n - 2V_r \omega_1. \quad (31)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} = 0. \quad (32)$$

где:

$$F_z^n = \frac{\bar{\rho}}{2\bar{\rho}_n} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_z - u_z^n) + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_z - u_z^n) \right] + F_n (V_z - u_z^n) + \frac{9\bar{\rho}\sqrt{v}}{2\sqrt{\pi a_n \bar{\rho}_n}} \int_0^t \left[ \frac{\partial (V_z - u_z^n)}{\partial t} + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_z - u_z^n) \right] (t-\tau)^{-1/2} d\tau \quad (33)$$

$$F_r^n = \frac{\bar{\rho}}{2\bar{\rho}_n} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_r - u_r^n) + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_r - u_r^n) - \frac{(V_\varphi - u_\varphi^n)}{r} - 2\omega_1 (V_r - u_r^n) - \omega_1^2 r \right] + F_n (V_r - u_r^n) + \frac{9\bar{\rho}\sqrt{v}}{2\sqrt{\pi a_n \bar{\rho}_n}} \int_0^t \left[ \frac{\partial (V_r - u_r^n)}{\partial t} + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_r - u_r^n) - \frac{(V_\varphi - u_\varphi^n)}{r} - 2\omega_1 (V_r - u_r^n) - r\omega_1^2 \right] (t-\tau)^{-1/2} d\tau \quad (34)$$

$$F_\varphi^n = \frac{\bar{\rho}}{2\bar{\rho}_n} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (V_\varphi - u_\varphi^n) + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_\varphi - u_\varphi^n) + \frac{(V_r - u_r^n)(V_\varphi - u_\varphi^n)}{r} + 2(V_r - u_r^n)\omega_1 \right] + F_n (V_\varphi - u_\varphi^n) + \frac{9\bar{\rho}\sqrt{v}}{2\sqrt{\pi a_n \bar{\rho}_n}} \int_0^t \left[ \frac{\partial (V_\varphi - u_\varphi^n)}{\partial t} + (\vec{V} - \vec{u}_n) \nabla (V_\varphi - u_\varphi^n) + \frac{(V_r - u_r^n)(V_\varphi - u_\varphi^n)}{r} + 2(V_r - u_r^n)\omega_1 \right] (t-\tau)^{-1/2} d\tau. \quad (35)$$

$$\vec{u}_n = u_z^n \vec{e}_z + u_r^n \vec{e}_r + u_\varphi^n \vec{e}_\varphi,$$

где:  $\vec{V} = V_z \vec{e}_z + V_r \vec{e}_r + V_\varphi \vec{e}_\varphi$ , – осевая, радиальная

$$u_z^n, u_r^n, u_\varphi^n (V_z, V_r, V_\varphi)$$

и окружная проекции скорости  $n$ -го кольцевого слоя (осевая, радиальная и окружная проекции скорости непрерывной фазы).

На основе решений системы уравнений (25) – (32) будут построены математические модели, описывающие различные режимы движения зерновой смеси по воздухопроницаемой цилиндрической поверхности.

## ВЫВОДЫ

В соответствии с полученными результатами, возможно, констатировать, что подход к решению поставленной задачи является адекватным и дальнейшее моделирование процессов актуально.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бредихин В., Тищенко Л., Пивень М. 2013.** Определение эффективного коэффициента динамической вязкости зерновой смеси, находящейся на рабочей поверхности пневмосортировального стола. MOTROL «Determination of effective coefficient of dynamic viscosity of the grain mix which is on a working surface of a pneumosorting table.» – Poland: Lublin, – Vol. 15 D. – 21-30.
2. **Фадеев Л.В. 2015.** Зерно. Очистка. Производство семян. Щадящие технологии Фадеева. Харьков, 96.
3. **Мачихина Л.И. 1983.** Очистка риса – зерна / Л.И. Мачихина. – М.: Колос, 136.
4. **Суконкин Л.М. 1997.** Разделение зерновых материалов на решетных сепараторах / Л.М. Суконкин, В.М. Дринча. Тракторы и с.х. Машины. – №1. – 28-33.
5. **Clark В. 1983.** Cleaning seeds by fluidized bed medium / В.Clark Transactions of the ASAE. – Vol. 26.- N 4. 987-990.
6. **Clark В. 1985.** Cleaning seeds by fluidized bed medium / В.Clark Journal of Agricultural Engineering Research. – Vol. 31.- N 3.- 231-242.

7. **Дринча В.М.** 2006. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки Воронеж: Изд-во НПО "МОДЭК", – 384.
8. **Тищенко Л.Н.** 2010. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.П. Мазаренко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин.- Харьков: ХНТУСХ, "Мисьдрук", – 360.
9. **Тищенко Л.Н.** 2012. Вибросепарирование плоским решетом неоднородного слоя зерна. друк. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D. – P. 21-30.
10. **Тищенко Л.Н.** 2012. Колебательные процессы в зерновых смесях на решетках виброцентробежных сепараторов. друк. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D. – 30-39.
11. **Тищенко Л.Н.** 2012. Моделирование потока зернового слоя на решетке с учетом просеивания. друк. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, – Vol. 14 D. – 39-48.
12. **Тищенко Л.Н.** 2004. Интенсификация сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко.- Харьков: Основа, 224.
13. **Дулаев В.Г.** 1986. Анализ вибрационного и вибропневматического процессов разрешения зерновок пшеницы различной плотности и стекловидности / В.Г. Дулаев, Г.В. Яцевич, В.В. Гортинский // Труды ВНИИЗ.- М., Вып. 107.- 84-91.
14. **Кизильвальтер Б.В.** 1979. Теоретические основы гравитационных процессов обогащения / Б.В. Кизильвальтер .- М.: Недра, 295.
15. **Нигматулин Р.И.** 1978. Основы механики гетерогенных сред / Р.И. Нигматулин.- М.: Наука, 336.
16. **Соус С.** 1971. Гидродинамика многофазных систем / С. Соус.- М.: Мир, 536.
17. **Тищенко Л.Н.** 2010. Виброрешетчатая сепарация зерновых смесей "Мисьдрук".- 360.
18. **Крылов В.И.** 1976. Вычислительные методы. Т. 2 / В.И. Крылов, В.В. Бобков, П.И. Монастырский.- М.: Наука, 399.
19. **Лаврентьев М.А.** 1958. Методы теории функций комплексного переменного / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат.- М.: Изд-во физико-математической литературы, 674.
20. **Корн Г.** 1970. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 720.

#### TO MATHEMATICAL MODEL OF DIVISION OF GRAIN MIXES ACCORDING TO DENSITY CYLINDRICAL WORKING SURFACES

Elements of physical and mathematical modeling of separation processes of grain mixes on specific gravity of seeds by vibro- and pneumocentrifugal separators are considered. It is defined that the processes happening in the separators having a cylindrical working surface significantly differ from processes on a working surface of pneumosorting tables [1].

While working out the mathematical models we believe that under influence of an air stream and fluctuations of a basic surface there was a stratification of a fluidized grain layer on height (along an axis which is perpendicular basic surface). The N - layers are formed as a result of various aero gravitational and hydrodynamic properties of the particles. The movement of each layer of particles are considered as the movement of continuous environments, and the interaction of these media is modelled by the corresponding edge conditions at the limits of the environments section. Thus, according to the main concepts of mechanics of multiphase systems the movement of the fluidized layer of particles stratified on height is simulated as the movement of the N+1 phase system consisting of N layers of particles of discrete phases and one continuous phase – the gaseous environment (air).

The circular cylindrical surface which makes a uniform rotary motion round a vertical axis with an angular speed and the oscillating harmonious motion along this axis with a circular frequency and amplitude is studied. It is established that as a result of influence of an air stream, a field of centrifugal forces and a gravitational field N-of ring layers of the particles possessing various aero gravitational and hydrodynamic properties was formed. The dynamics of such N-of phase structure is researched according to cylindrical system of coordinates which is rigidly connected with a moving cylindrical surface. The movement of each N layer of particles is considered as the movement of the continuous environment. Boundary conditions on a cylindrical surface are defined. Speeds of the particles adjacent to a cylindrical surface aren't equal to zero and, therefore, slipping is allowed. It means that equality of tangent tension of the ring layer adjoining a cylindrical surface, force of resistance of this surface carried to unit of area takes place. On free border the effect of air on dynamics of grain mix on tension is zero.

Entry and boundary conditions as well the equations are worked out. Solving of the equations will allow to simulate the processes happening on a working surface of a vibration pneumatic sorting machine.

**Key words:** cylindrical surface, ring layer, continuous phase, grain mix.



## АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОБЕСКРЫЛИВАНИЯ СЕМЯН ХВОЙНЫХ ПОРОД

*Владимир Лукьяненко, Иван Галич*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко  
ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: [system-quality@mail.ua](mailto:system-quality@mail.ua)*

*Volodymyr Lukyanenko, Ivan Galych*

*Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [system-quality@mail.ua](mailto:system-quality@mail.ua)*

**Аннотация.** В работе рассмотрены способы, применяемые для обескрыливания семян хвойных пород, которые разделены на следующие группы: ручные, водные, огневой, аэродинамические, механические и комбинированные.

Наиболее простыми и широко применяемыми являются ручные способы, которые осуществляются путем ручного перетирания семян.

Водное обескрыливание заключается в том, что семена смачивают водой и, перемешивая, просушивают с последующей очисткой от примесей.

Для рассмотренных ручных и водных способов обескрыливания семян характерен ряд недостатков, таких как высокая трудоемкость, низкая эффективность и малая производительность процессов.

Огневой способ обескрыливания семян заключается в подаче семян в зону огненной струи. В силу своей пожароопасности и необходимости проведения дополнительных противопожарных мероприятий широкого практического применения не нашел.

Процесс аэродинамического обескрыливания происходит за счет истирания крылаток в результате сил трения, возникающих при движении семян по воздухопроводу и трения их друг о друга. Для таких обескрыливателей характерны следующие недостатки. В их конструкциях отсутствуют устройства, предназначенные для регулирования подачи семян подлежащих обескрыливанию, что приводит к невозможности регулирования производительности процесса и качества обескрыливания семян.

Широко распространенные механические способы обескрыливания. Они основаны на механическом воздействии рабочих органов обескрыливателя на семена.

Комбинированные способы, направленные на повышение эффективности процесса обескрыливания семян и заключаются в предварительном увлажнении подлежащих обескрыливанию семян с последующим отделением от них крылаток за счет сил трения, возникающих между семенами, а также между семенами и вращающейся сетчатой цилиндрической поверхностью под действием горячего сжатого воздуха.

**Ключевые слова:** семена хвойных пород, подготовка семян, способ обескрыливания, обескрыливатель.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Для высококачественного и своевременного выращивания посадочного материала и воспроизводства лесонасаждений в лесной промышленности необходимо широкое применение средств механизации и автоматизации всех технологических процессов, важнейшим из которых является подготовка семенного материала к посеву [1].

Последняя включает в себя обескрыливание, очистку и разделение семян на фракции по какому либо признаку разделения [2].

Использование в качестве признака разделения нескольких физико-механических свойств одновременно позволяет получать наилучшие результаты [3].

Техническим средством, которое разделяет семенные смеси по комплексу физико-механических свойств (форме, шероховатости и упругости) является вибрационная семяочистительная машина с рабочим органом в виде пакетов плоских фрикционных неперфорированных плоскостей, имеющих наклон в двух взаимоперпендикулярных плоскостях [3].

Исследования сепарации семян лесных культур хвойных пород на вибрационной семяочистительной машине показали, что на процесс разделения сильное воздействие оказывает степень обескрыливания семян [4]. Так, семена, обладающие высокими качественными показателями, попадали в приемники отходов из-за неполного их обескрыливания.

Таким образом, для использования вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими органами для подготовки семян хвойных пород необходимо ее снабдить обескрыливающим устройством.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В литературе содержится ряд сведений, рассматривающих вопросы обескрыливания семян. Изучением вопросов, связанных с обескрыливанием семян, занимались В. Шмидт, А.П. Тольский, А. Янакиев, А.А. Звиедре, Ю.И. Полупарнев и т.д. Наиболее обширные исследования проблемы обескрыливания семян проведены Л.Т. Свиридовым.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

С целью разработки обескряливающего устройства для вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими органами, необходимо провести анализ способов обескряливания лесных семян хвойных пород.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Обескряливание осуществляется различными технологическими приемами и способами. Последние можно разделить на: ручные, водные, огневые, аэродинамические, механические и комбинированные (рис. 1) [5].

Известно два ручных способа:

1) перемешивание семян в полотняных мешках. В этом случае обескряливание происходит в результате механического воздействия семян друг на друга;

2) перемешивание небольшого объема семян через специальные сита [6].

При ручном способе обработки недообескряливается более 15% семян, которые при дальнейшей обработке попадают в отходы и являются неучтенными потерями. Высокая трудоемкость и низкая производительность делают целесообразным использовать ручные способы обескряливания только при обработке небольших партий семян.

Водное обескряливание, применяемое в отдельных лесхозах и лесничествах, также подразделяется на два способа [7 - 10]:

1) семена смачивают водой и перемешивая, просушивают на брезенте или на других полотнах в течении 3 - 4 часов с последующей очисткой от примесей на ветру или воздушно-решетных устройствах [9];

2) замачивание семян с крылатками в емкости с водой в течении 5 - 10 минут, сушка в течении 10 - 15 часов на солнце или в сушилке с последующей очисткой от примесей [5].

Водные способы часто приводят к загниванию,

перегреву и снижению всхожести семян при дальнейшем хранении.

Огневой способ обескряливания семян заключается в подаче обескряливаемых семян в зону огневой струи [10, 11]. Кратковременное воздействие (0,25...0,50 с) пламени паяльной лампы на семена приводит почти к полному обгоранию их крылаток. Семена, обработанные огневым способом, не теряют своей жизнеспособности. Данный способ обескряливания семян достаточно прост и для его осуществления не требуются сложные устройства и приспособления. Но в силу своей пожароопасности и необходимости проведения дополнительных противопожарных мероприятий огневой способ широкого практического применения не нашел.

При аэродинамическом способе обескряливания используется высокоскоростной воздушный поток. При этом процесс обескряливания происходит за счет истирания крылаток в результате сил трения, возникающих при движении семян по воздухопроводу, трения их друг о друга и о стенки [12].

Для обескряливателей пневматического действия характерны следующие недостатки. В их конструкциях отсутствуют устройства, предназначенные для регулирования подачи семян подлежащих обескряливанию, что приводит к невозможности регулирования производительности процесса и качества обескряливания семян. Высокие скорости воздушного потока, на которых основан процесс аэрошелушения, влекут за собой истирание поверхности семян и, соответственно, их повышенное травмирование. При этом не исключена вероятность забивания воздухопроводов обескряливателей обрабатываемыми семенами, а отсутствие устройств устраняющих этот существенный недостаток приводит к выходу обескряливателей пневматического действия из строя.

Вследствие указанных недостатков конструкции, принцип работы которых основан на способе аэрошелушения семян, не нашли практического применения.

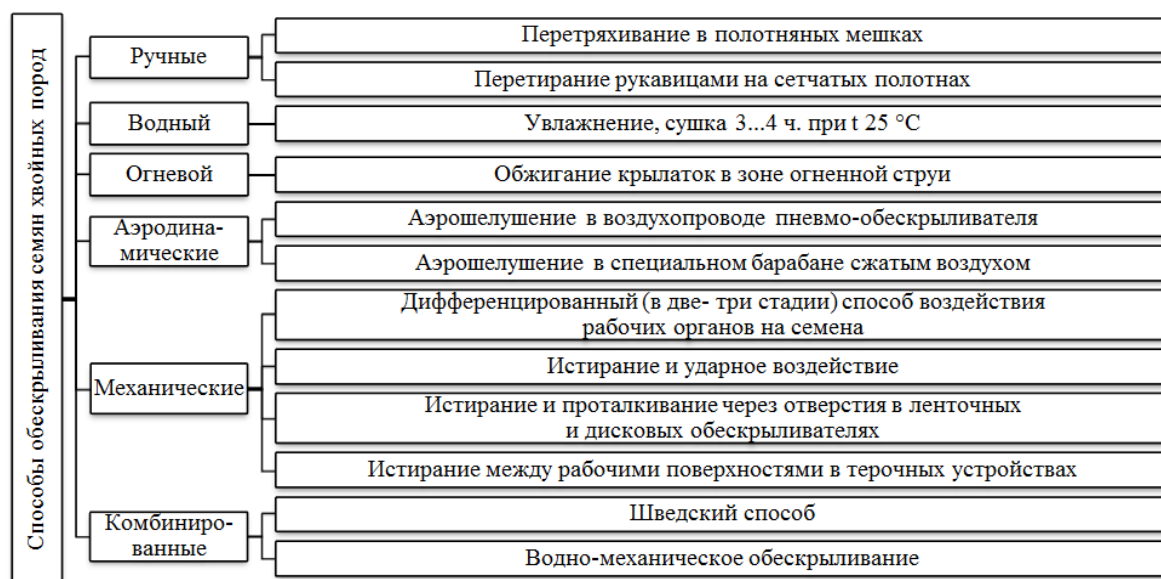


Рис. 1. Схема способов обескряливания семян

Fig. 1. Driving methods of removing the wings seeds

Особого внимания заслуживают комбинированные способы обескрыливания семян хвойных пород. Один из таких применяется в Швеции. Отличительной чертой этого способа является предварительное увлажнение подлежащих обескрыливанию семян с последующим отделением от них крылаток за счет сил трения, возникающих между семенами и вращающейся сетчатой цилиндрической поверхностью под действием горячего сжатого воздуха. Семена предварительно увлажняются и помещаются в загрузочное устройство, из которого питателем с регулируемой производительностью подаются во вращающийся сетчатый барабан. В него же подается подогретый сжатый воздух. Интенсификация процесса достигается изменением подачи сжатого воздуха и угла наклона оси вращения сетчатого барабана [13].

Для такого способа [5] обескрыливания семян характерны следующие недостатки:

– необходимость подсушки обескрыливаемых семян влечет за собой потребность в дополнительном оборудовании для автоматизации процесса сушки, замера и регулирования влажности семян;

– для реализации способа требуются сложные устройства и приспособления.

Предложенный А.В. Власовым [13, 14] комбинированный водно-механический способ обескрыливания семян хвойных пород состоит в следующем: сухие крылатые семена помещают в обескрыливающее устройство – сетчатый цилиндр с расположенными внутри него щеточными рабочими органами. Порцию подлежащих обескрыливанию семян (около 2 кг), увлажняют водой и раствором марганцовокислого калия (0,5...1, 0 л), прокручивают 3 - 4 минуты. Затем семена помещают в сушилку. После сушки обескрыленные семена подвергают очистке и сортированию.

Данному способу присущи недостатки, характерные для шведского способа.

Широкое распространение получили механические способы обескрыливания, основанные на механическом воздействии рабочих органов обескрыливателя на обескрыливаемые семена [15 - 17]. Их можно разделить на пять основных групп:

1) Истирание обескрыливаемых семян между рабочими поверхностями в прочных устройствах [5]. Обработываемые семена подаются на бесконечную ленту, верхняя поверхность которой проходит между двумя деками, выполненными из материала с высоким коэффициентом трения. Вместо ленты конструкция может иметь вид двух терочных поверхностей, расположенных в вертикальной плоскости. Причем одна из них или обе могут быть снабжены щеточными элементами и совершать возвратно-поступательное движение. Обескрыливание семян происходит под действием щеток, терок, а также вследствие трения семян друг о друга.

К недостаткам относятся: громоздкость конструкции, большие потери полноценных семян в отходы и травмирование семян, низкая производительность, необходимость два-три раза пропускать семена через машину для получения качества семенного материала, удовлетворяющего посевным требованиям.

2) Истирание и проталкивание через отверстия в ленточных и дисковых обескрыливателях. Способ осуществляется, так же как и первый, с той лишь разницей, что одна из поверхностей изготовлена из сетки.

Отличительной особенностью этого способа является то, что обескрыливание семян происходит не только за счет сил трения, возникающих между семенами и терочными поверхностями, но и за счет проталкивания семян сквозь отверстия сеток или решет [18].

3) Истирание и ударное воздействие на семена в барабанных обескрыливателях [10].

Обескрыливание семян происходит за счет ударного воздействия рабочих органов обескрыливателя на семена, сил трения возникающих между рабочей поверхностью и стенками обескрыливателя. В качестве рабочих органов применяются полоски из эластичной резины, сетки (капроновые, металлические, из конского волоса и др.).

К недостаткам способа относится: сильное травмирование семян, большие потери полноценных семян в отходы и низкая производительность.

4) Истирание, удар и проталкивание через отверстия в барабанных обескрыливателях с сетчатой рабочей поверхностью [20].

Обработываемые семена загружаются в обескрыливатель и под действием рабочих органов перемещаются вдоль оси обескрыливателя, при этом, за счет радиальных сил происходит их проталкивание сквозь отверстия сеток.

Способ имеет явно выраженные недостатки: травмирование семян и низкая производительность.

5) Дифференцированный способ (в две-три стадии воздействия рабочих органов обескрыливателя на семена) [21].

Способ реализуется за счет последовательного применения мягкого (в загрузочном бункере) и нормального (в обескрыливателе) режимов воздействия рабочих органов на семена. Семенная масса загружается в бункер семяочистительной машины и под действием шнеково-щеточного питателя перемещается в центр к разгрузочному отверстию. В процессе движения семян к разгрузочному отверстию происходит их предварительное обескрыливание и выделение мелких семян, которые наиболее подвержены травмированию.

К достоинствам способа можно отнести: двухстадийный способ обработки семян с предварительным выделением мелких фракций, и как следствие повышение производительности, качества обескрыливания и снижение травмирования.

## ВЫВОДЫ

1. Применение вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими органами для подготовки семян хвойных пород невозможно без установки на ней обескрыливающего устройства.

2. При разработке конструкции обескрыливателя наиболее перспективным является дифференцированный (в две-три стадии) способ воздействия рабочих органов на семена.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Очегаров А.В. 2007.** Проектирование и исследование бункеров-дозаторов с оптимальными конструктивно-технологическими параметрами с учетом информационной оценки неоднородности физико-механических свойств семян хвойных пород. – М. 27.
2. **Ковалишин С., Паранюк В., Дадак В., Соколюк В. 2012.** Оценка и определение новых признаков разделения мелкосеменных смесей сельскохозяйственных культур. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. V. 14, №4. 160-164.
3. **Лукьяненко В., Галич И. 2013.** Повышение производительности вибрационной семяочистительной машины с неперфорированными рабочими плоскостями. Motrol. Lublin, Vol. 15, No 7, 185-191.
4. **Лук'яненко В.М., Галич І.В., Никифоров А.О. 2015.** Мехатронная вибрационная семяочистительная машина. Весник ХНТУСГ им. П. Василенко. Харьков, Вып. 156. 413-419.
5. **Заика П.М., Лукьяненко В.М., Альберт В.Э., Пелевина Н.Н., Носова М.А. 1996.** Повышение качества семян хвойных пород. Тр. ХГТУСХ. Вопросы электрификации сельского хозяйства. 80-84.
6. **Свиридов Л.Т. 1992.** Повышение эффективности механизированной обработки семян хвойных пород. М, 576.
7. **Тольский А.П. 1977.** Лесное семеноводство. М.: Госбумиздат, 167.
8. **Михайлов А.П. 1962.** Как мы механизировали переработку семян хвойных пород. Лесн. хоз-во. №2, 96-98.
9. **Озроин В.П. 1962.** Водное обескрыливание семян сосны и ели. Лесн. хоз-во. №3, 78-81.
10. **Соловьев В.А. 1977.** Обескрыливание семян хвойных пород водным способом. Лесн. хоз-во. №2, 68-71.
11. **Крутиков Л.П. 1966.** О классификации обескрыливателей лесных семян. Тр. среднеазиат. НИИЛхоз. Ташкент, 284-288.
12. **Левин Я.С. 1961.** Исследование факторов, влияющих на дробление зерна. Сб. науч. тр. Всесоюз. науч. иссл. ин-т машиностроения. М.: ЦНТИ, Вып. 52, 5-14.
13. **Маскаев Н.М., Куракин Б.Н. 1973.** Обескрыливание лесных семян. А.с. №371879. Заявл. 15.09.72; Опубл. 24.12.73, Бюл. №13, 4.
14. **Тищенко А.И.** Индустриализация лесовосстановительных работ в Швеции. Лесн. хоз-во за рубежом: экспрессинформ. БНТИлесхоз. Вып. 12, С 2-15.
15. **Баранов А.М., Кублицкий В., Брук Б. 1983.** Современные тенденции механизации работ при лесовосстановлении в Швеции. М.: ЦБНТИ, 17.
16. **Саларидзе Б.Г., Саралидзе Г.М. 1979.** Машина для обескрыливания и очистки семян. А.с. № 871774. Заявл; 16.11.79, опубл. 05.04.81, Бюл. № 38, 4.
17. **Скрынников Б.М., Ханюков Ю.Б. 1985.** Устройство для обескрыливания лесных семян. А.с. №1291041. Заявл. 22.07.85. опубл. 1.02.87, Бюл. №7, 4.
18. **Власов А.В. 1966.** Обескрыливатель конструкции Ново-Бурятского лесхоза – Лесн. хоз-во, №3, 50-51.
19. **Маринов К. 1998.** Исследование технологического режима по обескрыливанию семян сосны белой. Научно-технические проблемы в развитии ресурсосберегающих технологий и оборудования лесного комплекса. Воронеж, 74-76.
20. **Ben J. Lowman and Kirk Casawan. 1978.** Dewinger for small seed-lots. Tree Planters Notes. Vol. 29. №4. 21-23.
21. **Нартов П.С., Полупарнев Ю.И., Свиридов Л.Т. 1979.** Механизация очистки и предпосевной обработки лесных семян. М.: ЦБНТИ-лесхоз, 32.
22. **Свиридов Л.Т., Благодрагов Д.К., Кочегаров А.В. 2002.** Машина для обескрыливания лесных семян. Информ. листок, №298, 2.

## ANALYSIS OF WAYS TO REMOVE WINGS SEEDS OF CONIFEROUS ROCKS

**Summary.** The paper discusses the methods used for removing the seed wings of coniferous species. All current methods can be divided into groups: manual, water, fire, aerodynamic, mechanical, and combined.

The simplest and most widely used are the manual methods that are implemented by manually grinding the seeds.

Water removing wings is that the seeds are moistened with water and, stirring, dried, followed by purification from impurities.

For manual reviewed and water ways to remove wings of seeds characterized by several disadvantages, such as high complexity, low efficiency and low productivity of processes.

Fire way to remove wings of the seed is to supply seed to the zone of fire streams. Because of their fire risk and the need for additional fire prevention measures wide practical application not found.

The removal process of aerodynamic wings removing occurs due to abrasion wings as a result of the friction forces arising from the movement of seeds through the air duct and rubbing them against each other. Such wings removing are characterized by the following disadvantages. The design has no devices designed to regulate the flow of seeds that leads to the impossibility of regulating the efficiency of process and quality of seed wings removal.

**Key words:** seeds of conifers, preparation of seeds, method of removing wings, remover wings.

## ПОВЫШЕНИЕ УРОЖАЙНОСТИ ТОМАТОВ ЗА СЧЁТ ПОСЕВА ПРОРОЩЕННЫМИ СЕМЕНАМИ

*Николай Бакум, Дмитрий Ящук, Николай Крекот*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

*Nicholay Bakum, Dmitry Yashchuk, Nicholay Krekot*

*Kharkov national technical university of agriculture of the named after Petra Vasilenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

**Аннотация.** Среди овощных культур большинство являются теплолюбивыми и с большим сроком прорастания. Поэтому получение всходов в прогретом грунте при пониженной влажности без искусственного орошения часто бывает практически невозможно. В Харьковской национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко разрабатывается способ высева пророщенных семян гидросеялкой вместе с поливной водой. При таком способе высева даже в условиях недостаточной влажности удается получить дружные всходы для многих сельскохозяйственных культур. В статье приводятся результаты сравнительных полевых исследований по установлению влияния способов и сроков посева на полевую схожесть и урожайность томатов.

Опыты закладывались на одном поле Института овощеводства и бахчеводства НААНУ которое разделяли на прямоугольные участки площадью 10 м<sup>2</sup>. Для исключения влияния не исследуемых факторов выбирали однородные участки поля, а участки в каждой повторности размещали на основе рандомизованных методов. Каждый фактор исследовался в четырехкратной повторности. Каждую операцию ухода за посевами на всех участках всех повторностей выполняли в один день, качественно в соответствии с агротехническими требованиями. За несколько дней до уборки урожая оценивали состояние посевов на каждом участке, выделяли зачетную площадь каждого участка. На каждом участке семена высеивались экспериментальной гидросеялкой.

Лабораторно-полевыми исследованиями установлена возможность повышения полевой схожести томатов более чем на 20% за счет посева пророщенными семенами с одновременным поливом рядков.

Посев пророщенными семенами обеспечивает появление сходов уже на седьмой день при ранних посевах и на 4 день при поздних.

Полевыми исследованиями подтверждено увеличение урожайности томатов за счет высева пророщенными семенами в ранние сроки с 254 до 302 ц/га (на 48 ц/га), а в поздние сроки с 174 до 291 ц/га (на 117 ц/га).

**Ключевые слова:** томаты, пророщенные семена, полевая схожесть, урожайность, гидросев, гидросеялка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Необходимым условием получения высоких урожаев качественной овощной продукции является получение дружных всходов. Среди овощных культур большинство являются теплолюбивыми и с большим сроком прорастания. Поэтому получение всходов в прогретом грунте при пониженной влажности без искусственного орошения часто бывает практически невозможно. Разработка перспективных способов посева овощных культур обеспечивающих получение качественных сходов даже в условиях недостаточной влажности является актуальной научно-прикладной задачей для повышения эффективности овощеводства в полевых условиях.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Разрабатывается способ высева пророщенных семян гидросеялкой вместе с поливной водой. [8–11] Благодаря дополнительному увлажнению почвы на уровне семенного ложа удается получить всходы с пророщенных семян на 2-7 день после посева. При таком способе высева даже в условиях недостаточной влажности удается получить дружные всходы. Вместе с тем следует отметить что высев пророщенных семян может давать заниженные результаты при использовании в ранние сроки до прогрева почвы [1–7].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Обоснование агротехнических параметров высева пророщенных семян томатов гидросеялкой.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Лабораторно-полевые исследования влияния способа посева, сроков высева, расхода воды на погонный метр рядка посевов, на полевую схожесть, урожайность и качество полученной продукции проводили совместно с ИОБ НААНУ.

Влияние указанных факторов на урожайность и качество полученной продукции оценивали методом полевого эксперимента. Опыты закладывались на

одном поле Института овощеводства и бахчеводства НААНУ которое разделяли на прямоугольные участки площадью 10 м<sup>2</sup>. Для исключения влияния не исследуемых факторов выбирали однородные участки поля, а участки в каждой повторности размещали на основе рандомизованных методов. Каждый фактор исследовался в четырехкратной повторности. Каждую операцию ухода за посевами на всех участках всех повторностей выполняли в один день, качественно в соответствии с агротехническими требованиями. За несколько дней до уборки урожая оценивали состояние посевов на каждом участке, выделяли зачетную площадь каждого участка, а при необходимости и площадь выбраковки из за повреждения растений при их развитии. Урожай с участков для всех повторностей собирали вручную в течение одного дня. Урожай с выбравок и незачетных площадей собирали заранее. При уборке и определении урожайности томатов придерживались требований государственных стандартов по подготовке их к реализации. При этом всю валовую продукцию делили на товарную и не товарную.

На всех участках высев семян как пророщенных, так и не пророщенных (сухих) выполняли экспериментальной гидросеялкой (рис. 1, 2) которая предназначена для посева пророщенных семян вместе с водой или водными растворами минеральных удобрений, биологически активных компонентов.

Предложенная конструкция гидравлической сеялки для посева пророщенных семян состоит из резервуара 1, который устанавливается на шасси одноосного полуприцепа 2. Резервуар 1 имеет заливную горловину 3 для загрузки водо-семенной смеси и трубопроводом 4 соединен с гидравлическим высевающим аппаратом централизованного посева 5. К посевному аппарату 5 присоединены семяпроводы 6 второй конец которых прикреплен к основанию сошников 7 посевных секций 8 смонтированных на раме сеялки 9, которая с помощью навески с гидроцилиндром 10 присоединяется к раме полуприцепа 2. Каждая посевная секция 8 имеет опорно-копирующую каретку с двумя катками 11 и регулирующим механизмом глубины хода сошников 12. Внутри резервуара 1 цилиндрической формы на валу 13 закреплены мешалки 14 таким образом, что смежные мешалки смещены относительно друг друга на 90°. На каждой мешалке 14 равномерно по всей ее длине установлены поперечные лопасти 15, длина которых равна шагу размещения мешалок 14 на валу 13. Привод вала 13 мешалок 14 выполняется гидромотором 16 через клиноременную передачу 17.

Высев пророщенных семян гидравлической се-

ялкой выполняется следующим образом: сначала через заливную горловину 3 резервуара 1 заливается жидкость (вода или растворы удобрений) и загружаются пророщенные семена. Посевной агрегат выезжает в поле, прокладывается след первого прохода сеялки, включается гидромотор 16 привода вала 13 мешалок 14, опускаются посевные секции 8 и регулируется глубина хода сошников 7. При движении агрегата водо-семенная смесь из резервуара 1 через трубопровод 4 поступает в гидравлический высевной аппарат централизованного посева 5, где основной поток водо-семенной смеси делится на несколько и по семяпроводам 6 выливаются в бороздки сформированные сошниками 7. Высеянные семена засыпаются почвой и прикатываются задними катками кареток 11.

За счет интенсивного перемешивания лопастями 15 мешалок 14 достигается одинаковая концентрация водо-семенной смеси в резервуаре 1 независимо от количества смеси. Выполнение лопастей 15 длиной равной шагу установки мешалок 14 на валу 13 обеспечивает интенсивное перемешивание всего объема смеси при минимальных оборотах вала 13, что сводит к минимуму повреждения ростков пророщенных семян.

Таким образом, предложенная конструкция гидравлической сеялки обеспечивает равномерную концентрацию семян в водо-семенной смеси по всему объему резервуара 1. Это способствует устойчивому истечению семян с резервуара 1 и равномерному высеву пророщенных семян вдоль ряда.

Результаты исследований приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Из табл. 1 видно, что полевая всхожесть высеянных пророщенных семян выше чем всхожесть полученная из сухих семян высеянных экспериментальной гидросеялкой с различным расходом воды и тем более с контрольным традиционным посевом. Следует отметить что посев в более ранние сроки сухими семенами при помощи гидросеялки с одновременным поливом высеянных семян в борозде способствовал повышению полевой всхожести в сравнении с контролем на 14–20%. Посев пророщенных семян без полива в борозде привело к снижению всхожести. Изменение расхода воды при посеве от 0,1 до 0,3 л/м.пог. ряда на полевую всхожесть семян как пророщенных, так и не пророщенных существенно не влияет. При посеве семян в более поздние сроки (5 мая) полученная полевая всхожесть значительно ниже, чем при ранних посевах (29 апреля). Так, всхожесть на контрольном участке засеянном сухими семенами без полива в рядок составила лишь 2%.

**Таблица 1.** Полевая всхожесть семян томатов сорта Кременчугский при различных способах посева  
**Table 1.** Field germination of seeds of tomato varieties Kremenchuk for different methods of sowing

Культура, сорт	Лабораторная всхожесть %	Дата посева	Влажность почвы при посеве, %		Расход воды л/пог. м. ряда							
			горизонт, см		сухие				пророщенные			
			0 – 5	5 – 10	0 (контроль)	0,1	0,2	0,3	0 (контроль)	0,1	0,2	0,3
Томат Кременчугский	90	29.04	16,9	20,5	50	68	70	64	68	86	82	86
Томат Кременчукий	90	08.05	15,9	21,0	2	24	24	20	2	30	44	40

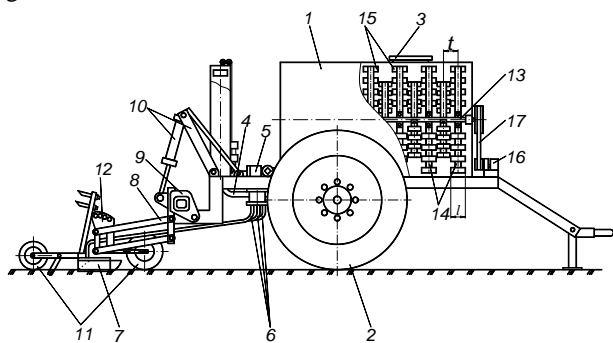


Посев сухими семенами с поливом в рядок обеспечил полевую всхожесть на уровне 20–24%. Посев пророщенными семенами без поливной воды обеспечил полевую всхожесть на уровне 2%, а с различным расходом воды в рядок 30–44%. Таким образом, высев пророщенными семенами с поливной водой в рядок обеспечивает увеличение полевой всхожести в среднем на 17% при раннем посеве. Посев в более поздние сроки пророщенными семенами без поливной воды не изменяет полевую всхожесть, а с применением поливной воды увеличивает в среднем на 15%.



**Рис. 1** Общий вид посевного агрегата для высева пророщенных семян

**Fig. 1** General view of the seed unit to seed germinated seeds



**Рис. 2** Схема сеялки для высева пророщенных семян

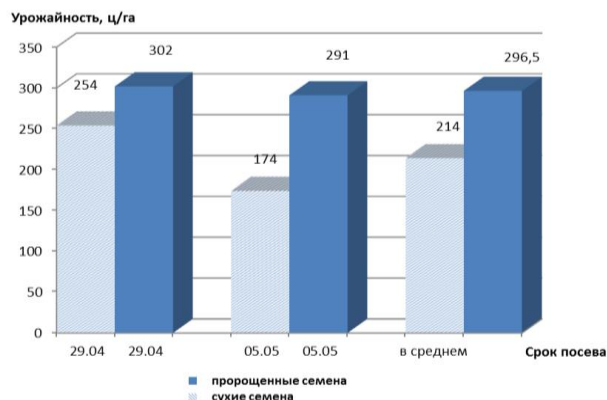
**Fig. 2** Driving seeder for sowing the seeds germinated

Следует отметить, что посев пророщенными семенами обеспечивает появление более ранних всходов. Так при посеве 29 апреля из сухих семян всходы появились на 13 день, а из пророщенных – на 7 день. Посев выполненный 5 мая обеспечил появление всходов из сухих семян на 14 день, а из пророщенных на 4 день. То есть посев в ранние сроки пророщенными семенами приводит к некоторой задержке появления всходов (в данных экспериментах на 3 дня), что связано с недостаточным прогревом почвы на глубине заделки семян. Зачетная густота растений на момент сбора урожая принималась в каждой повторности одинаковой и равнялась 43 тыс. растений на 1 га. Результаты исследований по определению влияния способов посева и сроков

посева на урожайность представлены на рис. 2.

Из рисунка видно что посев сухими семенами как в ранний, так и в поздний сроки обеспечивает получение меньшего урожая в сравнении с посевом пророщенными семенами в среднем на 82,5 ц/га.

Следует отметить, что посев в поздние сроки обеспечивает получение меньшего урожая томатов при высеве сухими семенами на 80 ц/га, а пророщенными на 11 ц/га. При посеве в ранние сроки прибавка урожая за счет высева пророщенными семенами составила 48 ц/га, а при поздних посевах – 117 ц/га.



**Рис. 3** Влияние способов посева и сроков высева на урожайность томатов

**Fig. 3** Influence of ways of crop and sowing dates on the yield of tomatoes

Посев в более поздние сроки позволяет более качественно подготовить поле для посева. Это подтверждается уменьшением засоренности посевов томатов высеянных 5 мая в среднем на 44 г/м<sup>2</sup> (табл. 2).

**Таблица 2.** Засоренность посевов томатов при различных способах и сроках посева

**Table 2.** Weediness tomatoes in different ways and timing of sowing

Срок посева	Способ посева	Масса сорняков г/м <sup>2</sup>
29.04	Сухими семенами	62
29.04	Пророщенными семенами	52
05.05	Сухими семенами	14
05.05	Пророщенными семенами	13

### ВЫВОДЫ

1. Лабораторно-полевыми исследованиями установлена возможность повышения полевой всхожести томатов более чем на 20% за счет посева пророщенными семенами с одновременным поливом рядков.

2. Посев пророщенными семенами обеспечивает появление сходов уже на седьмой день при ранних посевах и на 4 день при поздних.

3. Лабораторно-полевыми исследованиями подтверждено увеличение урожайности томатов за счет высева пророщенными семенами в ранние сроки с

254 до 302 ц/га (на 48 ц/га), а в поздние сроки с 174 до 291 ц/га (на 117 ц/га).

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Касяненко В.Д., Шило В.А., Шило В.С. 1989.** Новые способы и агрегаты для посева пророщенных семян овощных культур. УкрНИИТИ Экспресс – информация, вып. 1. Серия Механизация, электрификация і автоматизация селськохозяйственного производства. Киев, 1-10. (Украина)
2. **Кондратьев В.Н. 1988.** Гидравлические сеялки для закрепления каналов // М.: ВО Агропромиздат, 1-75. (Украина)
3. **Мюйренеал М.В. 1990.** Разработка способа гидропосева для мелкосеменных овощных культур // Тез. Докл. К конференции молодых ученых ЛСХИ., Л., 142-143. (Украина)
4. **Шило В.А., Шило В.С. 1991.** Обоснованные параметры аппарата для гидропосева пророщенного семени томатов // Конструирование и технология производства селськохозяйственных машин. № 21. – 78-80. (Украина)
5. **Хармат А. 1985.** Флюидный посев овощных культур пророщенными семенами // Международный селськохозяйственный журнал. № 1, 50-52. (Украина)
6. **Ward S.M. 1981.** Performance of a Prototype Fluid Drill «J. agric/ eng. res.», 26, 7 – 10.
7. **Ochrsng Jocher 1988.** Drilling machine «Agrartechnik», 67, № 2, 16-19.
8. **Ящук Д.А. Ольховський Н.Ф. Бакум Н.В. Манчинський Ю.А. 2011** Гидросеялка для посева пророщенных семян. Патент Украины №58353 А01С 7/16, опубликовано 11.04.2011. Бюл. №7, – 4
9. **Бакум Н.В. Ольшанский В.П. Ящук Д.А. 2013** Гидросеялка. Патент Украины №81637 А01С 7/16, опубликовано 10.07.2013. Бюл. №13, – 3
10. **Бакум Н.В. Ольшанский В.П. Ящук Д.А. 2013** Сеялка для посева пророщенных семян. Патент Украины №81638 А01С 7/16, опубликовано 10.07.2013. Бюл. №13, – 3
11. **Бакум М.В., Ящук Д.А. 2013.** Результаты сравнительных полевых исследований способов посева семян овощных культур / – Харьков: Вестник ХНТУСХ, Выпуск 135,– 374-379. (Украина)
12. **Лузан Е., Сало В., Лузан П., Лещенко С. 2012.** Justification of the filling up parameters of working bodies for direct sowing of cereal crops / Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, – Tom 14, – №2. – 168-174.
13. **Rublyov V., Opalko V. 2013** Classification of distinctive imperfections of grain seeders and directions of their eliminations / Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, – Tom 15, – №3. – 327-335.
14. **Bulgakov V., Pylypaka S, Przystupa W. 2010.** теория движения частицы в центробежном высевающем аппарате / Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, – Tom 12, – 122-131.
15. **Войтюк Д.Г., Пилипака С.Ф. 2006** Теоретическое исследование движения материальных частиц в центробежных аппаратах с криволинейными лопатками и переменным углом их подъёма. Труды Таврической государственной агро-технической академии. – Мелитополь: ТДАТА. – Выпуск 39. – 11-20.
16. **Давидсон Е.И., Мюйрепиал М.В. 1991** Гидросеялка ЛГАУ для овощных культур // Тракторы и сельхозмашины, - № 6. – 37. (Украина)
17. **Козаченко А.А. 1991** Новые конструкции агрегатов для посева пророщенных семян овощных культур. Укринформагпропром, тема 4.7 № 3-9. (Украина)
18. **Ward S.M. 1981** Performance of a Prototype Fluid Drill «J. agric/ eng. res.», 26, 7-10.
19. **Яковенко К.И., Ольховский М.Ф., Заполин В.М., Витанов А.Д. 2002** Сеялка гидравлическая для посева семян овощных культур // Аграрная наука – производству, – №3. – 24. (Украина)
20. **Бондаренко Г.Л., Яковенко К.И. 2001** Методика исследовательского дела в овощеводстве и бахчеводстве – Харьков, Основа. – 369 (Украина)

#### INCREASE PRODUCTIVITY DUE TO PLANTING TOMATO SEEDS SPROUTED

**Summary.** Among vegetables, most are thermophilic and longer germination. So getting sprouting in the heated soil with low humidity without irrigation is often virtually impossible. In Kharkov National Technical University of Agriculture named after Peter Vasilenko is provided a method of sowing seeds germinated gidroseyalkoy with irrigation water. With this method of seeding even under low humidity can obtain friendly shoots for many crops. The article presents the results of comparative field studies to establish the effect of the methods and timing of crop on germination and yield of tomatoes.

The experiments were laid in the same field of the Institute of Vegetables and Melons NAANU is divided into rectangular plots of 10 m<sup>2</sup>. To eliminate the influence of factors studied chose not homogeneous parts of the field and the areas in each repositioned based randomizovannyh methods. Each factor was investigated in four replications. Each operation care of crops in all areas of repetitions performed in one day, according to the quality agronomic requirements. A few days before the harvest was assessed the condition of crops in each region, isolated the scoring area of each plot. Each plot experimental gidroseyalkoy seeds were sown.

Laboratory and field studies established the possibility of increasing germination of tomatoes more than 20% due to planting germinated seeds while watering rows.

Sowing the seeds germinated provides the appearance of retirements in the seventh day in the early crops and on day 4 in the later.

Field studies have confirmed an increase in the yield of tomatoes by sowing the seeds germinated in the early stages from 254 to 302 kg/ha (48 kg/ha), and in later periods from 174 to 291 kg/ha (117 kg/ha).

**Key words:** tomatoes, germinated seeds, field similarity, productivity, hydroseeding, gidroseyalka.



## ОСОБЕННОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ДВУХДИСКОВОГО СОШНИКА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

*Иван Морозов, Владимир Морозов*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

*Ivan Morozov, Volodymyr Morozov*

*Kharkov national technical university of agriculture of the named after Petra Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

**Аннотация.** Следует отметить, что в литературе очень мало материала по исследованию взаимодействия двухдискового сошника с почвой. Технологический процесс двухдискового сошника существенно отличается от работы наральниковых сошников, не уделено внимание обоснованию параметров двухдискового сошника, их влияния на технологический процесс, отсутствуют рекомендации относительно эффективного использования этих рабочих органов, которые эксплуатируются в разных странах более 100 лет.

Общими положениями технологического процесса, выполняемого двухдисковым сошником с рабочими органами других типов является то, что он как и все другие, является рабочим органом одновременно взаимодействует с грунтовой средой и посевным материалом. Двухдисковый сошник, моделируя процесс взаимодействия его с почвой, как двугранный клин. В процессе взаимодействия его с грунтовой средой он испытывает в основном те же силы, что и другие сошники. Несмотря на ряд упомянутых общих положений, он имеет и особенности.

Диски этого сошника совершают сложное плоско-параллельное движение. При определении вида движения этого сошника мы позволили себе пренебречь наклоном дисков в двух плоскостях и наличием угла атаки. Эти предположения были приняты на основании малости указанных параметров, что не внесет существенных изменений в технологический процесс и оценочные показатели этого рабочего органа.

Первая часть процесса – это взаимодействие сектора по ходу движения до вертикального диаметра. Вторая часть – от нижней половины вертикального диаметра к поверхности поля. Условное разделение на две части процесса вызвано тем, что в первом квадранте происходит погружения диска в почву за счет поступательной скорости и вращения диска. Точки диска второго квадранта начинают выходить из почвы, и их скорость направлена вверх и вперед.

Результатом данного исследования является уточнение особенностей технологического процесса двухдискового сошника, определения основных его параметров и их влияние на работу данного органа.

**Ключевые слова:** Сеялка, сошник, двухдисковый, параметры, качество сева.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Следует отметить, что в литературе очень мало материала по исследованию взаимодействия двухдискового сошника с почвой. Технологический процесс двухдискового сошника существенно отличается от работы наральниковых сошников, не уделено внимание обоснованию параметров двухдискового сошника, их влияния на технологический процесс.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследование сошников проводятся в Украине и за рубежом [1, 2]. Надо обратить внимание, если раньше совершенствовались сошники с целью улучшения качества посева по равномерности распределения семян по площади и глубине [3–6], то в последние десятилетия работы направлены на создание оптимальных условий для прорастания семян и развития культурных растений [7–10].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Уточнить особенность технологического процесса дискового сошника и обосновать его параметры с целью повышения эффективности данного рабочего органа.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Проблемой усовершенствования сошников зерновых сеялок на кафедре сельскохозяйственных машин университета занимаются около 40 лет [11–14]. В частности и дисковым сошникам уделяется соответствующее внимание [15–19].

Общими положениями технологического процесса, выполняемого двухдисковым сошником с рабочими органами других типов является то, что он как и все другие, является рабочим органом одновременно взаимодействует с грунтовой средой и посевным материалом [20–23]. Двухдисковый сошник, моделируя процесс взаимодействия его с почвой, как двугранный клин. В процессе взаимодействия его с грунтовой средой он испытывает в основном те же силы, что и другие сошники. Несмотря

на ряд упомянутых общих положений, он имеет и особенности.

Это сошник качения и при его работе имеет место сопротивление грунта в виде трения качения, в то время как все наральниковые (анкерные, килевидные, полозovidные, лаповые) испытывают трение скольжения.

Диски этого сошника совершают сложное плоско-параллельное движение. При определении вида движения этого сошника мы позволили себе пренебречь наклоном дисков в двух плоскостях и наличием угла атаки. Эти предположения были приняты на основании малости указанных параметров, что не внесет существенных изменений в технологический процесс и оценочные показатели этого рабочего органа.

Исследуя процесс этого взаимодействия сошника с почвой, мы приняли решение рассматривать взаимодействие сектора диска, погруженного в грунтовую среду, который состоит из двух частей. Первая часть процесса – это взаимодействие сектора по ходу движения до вертикального диаметра (1-й квадрант) (рис. 1 а, б). Вторая часть – от нижней половины вертикального диаметра к поверхности поля. Условное разделение на две части процесса вызвано тем, что в первом квадранте происходит погружения диска в почву за счет поступательной скорости и вращения диска, начиная от точки Г вниз. Начиная от точки С, процесс протекает во второй части. Абсолютная скорость точки С направлена горизонтально назад. Точки диска второго квадранта начинают выходить из почвы и их скорость направлена вверх и вперед.

При вхождении в почву части диска первого квадранта почвенные частицы, контактирующие с этой частью диска, увлекаются вниз и в направлении движения сеялки. Почвенные частицы, которые не контактируют с диском, чувствуют на себе преобладающее влияние его поступательной скорости. Они уплотняются и выталкиваются сошником вверх.

Во втором квадранте часть диска выходит из почвы, захватывает почвенные частицы, контактирующие с ним, и часть семян и выбрасывает их вверх, к дневной поверхности, образуя по обе стороны сошника почвенные холмики. Диски этого сошника по своей плоскости сходятся не по линии, а в точке. Это является причиной одного из существенных недостатков работы этих сошников. Двигаясь в почве каждый диск формирует борозду. В пространство между дисками просыпается грунт, который не тронут дисками и остается в виде осевого гребня между дисками. Этот гребень разделяет две борозды, которые образованы дисками. Наличие этого гребня является одной из причин неравномерного распределения семян в рыхлый неподготовленный почвенный слой.

Силы, возникающие в процессе этого взаимодействия сошника с почвой, отличные по величине и направлению от тех, что действуют на наральниковые сошники. Это объясняется тем, что коэффициент трения качения не постоянная величина, а зависит от материала контактирующих тел и скорости

их перемещения. Он меняется в зависимости от нахождения точки контакта почвенной частицы на диске и оказывает влияние на действующие силы.

В процессе погружения диска в почву увеличивается его сопротивление. В этом случае кинематический параметр будет уменьшаться. По мере передвижения сошника, грунт по бокам осыпается в борозду. Как показали опыты, семена закладываются на меньшую глубину, чем заданная. Возникает необходимость за сошником устанавливать дополнительные заделывающие органы.

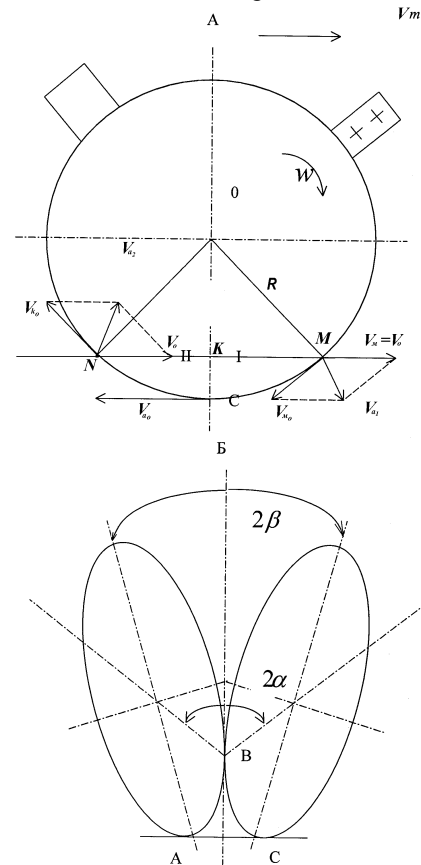


Рис. 1. Схема двухдискового сошника: а – продольно-вертикальная проекция; б – поперечно-вертикальная проекция

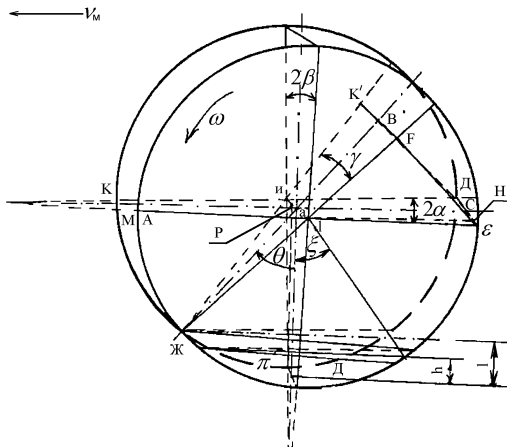
Fig. 1. Chart of dvodiskovogo soshnika: а – longitudinally vertical projection; б – transversal-vertical projection

Обсыпка грунта в дисковом сошнике также существенно отличается от этого процесса у наральниковых сошников. На него негативно влияет направление вращения дисков во втором квадранте, что ухудшает равномерность распределения семян и снижает их полевую всхожесть.

В литературе нет достаточных обоснований основных параметров дискового сошника. И это при том, что этот рабочий орган вот уже около 100 лет занимает достойное место среди основных рабочих органов зерновых сеялок.

Основными параметрами двухдисковых сошников является диаметры дисков, положение их точки схождения, угол схождения дисков, угол атаки, угол наклона дисков к вертикали, расстояние между кромками дисков в самом нижнем их положении и максимальное расстояние между ними на уровне

поверхности поля, площадь поперечного сечения канала для семян, конструктивные и установочные параметры напрямителя для семян (рис. 2).



**Рис. 2.** Схема двухдискового сошника  
**Fig. 2.** Chart of dvodiskovogo soshnika

Диаметр диска выбирается из условий сева на максимальную глубину зерновых культур при свободном прохождении между сошниками остатков культурных растений, сорняков, комков, с учетом наличия на поверхности поля борозд и гребней, с учетом колебаний сошников.

За агротребованиями зерновые культуры высевают на глубину до 8 см. Если этот слой почвы сухой, то глубину заделки семян увеличивают.

Радиус диска определяют по выражению:

$$R = (h_{\max} + h_x + d_k + \frac{1}{2} d_{\phi}) \cos \beta, \quad (1)$$

где:  $h_{\max}$  – максимальная глубина заделки семян (по агротребованиям равна 80 мм),  $h_x$  – высота бокового грунтового валика (по результатам наших исследований находится в пределах до 30 мм),  $d_k$  – диаметр комков почвы (по агротребованиям не должен быть более 20 мм),  $d_{\phi}$  – диаметр фланца подшипникового узла (выбирается из условий размерных характеристик подшипников и равен 60 мм),  $\beta$  – угол наклона дисков к вертикали, равен  $3^\circ$ .

Увеличение диаметра диска ведет к росту площади сегмента диска, которая взаимодействует с грунтом, а, следовательно, и к увеличению сопротивления передвижению его в почве.

Если уменьшить диаметр диска, то при неизменной скорости сошника увеличивается угловая скорость диска.

С точки зрения технологической и энергетической оценки сошника минимально допустимый диаметр дисков должен находиться в пределах 330–340 мм.

Высота точки схода дисков существенно влияет на технологический процесс. Эта точка по высоте должна находиться на уровне поверхности поля при максимальной глубине сева.

Этот параметр определяется выражением:

$$l = R(1 - \cos \theta), \quad (2)$$

где:  $\theta$  – угол между радиусом диска, который проходит через точку схождения дисков и нижним вер-

тикальным радиусом, находится в пределах  $50$ – $60^\circ$ . То есть точка схождения дисков должна быть не выше 10 см от нижней точки кромки дисков.

Угол схождения дисков  $\gamma$  влияет на деформацию, плотность грунта и его отбрасывание, а также на сопротивление сошников и прохождения семян между дисками.

Он выбирается для двухдисковых однорядных сошников в пределах  $10$ – $11$ , а для двухрядных –  $22$ – $23^\circ$ .

Угол атаки на технологический процесс имеет такое же действие, как и угол  $\gamma$ . Угол наклона дисков к вертикали  $\beta$  влияет на уплотнение стенок борозды, на заглубление сошников. Его абсолютное значение выбирается с учетом конструктивных параметров элементов сошника.

Соотношение названных углов определяются по выражениям:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \sin \theta, \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \cos \theta. \quad (4)$$

Минимальное расстояние между кромками дисков на уровне поверхности поля обуславливает ширину верхней части почвенного гребня, который остается после прохода сошника.

Этот параметр определяется по формуле:

$$b_2 = 4R(\sin^2 \frac{\theta + \xi}{2} \sin \frac{\gamma}{2} - \sin \alpha \sin \xi). \quad (5)$$

## ВЫВОДЫ

Результатом данного исследования является уточнение особенностей технологического процесса двухдискового сошника, определения основных его параметров и их влияние на работу данного органа. Учета этих результатов при конструировании сошников повышает эффективность использования этих рабочих органов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гаврильченко О. 2005.** Обоснование параметров и разработка конструкции культиваторных лап с криволинейным лезвием.: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Гаврильченко О. – Киев. – Глеваха. – 20 (Украина).
2. **Горячкин В. 1965.** Собрание сочинений / В. Горячкин. – Т. 3. – М.: Колос. – 384.
3. **Коваль С. 2008.** Тенденции развития конструкций зерновых сеялок. Научно-технический журнал «Техника АПК». № 5. – 12–19.
4. **Кваша Ю. 2005.** Пропашные сеялки ОАО «Красная звезда» – уверенный взгляд в будущее. Научно-технический журнал «Техника в АПК». № 6. – 9–11.
5. **Любушко Н., Гламаздина Л., Зайцев И. 1985.** Совершенствование двухдискового сошника для равномерной заделки семян // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – № 8. – 33–35.
6. **Морозов И. 1979.** Анализ работы сошников. // Совершенствование рабочих органов сельскохозяйственных машин. Сб. научн. тр. – М.

7. **Морозов И. 1984.** Посевные и посадочные машины.: Проблемная лекция. – М. – 75.
8. **Морозов И. 1997.** Новые направления совершенствования процесса бороздообразования. Сб. научн. тр. ХГТУСХ, – Харьков. – 186–187
9. **Морозов И. 1997.** Повышение эксплуатационной надежности зерновых сеялок за счет нового процесса движения семян в сошнике. Сб. научн. тр. ХГТУСХ. Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин. – Харьков.
10. **Морозов И. 2003.** Развитие и совершенствование состояния конструкций сошников зерновых сеялок. – Дослідницьке. – 114–117.
11. **Морозов И. 2011.** Научное обоснование процесса взаимодействия рабочих органов сеялок с почвой / И.В. Морозов, В.Г. Власенко, Н.Г. Доценко // Научно-производственный журнал «Техника и технологии АПК» № 10 (октябрь). – Киев. – 18–21.
12. **Морозов И. 2012.** Особенность технологического процесса выполняемого двухдискового сошником и роль в нем основных параметров / И. Морозов // Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Вып. 124, Том 1. – Харьков. – 206–211.
13. **Морозов И. 2013.** Обоснование параметров процесса высева семян сеялкой / И.В. Морозов, Д.А. Ящук // Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Вып. 135 «Механизация сельскохозяйственного производства». – Харьков. – 379–383.
14. **Морозов И. 2014.** Обоснование модели формирования почвенного посевного слоя для семян / И. Морозов, В. Морозов / Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Вып. 148 «Механизация сельскохозяйственного производства». – Харьков. – С. 102–105.
15. **Морозов И., Бобрус И., Сысолин П. и др. 1975.** Исследование процесса бороздообразования рабочими органами посевных машин // Сб. научн. тр. МИИСП. Том КсИИ, вып. 1, Част' ІІІ. – М. – 18–24.
16. **Морозов И. 2003.** Технические и технологические основы совершенствования конструкции сошников зерновых сеялок. Диссертация на получение научной степени доктора технических наук. Тернополь. – 400. (Украина).
17. **Шмат С. 2009.** Усовершенствование сошника прямого посева зерновых культур. Научно-технический журнал «Техника АПК». № 6. – 12–18 (Украина).
18. **Сысолин П. 2003.** Обеспечение оптимальных норм посева зерновых культур за счет повышения качества заграбления семян / технологические аспекты развития и испытаний новой техники и технологий для сельского хозяйства Украины: Зб. научн. тр. – Дослідницьке. – Вып. 6 (20). Книга 1. – 68–72. (Украина).
19. **Сысолин П., Бойко А. 2006.** Новые сошники для качественного посева зерновых культур. Научно-технический журнал «Техника АПК». № 6. – 6–8. (Украина).
20. **Трофимченко И., Морозов И., Кириченко В. и др. 1988.** Исследование комбинированного сошника с перфорированными дисками // Межвузовский сб. научн. тр. УСХА. – К. – 80–82.
21. **Заика П. 2004.** Теория сельскохозяйственных машин. Том 1. Часть 2. Машины для посева и посадки. – Харьков: Око. – 452. (Украина).
22. **Lovejkin V. 2012.** Optimizacija rezhimov kolebanij zernovyh smesej pri nalichii suhogo trenija / V. Lovejkin, Ju. Chovnjuk, V. Kulik. // Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. – Lublin, – Tom 14, – №3. – 140–147.
23. **Stepanenko S. 2012.** Osobennosti modeli-rovanija processov separacii zerna v uslovijah zernotoka hazjajstva / S. Stepanenko // Motrol. Motoryzacija i energetyka rolnictwa. – Lublin, – Tom 14, – №3. – 148–157.

#### FEATURE OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF DVIDISKOVOGO SOSHNIIKA DETERMINATION OF HIS PARAMETERS

**Summary.** It should be noted that in the literature is very little material to study the interaction of double disc coulters with soil. The technological process of double disc coulters significantly different from working Drill coulters not paid attention to the justification of the parameters double disc coulters, their influence on the process, there are no recommendations for the effective use of these working bodies that operate in different countries over 100 years.

The general provisions of the process performed by the double disc coulters with the working bodies of other types is that it is like all the others, is a working body at the same time interact with the soil medium and inoculum. The double disc opener, simulating the interaction of its soil as a dihedral wedge. During his interaction with the soil environment he feels mostly the same forces that other openers. Despite a number of general provisions mentioned, and it has features.

Disks of this opener perform complex plane-parallel motion. In determining the type of movement that opener we afford to neglect the swash plate in two planes and the presence of angle of attack. These assumptions have been adopted based on the smallness of these parameters, that will not make significant changes to the process and performance indicators of the working body.

The first part of the process - the interaction sector while moving to a vertical diameter. The second portion - the lower half of the vertical diameter to the surface of the field. Conventional split into two parts due to the process that occurs in the first quadrant of the disc dipping into the soil due to the translational and rotational velocity of the disc. Second quadrant drive point begin to emerge from the soil and their velocity is directed upward and forward.

The result of this study is to clarify the features of the process dual-opener definition of its basic parameters and their influence on the work of this body.

**Key words:** Drill, opener, dual-parameters, the quality of sowing.

## ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА УГЛА НАКЛОНА КАНАЛОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СЕПАРАТОРОВ

*Николай Бакум, Николай Крекот, Василий Ольшанский, Николай Винокуров,  
Александр Козий, Александр Вотченко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

*Nickolay Bakum, Nickolay Krekot, Vasily Olshansky, Nickolay Vinokurov,  
Aleksandr Koziy, Aleksandr Votchenko*

*Kharkov national technical university of agriculture of the named after Petra Vasilenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

**Аннотация.** На кафедре сельскохозяйственных машин ХНТУСГ им. Петра Василенко разработан модернизированный пневматический сепаратор с наклонным пневматическим каналом и регулируемой его шириной в котором разделение компонентов происходит в сопутствующем воздушном потоке неравномерном по высоте канала.

Для обоснования параметров процесса сепарации мелкосемянных смесей в разработанном сепараторе получено аналитическое решение упрощенных дифференциальных уравнений движения материальной точки в восходящем воздушном потоке.

На основе аналитического решения задачи баллистики частиц, полученного в результате частичной линеаризации нелинейных уравнений их движения, полученные уравнения, которые позволили определить закономерности перемещения частиц в восходящем воздушном потоке, которые совпадают с результатами численного интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений (погрешность не превышает 4,3%) и экспериментальных данных (средняя погрешность не превышает 5% в пределах длины экспериментального сепарирующего канала). При изменении угла наклона в пределах  $10 \dots 40^\circ$  для частиц с коэффициентами парусности от 0,2 до  $1,2 \text{ м}^{-1}$  разделяющая способность канала изменяется в среднем на 5,5% на каждые десять градусов при  $V=2 \text{ м/с}$ , на  $6,9\%/10^\circ$  – при  $V=6 \text{ м/с}$ , и на  $5,8\%/10^\circ$  - при  $V=10 \text{ м/с}$ . Длина рабочей части канала, для реализации разделяющей способности, для частиц с исследуемыми коэффициентами парусности, изменяется в пределах 0,2 м при  $V=2 \text{ м/с}$ , и 2,5 м – при  $V=10 \text{ м/с}$ . Учитывая диапазон изменения коэффициентов парусности семян овощных культур (без учета коэффициентов парусности легких примесей, имеющих в этих семенных смесях), при изменении угла наклона рабочего канала в пределах от  $40^\circ$  до  $50^\circ$  его необходимая длина не превышает 2 м.

**Ключевые слова:** частица, дифференциальные уравнения, пневматический сепаратор, семенная смесь, сортировка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из основных факторов получения сельскохозяйственной продукции низкой себестоимости является использование высококачественного посевного материала. При механизированном обмолоте семенников в основную фракцию выделяется как полноценное так и незрелое семян, а также значительное количество коробочек соцветий, долек стеблей, минеральных примесей различного фракционного состава и семена сорняков. Такой материал имеет низкую сыпучесть, повышенную влажность, что ухудшает процесс разделения на сепараторах с решетными, триерными или специальными (вибрационные шероховатые плоскости) рабочими поверхностями. Кроме того повышенная влажность приводит к потерям посевных свойств семян при хранении, что требует предварительной очистки или сушки семенного вороха. Поэтому разработка конструкций сепараторов способных эффективно разделять такие смеси является актуальной задачей для овощеводства [1, 7, 11, 15].

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Широко используются в машинах для послеуборочной обработки семенного материала воздушные очистки с вертикальным сепарирующим каналом [6, 16]. Основные задачи, которые решают такие очистители является отделение легких примесей. Широкое использование их в производстве подтверждает эффективность на предварительной очистке семенных смесей зерновых культур [1]. Мелкосеменные смеси имеют незначительные различия аэродинамических свойств их компонентов поэтому разделение таких смесей в вертикальных воздушных каналах малоэффективно. На кафедре сельскохозяйственных машин ХНТУСХ им. Петра Василенко разработан пневматический сепаратор с наклонным каналом регулируемой ширины в котором разделение компонентов происходит в сопутствующем воздушном потоке [2, 3]. Результатами

лабораторных и производственных исследований подтверждено его эффективность [4, 5, 8].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследовать влияние основных параметров на движение частиц в сопутствующем воздушном потоке пневматического сепаратора с наклоненным рабочим каналом регулируемой ширины.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим наклоненный к горизонту, под углом  $\alpha$ , воздушный канал прямоугольного сечения у которого расстояние между верхней и нижней стенками равно  $h$ . Скорость восходящего воздушного потока направлена параллельно стенкам канала и является постоянной величиной.

Для удобства движение частицы, как материальной точки, в канале рассматриваем в прямоугольной системе координат повернутой на угол  $\alpha$ . Это движение описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\ddot{x} - k(V - \dot{x})\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} = -g_1 = -g \sin \alpha; \quad (1)$$

$$\ddot{y} + k\dot{y}\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} = g_2 = g \cos \alpha,$$

где:  $g$  – ускорение свободного падения,

$V = \frac{V_0 \cdot S_0}{\sigma \cdot h} \cdot \eta_n$  – скорость воздушного потока в канале,  $V_0$  – скорость воздушного потока в выходном патрубке вентилятора,  $S_0$  – площадь поперечного сечения выходного патрубка,  $\sigma$  – рабочая ширина сепарирующего канала,  $\eta_n$  – коэффициент полезного действия проставки,  $k$  – коэффициент парусности частицы, связанный со скоростью его витания  $\mathcal{G}_n$  соотношением:

$$k = g \mathcal{G}_n^{-2}. \quad (2)$$

Исходными условиями для уравнений (1) принимаем:

$$x(0) = y(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = \mathcal{G}_1; \quad \dot{y}(0) = \mathcal{G}_2, \quad (3)$$

где:  $\mathcal{G}_1$  и  $\mathcal{G}_2$  – проекции начальной скорости частицы, с которой она попадает в канал.

Для решения системы (1) упростим её уравнения. Причем, выполним не полную, а их частичную линеаризацию. В работах [13, 17] принимали  $\sqrt{(V - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} \approx 1,06 \cdot V = const$ . В нашей работе используем другие соображения. Обычно, наклон пневматический канал конструктивно выполняется так, что его длина значительно превышает высоту. Поэтому в конце полета частицы выполняются неравенства:  $x(t) \gg y(t)$ ;  $\dot{y} \ll (V - \dot{x})^2$ . Учитывая эти неравенства систему уравнений (1) запишем в упрощенном виде:

$$\begin{aligned} \ddot{x} - k(V - \dot{x})^2 &= -g \sin \alpha; \\ \ddot{y} + k \cdot V \cdot \dot{y} &= g \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

Первое уравнение в этой системе нелинейное, а второе линейное. Такое упрощение привело к полulinейной модели, в которой движение частицы на большее расстояние вдоль оси  $ox$ , описывается не-

линейным уравнением, а на меньшую, вдоль оси  $oy$ , – линейным.

Решив первое уравнение системы получим:

$$x(t) = (V + \mathcal{G}^*) \cdot t - \frac{1}{k} \ln \frac{\exp(2k\mathcal{G}^*t) - c}{1 - c}, \quad (5)$$

$$\text{где: } \mathcal{G}^* = \sqrt{\frac{g \sin \alpha}{k}}; \quad c = \frac{V - \mathcal{G}_1 - \mathcal{G}^*}{V - \mathcal{G}_1 + \mathcal{G}^*}.$$

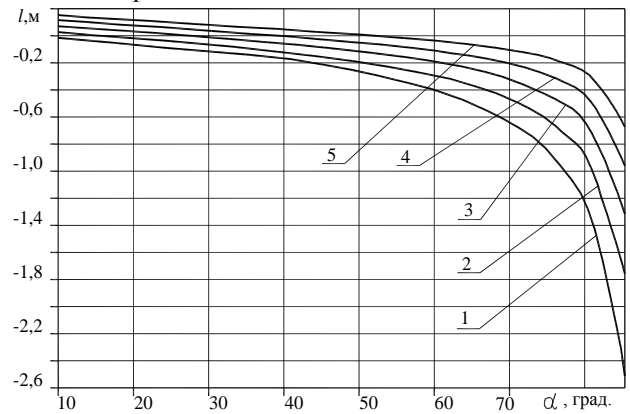
Решение второго уравнения системы (4), с учетом исходных условий (3), имеет вид:

$$y = \frac{1}{\beta} \left( \left( \mathcal{G}_2 - \frac{g_2}{\beta} \right) \cdot (1 - \exp(-\beta t)) + g_2 \cdot t \right), \quad (7)$$

где:  $\beta = k \cdot V$ .

Подставив в эти уравнения известные величины  $V$ ,  $k$ ,  $g$ , и  $\alpha$  определяем скорости и величину перемещения частицы вдоль соответствующих осей  $ox$  и  $oy$  в определенный момент времени.

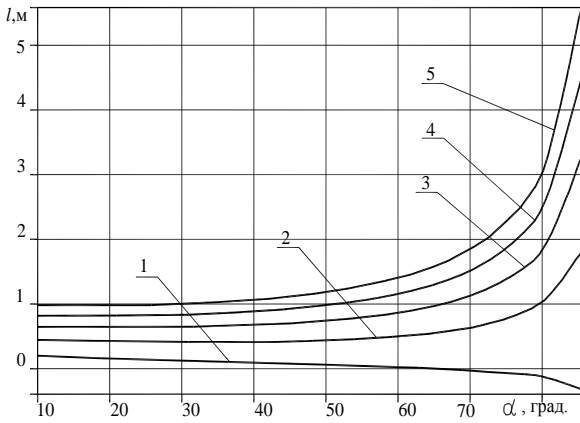
По полученным упрощенными уравнениями выполняем исследования результаты которых приведены на рис. 1–3.



**Рис. 1.** Зависимость дальности полета частиц в наклонном канале от величины угла наклона, при  $V = 2$  м/с: 1 –  $k = 0,20$  м<sup>-1</sup>; 2 –  $k = 0,45$  м<sup>-1</sup>; 3 –  $k = 0,70$  м<sup>-1</sup>; 4 –  $k = 0,95$  м<sup>-1</sup>; 5 –  $k = 1,20$  м<sup>-1</sup>

**Fig. 1.** The dependence of the flying range of the particles in a downward channel from the angle of inclination at  $V = 2$  м/с: 1 –  $k = 0,20$  м<sup>-1</sup>; 2 –  $k = 0,45$  м<sup>-1</sup>; 3 –  $k = 0,70$  м<sup>-1</sup>; 4 –  $k = 0,95$  м<sup>-1</sup>; 5 –  $k = 1,20$  м<sup>-1</sup>

При увеличении угла  $\alpha$  это различие увеличивается. Так, при  $V = 2$  м/с и  $\alpha = 85^\circ$  дальность полета частиц с  $k$  от 0,2 до 1,2 м<sup>-1</sup> меняется, соответственно, от 2,510 до 0,666 м, при  $V = 6$  м/с – от 0,316 до 5,539 м, а при  $V = 10$  м/с – от 2,757 до 14,169 м. То есть при  $\alpha = 85^\circ$  по сравнению с предыдущими исследованиями,  $l$  в среднем увеличилась на 0,7 м, что составляет 23,89%. При этом следует отметить, что отличие увеличивается как при увеличении угла наклона канала, так и при увеличении скорости воздушного потока. Интенсивность изменения дальности полета частиц в зависимости от изменения угла наклона канала в пределах  $40^\circ$  для частиц с коэффициентами парусности  $k = 0,20 \dots 1,20$  м<sup>-1</sup> меняется от 0,026 до 0,044 метров на десять градусов изменения угла.



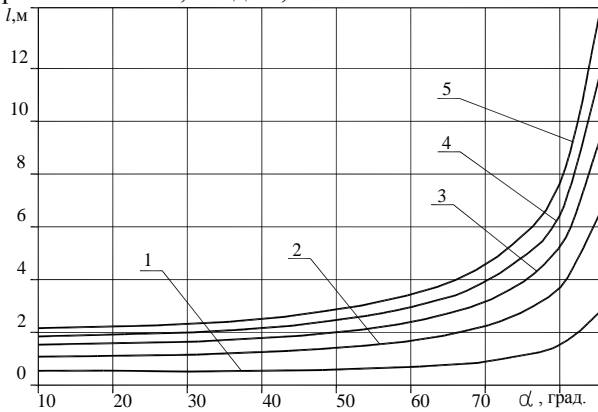
**Рис. 2.** Зависимость дальности полета частиц в наклонном канале от величины угла наклона, при  $V = 6$  м/с:

1 –  $k = 0,20 \text{ м}^{-1}$ ; 2 –  $k = 0,45 \text{ м}^{-1}$ ; 3 –  $k = 0,70 \text{ м}^{-1}$ ; 4 –  $k = 0,95 \text{ м}^{-1}$ ; 5 –  $k = 1,20 \text{ м}^{-1}$

**Fig. 2.** The dependence of the flying range  $l$  of the particles in a downward channel from the angle  $\alpha$  of inclination at  $V = 6$  м/с:

1 –  $k = 0,20 \text{ м}^{-1}$ ; 2 –  $k = 0,45 \text{ м}^{-1}$ ; 3 –  $k = 0,70 \text{ м}^{-1}$ ; 4 –  $k = 0,95 \text{ м}^{-1}$ ; 5 –  $k = 1,20 \text{ м}^{-1}$

Из графиков видно, что по полученным уравнениями определена закономерность изменения параметров движения частиц аналогичная закономерностям полученным в предыдущих исследованиях [20]. При этом величина перемещения частиц вдоль канала несколько отличается. Так, при  $V = 2$  м/с и  $\alpha = 10^\circ$  частицы с коэффициентом парусности  $k$  от 0,20 до  $1,20 \text{ м}^{-1}$  перемещаются, соответственно, на расстояние от 0,006 до 0,164 м.



**Рис. 3.** Зависимость дальности полета частиц в наклонном канале от величины угла наклона, при  $V = 10$  м/с:

1 –  $k = 0,20 \text{ м}^{-1}$ ; 2 –  $k = 0,45 \text{ м}^{-1}$ ; 3 –  $k = 0,70 \text{ м}^{-1}$ ; 4 –  $k = 0,95 \text{ м}^{-1}$ ; 5 –  $k = 1,20 \text{ м}^{-1}$

**Fig. 3.** The dependence of the flying range of the particles in a downward channel from the angle of inclination at  $V = 10$  м/с:

1 –  $k = 0,20 \text{ м}^{-1}$ ; 2 –  $k = 0,45 \text{ м}^{-1}$ ; 3 –  $k = 0,70 \text{ м}^{-1}$ ; 4 –  $k = 0,95 \text{ м}^{-1}$ ; 5 –  $k = 1,20 \text{ м}^{-1}$

При скоростях  $V = 6$  м/с и  $V = 10$  м/с дальность перемещения частиц меняется от 0,197 до 0,973 м и, соответственно, от 0,554 до 2,129 м. Эти значения отличались от значений полученных в предыдущих исследованиях [20] в среднем на 0,04 м, что состав-

ляет 6,84% наклона при  $V = 2$  м/с, от 0,025 до 0,029 м/10° при  $V = 6$  м/с, и от 0,003 до 0,091 м/10° при  $V = 10$  м/с. в пределах 0,2 м при  $V = 2$  м/с, 1,07 м при  $V = 6$  м/с, и 2,49 м при  $V = 10$  м/с. Изменение величины перемещения частиц вдоль канала при углах больших  $40^\circ$  происходит более интенсивно особенно для частиц с большим коэффициентом парусности. Это повышает разделяющую способность канала но необходимая рабочая длина канала для её реализации превышает 10 м что нецелесообразно для конструкций пневматических сепараторов.

## ВЫВОДЫ

1. Полученные формулы можно использовать для расчетов параметров полета частиц в каналах пневмосепараторов, а также для определения разделяющей способности каналов по определенным значениям коэффициентов парусности компонентов сепарирующихся семенных смесей.

2. На основе аналитического решения задачи баллистики частиц, полученного в результате частичной линеаризации нелинейных уравнений их движения, получены уравнения, которые позволили определить закономерности перемещения частиц в восходящем воздушном потоке, которые совпадают с результатами численного интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений (погрешность до 4,3%) и экспериментальных данных (средняя погрешность до 5% в пределах длины экспериментального сепарирующего канала).

3. При изменении угла наклона в пределах  $10-40^\circ$  для частиц с коэффициентами парусности  $k = 0,20 \dots 1,20 \text{ м}^{-1}$  разделяющая способность канала изменяется в среднем на 5,5% на каждые десять градусов при  $V = 2$  м/с, на 6,9%/10° – при  $V = 6$  м/с, и на 5,8% на  $10^\circ$  – при  $V = 10$  м/с. Длина рабочей части канала, для реализации разделяющей способности, для частиц с исследуемыми коэффициентами парусности, не превышает 0,2 м при  $V = 2$  м/с, и 2,5 м – при  $V = 10$  м/с. Учитывая диапазон изменения коэффициентов парусности (без учета коэффициентов парусности легких примесей), при изменении угла наклона рабочего канала в пределах от  $40^\circ-50^\circ$  его необходимая длина не превышает 2 м.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кожуховский И.Е.** 1974. Зерноочистительные машины. – М: Машиностроение, – 200.
2. **Бакум Н.В., Крехот Н.Н.** 2010. Патент №51675 Украина, МПК (2009) В07В4/00. Пневматический сепаратор – № 201001264; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14. – 4. (Украина)
3. **Бакум Н.В., Манчинский Ю.А., Абдуев М.М., Крехот Н.Н.** 2003. Декларационный патент на изобретение №70667А Украины, МКІ В07В4 / 00. Способ разделения семенных смесей в наклоненном воздушном потоке и устройство для его осуществления – № 20031212049; Заявл. 22.12.2003; Опубл. 15.10.2004. Бюл. № 10. – 4. (Украина).

4. **Бакум Н.В., Кречот Н.Н., Абдуев М.М., Вотченко А.С., Шенгур А.А., Могильный Н.В. 2011.** К обоснованию эффективности использования пневматического сепаратора с наклонным воздушным каналом в качестве машины предварительной сепарации семенных смесей моркови / Механизация сельскохозяйственного производства: Вестник ХНТУСХ им. П. Василенко. – Харьков: ХНТУСХ им. П. Василенко. – Вып. 107, т.1.– 214–220. (Украина)
5. **Бакум Н.В., Кречот Н.Н., Абдуев М.М., Вотченко А.С., Леонов В.П., Шевченко Н.И. 2008.** Результаты производственных испытаний модернизированного пневматического сепаратора с наклонным воздушным каналом / Механизация сельскохозяйственного производства: Вестник ХНТУСХ им. П. Василенко. – Харьков: ХНТУСХ им. П. Василенко. – Вып. 75, Т.2. – 72–78. (Украина)
6. **Васильковский Н.И., Гончарова С.Я., Лещенко С.М., Нестеренко А.В. 2006.** Анализ современного состояния воздушной сепарации зерна / Конструирование, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин: Общегосударственный межведомственный научно-технический сборник. – Вып. 36. – Кировоград: КНТУ. – 111–114. (Украина)
7. **Ермак В.П. 2003.** Обоснование способа сепарирования подсолнечника в воздушных потоках: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Луганск. – 21. (Украина)
8. **Абдуев М.М. 2007.** Обоснование параметров сепаратора с наклонным воздушным каналом для разделения зерновых смесей: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харьков. – 21. (Украина)
9. **Степаненко С.П. 2008.** Исследование процесса пневматической сепарации семян в кольцевом зигзагообразном сепараторе // Механизация сельскохозяйственного производства: Вестник ХНТУСХ. – Харьков: ХНТУСХ. – 59–65. (Украина)
10. **Бакум Н.В., Кречот Н.Н. 2009.** Исследование влияния основных параметров пневматического сепаратора на качество очистки семян редиса // Сельскохозяйственные машины: Сб. науч. ст. – Вып. 18. Луцк: ЛНТУ. – 14–19. (Украина)
11. **Лещенко С.Н., Васильковский А.Н., Васильковский Н.И., Гончаров В.В. 2009.** Повышение эффективности предварительной очистки зерновых смесей // Сельскохозяйственные машины: Сб. науч. ст. – Вып. 18. Луцк: ЛНТУ. – 230–235. (Украина)
12. **Бакум Н.В., Манчинский Ю.А., Кречот Н.Н., Абдуев М.М. 2005.** Пневматический сепаратор с наклонным воздушным каналом / Проблемы сельскохозяйственного производства на современном этапе и пути их решения : Материалы XII Международной научно-практической конференции. – Белгород, 12–14 мая 2005 г. – Белгород: БГСХА. – 173.
13. **Зайка П.М. 2004.** Теория сельскохозяйственных машин (Т.2, ч. 2, кн. 2.). Зерноуборочные машины. – Х.: ОКО. – 404. (Украина)
14. **Corless R.M., Gonnet G.H., Hare D.E.G., Jeffrey D.J. and Knuth D.E. 1996.** On The Lambert W Function // Advances in Computational Math., V. 5, p. 329–359.
15. **Fariel Shafee 2007.** Lambert function and new non-extensive form of entropy // IMA Journal of Applied Mathematics, V. 72, 785–800.
16. **Кучеренко С.И., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В., Тищенко Л.Н. 2007.** Баллистика капель, которые испаряются при полете / Харьков: ХНТУСХ. – 304. (Украина)
17. **Горгинский В.В., Демский А.Б., Борискин М.А. 1980.** Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях – М.: Колос. – 304.
18. **Panasiewicz M., Zawiyak K., Kusicka E., Sobczak P. 2006.** Purification and separation of loose materials in a pneumatic system with vertical air stream / Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. – Lublin, 2006 – Tom 6.. – 171–176.
19. **Пастушенко С., Огиенко Н. 2012.** Теоретические аспекты исследования процесса сепарации технологической семенной массы овощебахчевых культур / Motrol., – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom 14, – №2. – 13–20.
20. **Бакум Н.В., Кречот Н.Н., Ольшанский В.П., Винокуров Н.А. 2013.** Пневматический сепаратор для очистки и сортирования семян овощных культур / Commission of motorization and energetics in agriculture (MOTROL): – Lublin, Poland. – Vol. 15, № 7. – 177–185.

#### RATIONALE FOR SELECTION ANGLE CHANNEL PNEUMATIC SEPARATORS

**Summary.** The department of agricultural machinery HNTUSG them. Peter Vasilenko developed modernized pneumatic separator with a tilted air duct and adjustable width of which separation of the components takes place in the accompanying non-uniform air flow channel height.

To justify the parameters of the process of separation of mixtures in small seeded separator developed an analytical solution of the simplified differential equations of motion of a material point in the upward air flow.

On the basis of the analytical solution of the problem of ballistics particles resulting from partial linearization nonlinear equations of motion derived equations that allowed to determine patterns of movement of particles in an upward air flow, consistent with the results of numerical integration of nonlinear differential equations (error does not exceed 4.3%) and experimental data (the average margin of error of 5% within the length of the pilot channel separovalnih). When changing the angle in the range 10 ... 40° for particles with sail coefficients 0.2 to 1.2 m<sup>-1</sup> separates the channel is changed on average by 5.5% for every ten degrees in V=2 m/s, 6.9% of 10° – at V=6 m/s, and 5.8%/10° – at V=10 m/s. The length of the portion of the channel, for implementing the separating capacity for particles with test coefficients sail varies within 0.2 m with V=2 m/s, and 2.5 m – V=10 m/s. Given the range of variation coefficients sail vegetable seeds (excluding factors sail light impurities present in these seed mixtures), while changing the tilt of the working channel in the range of 40° to 50° it must be not longer than 2 m.

**Key words:** particle differential equations, pneumatic separator, seed mixture, sorting.



## ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

**Виктор Мельник, Михаил Цыганенко, Александр Аникеев, Кирилл Сыровицкий**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*

*имени Петра Василенко*

*Московский пр., 45, Харьков, Украина. E-mail: [kafedra\\_emtp@ukr.net](mailto:kafedra_emtp@ukr.net)*

**V. Melnik, M. Tsyganenko, A. Anikeev, K. Sirovitskiy**

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*Moskovskyi prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: [kafedra\\_emtp@ukr.net](mailto:kafedra_emtp@ukr.net)*

**Аннотация.** В статье приведены методические подходы к расчету дополнительной прибыли при использовании элементов системы точного земледелия - параллельного вождения агрегатов и дифференцированного внесения удобрений на примере одного из хозяйств Харьковской области. Многие предприниматели в сельском хозяйстве имеют в своем распоряжении достаточное количество денежных средств и не могут принять решение о внедрении системы точного земледелия. Авторы на конкретном примере доводят экономическую целесообразность использования системы точного земледелия. Самый простой элемент данной системы – это параллельное вождение агрегатов, за счет его использования не нужны дополнительные расходные материалы для маркировки рядов; максимально используется рабочая ширина агрегата, сводятся к минимуму перекрытия соседних рядов; исключаются пропуски между соседними проходами агрегата; увеличивается коэффициент загрузки техники (возможность работы ночью); повышается комфортность работы, снижается утомляемость водителя при выполнении технологических операций, что приносит видимую экономию средств и окупается за короткий период времени. Следующий элемент системы точного земледелия – это дифференцированное внесение минеральных удобрений, которое подразумевает детальное изучение химического состава почвы на конкретных элементарных участках поля с последующим внесением недостающих питательных веществ. Это уже дает возможность экономить азотные, фосфорные и калийные удобрения. В свою очередь, экономия удобрений приносит дополнительную прибавку к урожайности выращиваемых культур, за счет более высокого использования генетического потенциала культурных растений, что непосредственно приносит прибыль. Наряду с экономией материалов и средств мы получаем более экологичную продукцию и ресурсосберегающее экологическое сельское хозяйство, что актуально на нынешнем уровне развития цивилизации.

**Ключевые слова:** растениеводство, точное земледелие, экономия средств, дополнительная прибыль.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Дальнейшее развитие сельского хозяйства в целом и растениеводства как его ведущей отрасли находится в прямой зависимости от уровня материально-технического обеспечения отрасли. Важным шагом в развитии механизированных технологий стала разработка технического обеспечения систем координатного и «точного земледелия», что позволяет вести мониторинг состояния почвы и культурных растений на определенных участках поля, соответствующим образом дозировать удобрения и средства защиты растений для достижения высокой эффективности их действия при минимально необходимых затратах.

Точное (координатное) земледелие может применяться для улучшения состояния полей и агроландшафта по нескольким направлениям [1]:

- агрономическое, при котором с учётом реальных потребностей культуры в удобрениях совершенствуется агропроизводство;
- техническое, в результате которого совершенствуется тайм-менеджмент на уровне хозяйства (в том числе, улучшается планирование сельскохозяйственных операций);
- экологическое, когда сокращается негативное воздействие сельхозпроизводства на окружающую среду (более точная оценка потребностей культуры в азотных удобрениях приводит к ограничению применения азотных удобрений);
- экономическое, благодаря которому рост производительности и/или сокращение затрат повышают эффективность агробизнеса (в том числе, сокращаются затраты на внесение азотных удобрений).

Электронная запись и хранение истории полевых работ и урожаев может помочь как при последующем принятии решений, так и при составлении специальной отчётности о производственном цикле, которая всё чаще требуется законодательством развитых стран.

Одним из элементов системы точного земледелия (СТЗ) является параллельное вождение агрегатов на базе GPS навигации, что является экономически выгодной технологией для современного растениеводства. Она нацелена на экономию средств и

времени, повышение качества продукции и урожайности. Технология реализуется с помощью специальных GPS-систем параллельного вождения (выпускаются под марками Outback, Raven, Trimble, GreenStar, TeeJet, Leica) [1]. Сегодняшний сельскохозяйственный производитель должен выбрать оптимальное техническое решение для своих задач.

#### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Новые технологии и технические решения появляются настолько часто, что потребителям, которые не успевают освоить существующие, на рынке предлагаются уже новые. Например, в системах параллельного вождения теперь применяются инерционные датчики, ультразвуковые локаторы, системы компьютерного видения, спутниковые системы позиционирования и так далее. Все эти достижения техники делаются с одной простой целью – обеспечить прохождение машинно-тракторного агрегата по полю таким образом, чтобы каждый проход происходил точно по краю предыдущего без пропусков и перекрытий. Исходя из этого, можно сформулировать основной постулат: хотите получить экономию – ездите прямо [2].

Исследование работы сельскохозяйственных агрегатов, оборудованных системами параллельного вождения в ряде хозяйств выявили, что применение системы параллельного вождения агрегатов позволяет исключить влияние «человеческого фактора» и снизить величину огрехов в обработке на 5...10% и перекрытий на 15...20%. Это позволяет повысить производительность и качество работ, снизить неоснованный перерасход удобрений и химических средств, особенно на мелкоконтурных полях неправильной формы.

В настоящее время опубликованы работы как по технологии точного земледелия [3, 4, 5], так и по ее геоинформационному обеспечению [6]. Исходя из их анализа, технологию точного земледелия можно представить в виде следующих этапов:

1. Определение фактических размеров площади полей, а также их границ, а затем на основе полученных данных составление электронной карты. Для этих целей можно использовать обработанный спутниковый снимок либо мобильный комплекс, состоящий из автомобиля с GPS-приемником и КПК.

2. Сбор информации о поле начинается с составления карты урожайности и влажности зерна. На этой карте разными цветами выделяют зоны с разной продуктивностью. Уборку проводят комбайнами, оборудованными системами мониторинга урожайности, которые состоят из GPS-приемника, бортовой информационной системы, датчиков влажности и массы зерна, а также программы картографирования. Данные о местоположении агрегата записываются вместе с данными от датчиков через определенный промежуток времени [7].

3. Обоснование агрохимического обследования на основе карты урожайности. Для проведения агрохимического обследования используется автомобиль повышенной проходимости, оборудованный системой навигации, автоматическим пробоотбор-

ником и полевым КПК. Он следует по маршруту, который ему предлагает КПК, отбирая пробы почвы. В память компьютера записывается дата, время взятия пробы и ее номер [8].

4. Создание многослойной электронной карты полей по мере поступления информации из разных источников, состоящей из нескольких слоев, на которых отображаются результаты агрохимического и агрофизического обследований, уборки, погодные условия, севообороты, рельеф и т. д. [9].

5. Формирование карты-задания, которая впоследствии переносится в бортовой компьютер трактора [10].

6. Выполнение технологических операций с ГИС- и GPS-поддержкой с использованием бортовых компьютеров [11].

Спутниковые снимки как источник топографической и тематической информации обрабатываются с помощью специального программного обеспечения (ArcGis, ENVI), а затем вместе с рекомендациями выдаются аграриям в формате tiff или geotiff. В результате получают базу данных, которая имеет картографическую привязку.

На основе полученных данных составляется электронная карта, с помощью которой уточняются границы территории хозяйства, а также реальная площадь. Электронная карта позволяет контролировать все сельскохозяйственные операции, поскольку опирается на точные знания площадей полей, протяженности дорог и расположения объектов. Кроме того, она помогает провести более полный анализ условий, влияющих на рост растений на конкретном поле или даже на его участках размером 10x10 м. Такую карту можно использовать для учета севооборота, т.е. внутривоспользовательного землеустройства, мониторинга подвижных объектов, организации перевозок, картирования урожайности, исследования почв, статистического и тематического анализа данных, а также планирования производственного процесса.

Благодаря подробному почвенному обследованию с GPS-привязкой можно определить потребность в питательных элементах, а также другие агрохимические показатели с точностью их локализации до 1 м и впоследствии составить технологическую карту для дифференцированного внесения удобрений. Для этих целей можно использовать программное обеспечение MapInfo, SSToolBox, ArcGIS и др., которое позволяет создать карту распределения основных питательных элементов в почве. Впоследствии она используется при составлении технологической карты для дифференцированного внесения удобрений.

Составление такой карты возможно на основе модели урожайности зерновых, зависимой от соответствующих факторов. Такая модель строится методом линейного регрессионного анализа, использующая центрирование данных. В других источниках он рассматривается как метод коллокации.

Уточнение площадей сельхозугодий и создание карт полей является первым шагом по созданию системы мониторинга. Даже при использовании снимков с пространственным разрешением 10 м/пикс

есть возможность детально определять границы полей. На практике необходимо больше внимания уделять созданию геопространственной основы с обеспечением абсолютной точности координат в заданной проекции. В настоящее время такую возможность обеспечивает ряд снимков с высоким и сверхвысоким пространственным разрешением, даже без использований точек наземной коррекции.

Дифференцированное внесение удобрений и СЗР с использованием систем навигации позволяет на 30% [13] увеличить урожайность, а также в два раза сократить затраты на их приобретение.

Технологию точного земледелия невозможно представить без автопилотов и систем параллельного вождения, которые позволяют свести к минимуму влияние человеческого фактора при выполнении агротехнологических операций, а также значительно увеличить производительность техники. Система параллельного вождения представляет собой GPS-приемник, обрабатывающий данные, процессор и дисплей с курсоуказателем. Существует два основных варианта отображения информации — двумерное графическое изображение поля с движущимся объектом и так называемое телевизионное, когда на дисплее расположен ряд светодиодных лампочек разного цвета. Как правило, в середине находится зеленая лампочка, а по обе стороны от нее — оранжевая и красная. Если светится зеленый индикатор в центре — агрегат движется в правильном направлении, если же загорелась, например, оранжевая лампочка, значит машина отклонилась от намеченного курса. Задача тракториста при этом заключается в контроле направления заданного движения и подразумевает его активное участие в этом процессе. Для удобства и более точного вождения к системе можно подключать подруливающее устройство, например AgGPS EZ-Steer, и автопилот.

При использовании автопилота механизатор практически не участвует в управлении агрегатом. Сигнал от GPS-приемника подается непосредственно в ходовую часть трактора. Единственное, что от него требуется, — в конце гона повернуть трактор на определенный угол, чтобы задать направление следующего прохода. Точность выполнения операции будет выше, чем при использовании системы параллельного вождения.

За последний год спрос на автопилоты значительно вырос: аграрии предпочитают приобретать более совершенные устройства, сетуя на недостаток квалифицированных кадров. Более того, клиенты, ранее купившие системы параллельного вождения, просят переоборудовать их в автопилоты. Если докупить необходимые гидравлические шланги и электрические кабели, система параллельного вождения может легко преобразоваться в автопилот. Правда, подключить автопилот можно только к современным зарубежным тракторам. Стоимость автопилота составляет примерно 10 - 12 тыс. евро, что

в 1,5-2 раза [14] выше, чем у системы параллельного вождения.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В данном материале предпринята попытка сделать короткий расчет экономической эффективности элементов системы точного земледелия: параллельного движения сельскохозяйственных агрегатов с использованием GPS навигации и дифференцированного внесения минеральных удобрений. Учитывая принципы действия таких систем, отметим, что основной модельный ряд предлагаемого оборудования различных производителей имеет свои преимущества и недостатки. Известно, что параллельное вождение обеспечивает оптимальное движение агрегатов, экономию топлива, средства защиты растений (СЗР), удобрения и другие материалы, которые расходуются при полевых работах [15,16].

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Внедрять СТЗ в полном объеме чрезвычайно трудно, но использовать некоторые ее элементы можно и нужно. Стоимость базового набора GPS-систем для внедрения элементов точного земледелия составляет 2500 – 4500 EUR [17], в него входит дисплей с диагональю 4,5" и антенна. Эта система предусматривает функцию подсчета обработанной площади или площади по контуру поля [18,19].

До внедрения элементов СТЗ при выполнении технологических операций, независимо от уровня мастерства тракториста, огрехи неизбежны. С целью их исправления принимается решение делать следующий проход с незначительным перекрытием предыдущего. Там, где перекрываются ряды, расходуется вдвое больше технологического материала, а там, где пропущено, растут сорняки со своими последствиями.

Результат такого стиля работы можно показать на простом примере. Для расчета возьмем идеальное поле площадью 100 га в форме квадрата со стороной 1 км и засеем его пшеницей, используя современную широкозахватную сеялку шириной 18 м. Зная нормы высева пшеницы и внесения удобрений, а также их закупочную цену, можно легко посчитать, сколько мы переплачиваем за ошибки вождения. Небольшие на первый взгляд цифры перерасхода на каждом проходе приводят в масштабах хозяйства к заметным суммам, подтверждающим рекламную фразу: «Системы параллельного вождения окупаются за один-два сезона». Не приводя общие формулы, предоставляем в таблице 1 результаты расчетов при различных величинах перекрытия соседних рядов.

В результате получилась очень простая зависимость: каждые 20 сантиметров перекрытия соседних рядов – это примерно 0,45 евро убытков на каждый гектар обрабатываемой площади только на одной операции – посеве.

**Таблица 1.** Результаты расчетов при различных величинах перекрытия соседних рядов  
**Table 1.** The results of calculations for different values of overlapping adjacent rows

Ширина перекрытия, м	Реальная ширина захвата, м	Площадь перекрытия на одном проходе, га	Количество проходов	Общая площадь перекрытия на поле, га	Перерасход на семена и удобрения, евро/га *
0,2	17,8	0,02	56	1,1	0,45
0,4	17,6	0,04	57	2,3	0,89
0,6	17,4	0,06	57	3,4	1,37
0,8	17,2	0,08	58	4,7	1,85
1,0	17,0	0,1	59	5,9	2,34

\* Для расчетов приняты следующие данные: норма высева пшеницы – 250 кг/га, цена семенного зерна пшеницы – 113,63 евро/т, норма внесения удобрений – 100 кг/га, цена удобрений – 318,18 евро/т (цена на материалы нестабильна).

В хозяйстве 3221 га обрабатываемой земли, и при проведении сева сокращается ширина перекрытия соседних рядов с 40 см (вполне реальная цифра!) до 5 см, что позволяют сделать практически все системы спутниковой навигации. В результате имеем экономию 0,80 евро на 1 га; тогда общая сумма сбережений составит 2562,16 евро.

Значения критериев определяются по следующим формулам:

- производительность технического средства рассчитывается по выражению:

$$W_{2.3M} = W_0 \cdot \tau_{3M}, \quad (1)$$

где:  $W_0$  – производительность за час основного времени, га/ч,  $\tau_{3M}$  – коэффициент использования времени смены  $\tau_{3M} = 0,68$  (ориентировочно для сева);

- определяется расход топлива на гектар при номинальной нагрузке двигателя технического средства, кг/га:

$$g_{2a} = \frac{10^{-3} N_{ен} \cdot g_{ен}}{W_{2.3M}}, \quad (2)$$

где:  $N_{ен}$  – номинальная эффективная мощность двигателя, кВт [20],  $g_{ен}$  – удельные расходы топлива двигателя, г/кВт·ч [20];

- рассчитываем стоимость горюче-смазочных материалов, евро/ч:

$$B_{2CM} = (1,1 \dots 1,15) C_{2CM} \cdot g_{2a} \cdot \gamma_{2CM} \cdot W_{2a,CM}, \quad (3)$$

где:  $C_{2CM}$  – цена топлива, евро/л ( $C_{2CM} = 0,91$ ),  $\gamma_{2CM}$  – удельный объем топлива, л/кг (для дизельного топлива -  $\gamma_{2CM} = 1,2$ ).

Расчет экономии средств от сэкономленного топлива производится по следующей формуле (при цене 0,91 евро/л):

$$E = R \cdot C_{2CM} \quad (4)$$

где:  $E$  – экономия средств от экономии топлива, евро,  $R$  – экономия топлива годовая, л.

По данной несложной методике выполняем расчет экономии топлива при использовании системы параллельного вождения агрегатов.

Результаты экономии топлива с использованием системы параллельного вождения агрегатов при производстве зерновых культур в условиях хозяйства приведена в таблице 2.

Мы помним, что внедрение СТЗ – это обязательно дифференциальное внесение минеральных удобрений, экономия материала (минеральных удобрений) и прибавка урожая.

Прибавка урожайности достигается за счет более оптимального использования почвенных питательных веществ: повышения доз минеральных удобрений в местах, имеющих меньший потенциал урожайности и снижения доз в местах с большим потенциалом. Исходя из опыта хозяйств Европы [21], прибавка урожайности составляет от 10 до 20% в зависимости от почвенно-климатических условий. Важным фактором является вид почвы в пределах одного участка.

Ниже приведена калькуляция прибавки урожайности культур в условиях реального хозяйства в таблице 3. Площадь посевов – 3221 га, прибавка урожая – 10%, средняя урожайность зерновых – 44 ц/га; цена на продукцию взята из источника [22].

Дополнительная прибыль рассчитывается по формуле:

$$D_n = F \cdot C \cdot D_e, \quad (5)$$

где:  $D_n$  – дополнительная прибыль, евро,  $F$  – структура в севообороте, га,  $C$  – цена продукции, евро,  $D_e$  – дополнительная урожайность, т/га.

Полученные результаты представлены в таблице 3.

Экономия минеральных удобрений достигается за счет их более оптимального использования: удобрения вносятся в точных дозах на каждом локальном участке поля, исключается двойное внесение на перекрытиях.

Исходя из опыта хозяйств, экономия удобрений составляет от 5 до 20%. Важным фактором является вид состава почвы в пределах одного участка [23]. Ниже приведена калькуляция удобрений в условиях хозяйства.

Площадь – 3221 га.

Экономия удобрений: азотных – 2%; калийных, фосфорных – 5%.

**Таблица 2.** Расчет экономии топлива на выполнении технологических операций при возделывании зерновых культур

**Table 2.** Calculating fuel economy for technical operations in the cultivation of crops

Показатели	Лушение стерни Т-150К+ЛДГ-10	Посев Т-150+ЗСЗ-3,6	Внесение удобрений МТЗ-80+РУ-1600	Защита растений МТЗ-82+ОПШ-200
Норма расхода топлива л/га	11	10,8	0,7	1
Годовая выработка 1-го агрегата, га	1700	1700	1700	1700
Уменьшение обрабатываемой площади за счет меньшего перекрытия	60	60	95	95
Годовая экономия, л	660	648	67	95
Экономия средств, евро. (При цене 0,91 евро/л)	600,00	589,09	60,90	86,36
Всего	<b>1336,36 euro</b>			

**Таблица 3.** Расчет дополнительной прибыли, обусловленной прибавкой урожайности культур в условиях хозяйства

**Table 3.** The calculation of additional income resulting from addition of crop conditions in the economy

Культура	Структура в севообороте, га	Цена евро/т	Дополнительная урожайность, т/га	Дополнительный доход, евро.
Озимая пшеница	473,3	161,70	0,2	15308,24
Ячмень	370,8	145,45	0,125	6741,82
Рожь	146,9	132,73	0,1	1949,76
Кукуруза на зерно	451	81,82	0,15	5535,00
Кукуруза на силос	557	54,55	0,2	6076,36
Подсолнечник	517	336,64	0,15	28200,00
Горох	63	100	0,15	945,00
Гречиха	33	163,64	0,1	540,00
Однолетние травы	610	72,73	0,1	4436,36
Всего	3221			69732,54

**Таблица 4.** Расчет экономии минеральных удобрений в условиях хозяйства

**Table 4.** Calculation of savings of fertilizers in farming conditions

Название удобрения	Средняя доза, т/га	Цена евро/т.	Экономия, т.	Дополнительная прибыль, евро.
Азотные	0,160	318,18	2,57	817,73
Калийные	0,0935	336,36	1,5	504,55
Фосфорные	0,080	350,91	2,91	1021,15
Всего				2343,43

## ВЫВОДЫ

Передовые хозяйства, имеющие в своем распоряжении оборудование для использования СТЗ, уже не представляют, как работали без него. Благодаря использованию СТЗ:

1. Исключается работа по предварительной разметке поля;
2. Не нужны дополнительные расходные материалы для маркировки рядов;
3. Максимально используется рабочая ширина агрегата, сводятся к минимуму перекрытия соседних рядов; исключаются пропуски между соседними проходами агрегата;

4. Увеличивается коэффициент загрузки техники (возможность работы ночью);

5. Повышается комфортность работы, снижается утомляемость водителя.

При всех этих положительных пунктах хозяйство получает экономию технологических материалов и дополнительный доход средств в результате прибавки урожайности. Выполнив несложные расчеты, мы видим, что самый простой элемент – оборудование для параллельного движения агрегата – дает дополнительную прибыль 1336,36 евро, а общий дополнительный доход составит 69732,54 евро. Понятно, что цифры имеют ориентировочную величину. Важно то, что она положительная.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Википедия. Точное земледелие. Режим доступа: <[https://ru.wikipedia.org/wiki/Точное\\_земледелие](https://ru.wikipedia.org/wiki/Точное_земледелие)>.
2. Агрокультура. Инновационное сельское хозяйство. Режим доступа: <[http://agkultura.ru/products/>precision\\_farming](http://agkultura.ru/products/>precision_farming)>
3. **Кочина Н. 2013.** Выбор навигатора для точного земледелия. Агроном. № 3, 168-170.
4. **Tusat E. 2011.** Geographic information technologies in precision agriculture applications. Международная научно-практическая конференция посвященная 80-летию основания института. НАН Беларуси, Институт почвоведения и агрохимии, Белорусское общество почвоведов. Минск, 178-181.
5. **Степук Л.Я. 2011.** Дифференцированное внесение удобрений в системе точного земледелия: виртуальность и реалии. Наше сельское хозяйство. № 9, 14-21.
6. **Vilde A, Cesnieks S., Rucins A. 2004.** Minimisation of soil tillage. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Volume IV. Lublin. Poland, 237-242.
7. **Vilde A., W. Tanas', 2006.** Energetic estimation of soil tillage machines. In: Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Volume VI. Lublin: 160-168.
8. **Czeslaw Puchalski, Józef Gorzelany, Grzegorz Zagula, Gerald Brusewitz, 2008.** "Image analysis for apple defect detection", TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, 8, 197-205.
9. **Anna Szeląg-Sikora 2012.** Regional differences in equipment of machinery park on farms. TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture Vol. 12, No. 1, 281-287.
10. **Донец В., Кочубей С., Яценко В., Броварец А., Казанцев Т., Бровченко В. 2014.** Полевой спектральный аппаратно-программный комплекс для подспутниковой валидации дистанционного исследования растительности. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture Vol. 16. No 3. 195-201.
11. **Józef Kowalczyk, Janusz Zarajczyk. 2006.** Wpływ prędkości roboczej siewnika s071 kruk z łyseczkowym zespołem wysiewającym na jakość siewu nasion rzodkiewki. MOTROL, 8A, 182-186.
12. **Броварец А. 2013.** Устройство для мониторинга параметров сельскохозяйственного поля. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 3. 131-141.
13. Агровектор. Система дифференцированного опрыскивания. Режим доступа: <[http://agrovektor.com/physical\\_product/92809-sistema-differencirovannogo-opryskivaniya/cid/3036.html](http://agrovektor.com/physical_product/92809-sistema-differencirovannogo-opryskivaniya/cid/3036.html)>
14. Растениеводство. Точность на полях. Режим доступа: <[http://www.agrophys.com/Agrophys\\_files/Preagro/Preagro\\_doc/prec\\_agro\\_08.pdf](http://www.agrophys.com/Agrophys_files/Preagro/Preagro_doc/prec_agro_08.pdf)>
15. **Жалнин Э. В. 2010.** Точное земледелие - концепция успеха. Сел. механизатор. N 12, 10-11.
16. <[http://gps12.ru/products/system\\_parallel](http://gps12.ru/products/system_parallel)>
17. Белорусское сельское хозяйство. Ежемесячный научно-практический аграрный журнал. Режим доступа: <<http://agriculture.by>>
18. Зерно. Журнал современного агропромышленника. Режим доступа: <<http://www.zerno-ua.com>>
19. **Пастухов В. И. 2001.** Справочник по машиноиспользованию в земледелии. / Под ред. В.И.Пастухова. Харьков: „Веста”, 347. (Украина)
20. **Петровец В. Р., Самсонов В. Л., Колос С. В. 2010.** Об эффективности внесения минеральных удобрений в системе точного земледелия. Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. № 3, 140-146.
21. Украинская аграрная конфедерация. режим доступа: <<http://agroconf.org/content/cini-na-realizovanu-sg-produkciyu>> .(Украина).
22. Агри ленд. Технологии точного земледелия. - режим доступа: <<http://www.agri-land.ua/index.php/ru/mediagallery>>. (Украина).

**Summary.** The article presents the methodological approaches to the calculation of the additional profit using elements of precision farming - parallel driving units and differential fertilizer as an example of one of the farms of the Kharkov region. Many entrepreneurs in agriculture have at their disposal sufficient Number of cash and cannot make a decision on the implementation of precision farming. The authors adjusted a specific example of economical feasibility of using precision farming system. The simplest element of Dana is driving The parallel units, due to its use do not need additional consumables for marking series; maximum use of the working width of the machine are minimized overlap adjacent rows; eliminated gaps between adjacent passes of the unit; increased equipment utilization rate (the ability to work at night); increases the comfort of work, reduced driver fatigue when performing manufacturing operations and all it brings visible cost savings and pays for itself in a short period of time. Next Elements of precision agriculture is differentiated application of mineral fertilizers. Which implies a detailed study of the chemical composition of the soil in specifically elementary areas of the field, followed by the introduction of the missing nutrients in specific areas. It already makes it possible to save nitrogen, phosphate and potash fertilizers. In turn, brings further savings of fertilizers to increase crop yields, which directly makes a profit. Along with saving materials and means we get more eco-friendly products and resource-ecological farming, which is important at the present level of civilization.

**Key words:** crop, fuel economy, precision farming, parallel driving unit.

## КРИТЕРИЙ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДОСТАВКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ

*Дмитрий Музылёв, Николай Карнаух, Наталия Березная, Олеся Кутья*  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*

*имени Петра Василенко*

*Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [kttl2012@mail.ru](mailto:kttl2012@mail.ru)*

*Dmitriy Muzylyov, Nikolay Karnayh, Natalija Berezchnaja, Olesya Kutiya*

*<sup>1</sup>National Technical University of Agriculture named*

*after Petro Vasylenko*

*St. Artema 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: [kttl2012@mail.ru](mailto:kttl2012@mail.ru)*

**Аннотация.** Проведен анализ существующих подходов по планированию и выбору рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов. Обобщены и объединены в пять групп существующие виды технологий по их перевозке. Предложен комплексный критерий для выбора рациональной технологической схемы на основе одновременного учета затрат по доставке и периода уборки урожая. Аргументирован показатель технической производительности уборочно-транспортного комплекса (УТК) позволяющий определить его количественную составляющую. Он учитывает как технические возможности каждого из элементов УТК (ширина захвата комбайна, номинальная грузоподъемность автомобиля, трактора, прицепа или полуприцепа, скорость перемещения скрепков погрузчика), так и технологические особенности работы транспортных средств (расстояние перевозки, временные характеристики простоя во время проведения погрузо-разгрузочных операций, скоростные параметры режима движения, а также эксплуатационные условия работы автомобилей на основе численных значений коэффициентов использования грузоподъемности и пробега). Определяющим элементом транспортно-технологической схемы доставки (ТТСД) рассмотрен комбайн, точнее говоря их количество, задействованное в процессе уборки урожая.

Для определения среднего значения единиц уборочно-транспортного комплекса проведено комбинирование основных возможных вариантов видов используемой техники. Их предложено четыре.

В качестве моделей, описывающих затратные составляющие рассмотренного комплексного критерия, предложены «серые ящики». В построенной регрессионной модели выявлены значимые факторы на расходы по доставке и сроках уборки урожая.

Обоснован набор параметров для установления закономерности между основными техническими и технологическими показателями процесса перевозки и составляющими разработанного критерия. Представлена графическая интерпретация критерия предварительного определения двух наиболее приближенных к оптимуму технологий.

**Ключевые слова:** критерий, сельскохозяйственный груз, технология, затраты, урожай, доставка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На сегодняшний день функционирование большинства сельскохозяйственных предприятий происходит в достаточно сложных условиях. Это обусловлено нестабильной экономической ситуацией в стране, которая наблюдается в течение последнего времени. Поэтому украинские предприятия аграрного сектора вынуждены вести свою деятельность в условиях финансовых ограничений, что в свою очередь уменьшает технические возможности уборочно-транспортного комплекса (УТК), который задействован в период сбора урожая. Во-вторых, отсутствие определенного уровня опыта отечественных аграриев, относительно рационального использования современных логистических подходов при организации уборочно-транспортного процесса сельскохозяйственных культур. Объяснением этому, на наш взгляд, являются две основные причины: с одной стороны, отсутствие достаточного количества высококвалифицированных специалистов по агрологистике и, с другой, нежеланием руководителей агропредприятий изменять существующий процесс доставки сельхозгрузов за счет внедрения последних инновационных решений, которое предлагает современная логистика.

Надо отметить, что сам процесс подготовки аграриев к сезонным работам является продолжительным по времени и начинается заранее. При этом, наличие необходимого количества уборочно-транспортной техники является первоочередной задачей для своевременной уборки урожая. От количественной составляющей, в большинстве случаев, зависит вид технологии, которая используется, а это в свою очередь влияет на срок уборки урожая и, как следствие, на его качество и стоимость.

Однако, исходя из опыта работы некоторых аграрных предприятий Украины, размеры УТК зависят от предельно-допустимых сроков уборки урожая, который варьируется в диапазоне 2-8 недель для разных видов сельскохозяйственных культур.

Эти условия прописаны в технологических картах по выращиванию сельхозкультур [1]. В ситуации, которая сложилась, с целью экономии времени на уборочно-полевые работы задействуется большое количество средств механизации и транспортировки. Используются разнообразные транспортно-технологические схемы доставки сельхозгрузов. Это в свою очередь приводит к неоправданным экономическим расходам. Поэтому вопрос разработки критерия для выбора рациональной технологии доставки сельхозгрузов, одновременно учитывающего размеры расходов, связанные с достаточной производительной мощностью уборочно-транспортного комплекса и рационального срока сбора урожая является достаточно актуальным.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Ученых, занимающихся вопросами повышения производительности и экономической эффективности УТК, большое количество. Как известно, при сборе урожая сельскохозяйственных культур необходимо наличие большого количества комбайнов, тракторов, грузовых автомобилей и других средств механизации, которые и определяют количественный и качественный состав уборочно-транспортного комплекса. Но производительность УТК зависит не только от производительности комбайна, но и от количественного состава грузового транспорта способного непрерывно обслуживать комбайн. В свою очередь, транспортно-уборочный комплекс, с целью повышения производительности, должен работать непрерывно и согласованно, чтобы не было простоев комбайнов в ожидании выгрузки, простоев автомобилей, - в ожидании загрузки.

Численный состав комбайнов и грузовых автомобилей должен быть в таком соответствии, чтобы в зависимости от урожайности сельскохозяйственных культур и способа перевозки обеспечить непрерывную работу [2].

Как показывает анализ последних научных работ по данной тематике [3-11], определение рационального количества единиц уборочно-транспортного комплекса будет определять характер технологии перевозки, время сбора урожая и расходную составляющую всего процесса доставки сельскохозяйственных культур, в период уборки.

Общеизвестно, что на надежность своевременного выполнения полевых работ в отведенные сроки в значительной степени влияет организация их проведения [12]. То есть, каким образом обеспечивается срочность и безубыточность перевозки собранного урожая. При этом также, существенную роль играет, координация работы между всеми элементами уборочно-транспортного комплекса (УТК). Чтобы обеспечить бесперебойную работу УТК, необходимо рассчитать потребность в транспортных средствах (ТС) для перевозки продукции [13]. Большое внимание этому направлению исследований уделял С.Г. Фришев. При этом, он рассматривал ряд вопросов относительно определения рационального состава уборочно-транспортного комплекса. В своей

научной работе [14] авторы предложили методику подбора наиболее эффективных транспортных средств для доставки сельхозгрузов к месту переработки, путем оценки затрат связанных с расстоянием и грузоподъемностью автомобилей. Учитывая обстоятельство и немалое количество предыдущих исследований по определению численности единиц УТК, нужно отметить, очень разнообразный спектр подходов к решению данной проблематики. При этом, нет общих обоснованных рекомендаций относительно определения численности уборочной техники, средств транспорта, которые обеспечивают перевозочный процесс сельхозгрузов и вспомогательных погрузочно-разгрузочных механизмов (машин), которые задействованы в процессе перевалки (перегрузки) при использовании конкретной транспортно-технологической схемы (ТТС) доставки. Отсутствие универсальной методики, относительно решения выше отмеченных проблем является не приемлемым условием в период жесткой конкуренции, потому что не дает возможности адекватно спланировать работу и поведение сельскохозяйственных и транспортных предприятий на стратегическом уровне, то есть на период 1-3 года.

На современных агропромышленных предприятиях обычно используется имеющаяся, в большинстве случаев, устаревшая или арендованная техника. Ее численность регулируется личными соображениями руководителей фирмы, базирующихся, зачастую, на финансовых возможностях предприятия и прогнозных объемах уборки сельхозкультур, которые зависят от посевных площадей хозяйства и урожайности.

Все это является составляющими факторов, которые отвечают за выбор рациональной транспортно-технологической схемы доставки (ТТСД) сельхозгрузов. К не мало важным также относятся:

- провозные возможности парка автомобилей, имеющихся на балансе предприятия;
- численность уборочной техники, которая есть на предприятии;
- имеющийся парк вспомогательной техники;
- размеры площадей полей;
- дислокация полей (отдаленность от мест временного хранения);
- уровня развития дорожной сети региона;
- количество транспортных предприятий в регионе;
- период уборки урожая;
- урожайность посаженных сельскохозяйственных культур.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработка критерия для определения рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов одновременно учитывающего затраты на доставку и период уборки урожая.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В качестве первоочередного фактора при организации работы УТК и выбора транспортно-технологической схемы выступает расходная составляющая процесса доставки и времени уборки



урожая. С одной стороны, чем больше уборочно-транспортной техники принимает участие в этом процессе, тем меньше времени понадобится для окончания конкретных видов сезонных работ. С другой стороны, не скорректированный процесс деятельности задействованной техники и нецелесообразно большая ее численность - может вызывать непродуктивные простои, связанные с ее неиспользованием, как следствие, - неоправданные финансовые расходы на ее приобретение или оплату аренды. Зависимость и влияние всех перечисленных показателей на работу УТК можно представить в виде формальной модели "серого ящика". На рис.1 и рис.2 приведены их графическое отражение. Соответственно на рис.1 исходным параметром рассматриваются расходы на доставку ( $B_{дост}$ ), а на рис. 2 период уборки урожая ( $T_{уб}$ ). В качестве входных параметров выступают следующие показатели, являющиеся наиболее влиятельными при выборе рациональной технологии доставки сельскохозяйственных культур:

$\bar{Q}_{ср}$  – среднесуточный объем перевозки, т;

$\bar{l}_{поля}$  – средняя отдаленность полей от временного места хранения, км;

$S$  – общая площадь полей засеянных сельскохозяйственными культурами, га;

$\bar{A}_{УТК}$  – условная численность уборочно-транспортного комплекса, од;

$W_k$  – продуктивность комбайна, т/ч.;

$W_a$  – продуктивность автомобиля, т/ч.;

1, 2, 3, 4 – составляющие процесса доставки:

1 – уборка урожая;

2 – погрузка;

3 – транспортировка;

4 – разгрузка;

$C_{пер}$ ,  $C_{пост}$  – переменные и постоянные факторы внешней среды (погодные, дорожные условия и др.).

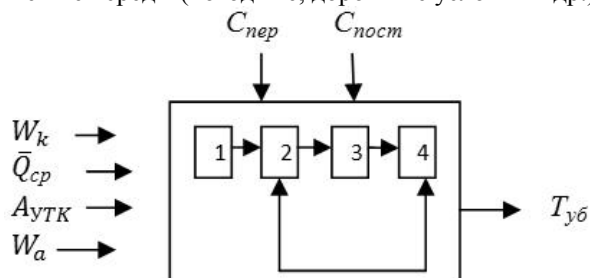


Рис. 1. Схематическое изображение формальной модели «серого ящика» процесса доставки сельхозгрузов

Fig. 1. Schematic image of formal model of «grey box» of process of delivery of agricultural loads

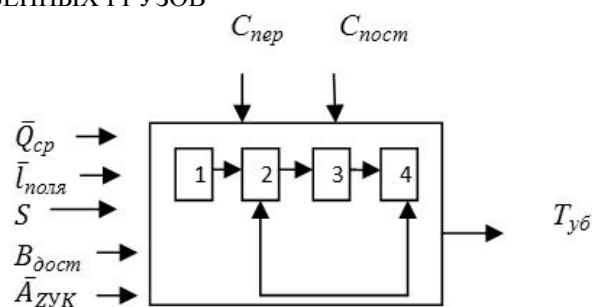


Рис. 2. Схематическое изображение формальной модели «серого ящика» процесса доставки сельхозгрузов

Fig. 2. Schematic image of formal model of «grey box» of process of delivery of agricultural loads

В математическом виде модель рассмотренного процесса можно представить, в виде функции:

$$B_{дост} = f(\bar{Q}_{ср}, \bar{l}_{поля}, S, A_{УТК}) \cdot \quad (1)$$

$$T_{уб} = f(W_k, W_a, \bar{Q}_{ср}, A_{УТК}) \cdot \quad (2)$$

При этом целевая функция может принимать следующий обобщенный вид:

$$T_{уб} = f(B_{дост}, T_{уб}) \rightarrow \min \quad (3)$$

Анализ теории и практики позволил объединить все существующие виды технологий перевозки сельскохозяйственных грузов в пять групп [15]:

- 1) по прямому варианту доставки;
- 2) при доставке с перевалкой через бурт;
- 3) при схеме доставки с перецепкой прицепа возле поля;
- 4) при схеме доставки с перецепкой полуприцепа возле поля и склада;
- 5) при схеме доставки с перевалкой в месте временного хранения, находящемся по маршруту перевозки.

В качестве параметра для определения размеров УТК используем средневзвешенный показатель численности уборочной, вспомогательной и транспортной техники, выраженный в виде технической производительности за время работы, позволяющий учесть технические возможности каждого элемента УТК. На наш взгляд эта методика является более корректной. Техническая производительность является комплексным показателем, одновременно воспроизводящим, как технические характеристики каждого из элементов УТК (ширина захвата комбайна, номинальная грузоподъемность автомобиля, трактора, прицепа или полуприцепа, скорость перемещения скребок погрузчика), так и технологические особенности работы транспортных средств (расстояние перевозки, временные характеристики простоя во время проведения погрузо-разгрузочных операций, скоростные параметры режима движения, а также эксплуатационные условия работы автомобилей на основе численных значений коэффициентов использования грузоподъемности и пробега). Численность УТК, используемая при расчетах, определяется либо эмпирическим путем, основываясь на данных по использованию конкретных видов техники в период уборки урожая за прошлые периоды, либо на основе получения прогнозных значений

относительно возможных объемов перевозки в будущем. При первом варианте используется существующий парк УТК, при втором - формируется новый за счет приобретения дополнительных единиц, или рассмотрения вопроса о привлечении их на арендной основе на период уборки урожая.

Методика определения средней численности УТК по каждой из выбранных пяти ТТСД приведены в работе [16]. Из нее видно, что постоянной составляющей при всех схемах является количество комбайнов. Это корректно, поскольку количество комбайнов, задействованных при уборке урожая, является определяющей характеристикой при подборе необходимого количества других единиц УТК, и, как следствие, формирования рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов вообще.

Для определения среднего значения единиц уборочно-транспортного комплекса было проведено комбинирование основных возможных вариантов видов используемой техники. Всего в работе предлагается расчет  $A_{УТК}$  по четырем вариантам. При этом, в качестве первообразующего элемента выступает вид комбайна, который определяет состав используемой уборочно-транспортной техники. Порядок подбора комбинаций следующий:

- все единицы УТК производства стран ближнего зарубежья, или отечественные;
- комбайны производства стран ближнего зарубежья в сочетании с уборочно-транспортной техникой производства стран дальнего зарубежья;
- уборочно-транспортная техника производства стран дальнего зарубежья, а комбайны – ближнего;
- транспортная техника производства стран дальнего зарубежья, а комбайны - ближнего; - Все единицы УТК производства стран дальнего зарубежья.

Пользуясь данными модели зависимостей 1 и 2, установлено 4 фактора, которые вероятно влияют на

расходы по доставке сельхозкультур и на срок уборки урожая соответственно, а именно для построения модели зависимости расходов на доставку. Ими являются: среднесуточный объем перевозки ( $\bar{Q}_{cp}$ ); средняя удаленность полей от мест временного хранения ( $\bar{l}_{поля}$ ); общая площадь засеянных полей (S); среднее условное количество уборочно-транспортного комплекса ( $A_{УТК}$ ). При построении модели по определению сроков доставки также используют 4 фактора, а именно: производительность комбайна ( $W_k$ ); производительность автомобиля ( $W_a$ ); среднесуточный объем перевозки ( $\bar{Q}_{сер}$ ); условное количество уборочно-транспортного комплекса ( $A_{УТК}$ ). Другие факторы при рассмотрении обеих моделей будут постоянными.

Таким образом, для последующих исследований применено четырех факторный план полно факторного эксперимента для линейных моделей.

На основании разработанного плана эксперимента, расписанного согласно указанию максимального и минимального значений аргументов, рас-

смотрено влияние факторов на расходы по доставке сельхозгрузов и сроков уборки урожая, в виде двух отдельных регрессионных моделей.

Можно допустить, что влияние элементов системы доставки на расходы по доставке и срокам уборки урожая могут быть как линейными, так и нелинейными. В случае линейного характера зависимости две составляющие разработанного критерия имеют одинаковый общий вид:

$$Y_{B_{доств.Туб}} = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_4 \cdot x_4 \quad (4)$$

где:  $b_i$  – коэффициент регрессии,  $x_i$  – переменные (факторные признаки).

В исследовании выдвинуто предположение о линейном характере зависимости расходов по доставке сельхозгрузов и сроков уборки урожая, параметров системы доставки и ее технологических особенностей.

Для расчета коэффициентов уравнений регрессии использовался программный продукт Statistica. С помощью команды «Analyze?MultipleRegression» была определена значимость факторов и получены коэффициенты регрессионной модели.

Получив численные значения коэффициентов, выражение (4) преобразовано путем потенцирования к натуральному виду. В случае линейной зависимости выражение (4) принимает вид:

$$B_{доств.Туб} = 1,4 + 0,226 \cdot \bar{Q}_{cp} + 4 \cdot A_{УТК} + 3,123 \cdot \bar{l}_{поля} \quad (5)$$

В построенной регрессионной модели значимыми факторами на расходы по доставке сельскохозяйственных грузов оказались как объемная характеристика ( $\bar{Q}_{cp}$ ) и отдаленность поля ( $\bar{l}_{поля}$ ), определяющих условия работы подвижного состава и технологические особенности перевозки, так и технический параметр ( $A_{УТК}$ ), характеризующий состав уборочно-транспортного комплекса с технической точки зрения.

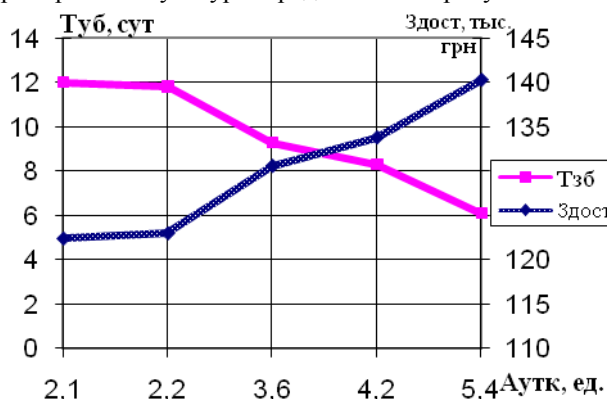
По результатам проведения эксперимента была установлена закономерность влияния значимых факторов процесса доставки на срок сбора урожая в виде следующей регрессионной модели:

$$T_{уб} = 1,4 + 0,052 \cdot \bar{Q}_{cp} - 1,78 \cdot A_{УТК} \quad (6)$$

Можно отметить, что в модели срока доставки значимой является объемная характеристика и технический параметр, который характеризует состав УТК при уборке урожая. Для выбора рациональной технологии перевозки сельхозгрузов использован интегральный критерий. Он был определен по результатам моделирования и построения регрессионных моделей зависимости расходов по доставке и срокам уборки урожая от технических и технологических аспектов, связанных с этим процессом.

При этом учтены лишь средние значения показателей, вошедших в обе модели, так как изменяемой величиной является количество единиц уборочно-транспортного комплекса, характеризующих

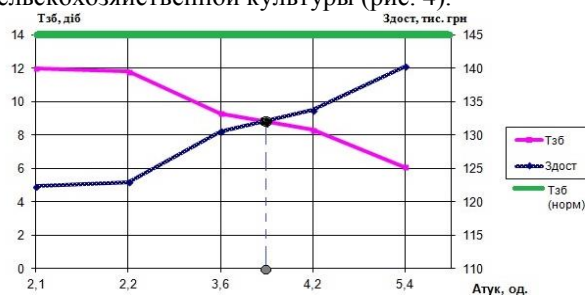
каждую группу технологий. По результатам расчетов получена графическая интерпретация комплексного критерия для определения рациональной технологии. График зависимости разработан на примере зерновых культур и представлен на рисунке 3.



**Рис. 3.** График выбора рациональной технологии доставки зерновых

**Fig. 3.** Chart of choice of rational technology of delivery of grain-growing

Анализируя содержимое рисунка 3 можно сделать первоначальный вывод о том, что вид рациональной технологии доставки находится в точке пересечения кривых, построенных на основе ранее полученных регрессионных моделей. Однако, при окончательном выборе технологии необходимо учесть ограничения, которые существуют в виде нормирования времени сбора урожая согласно технологических карт по выращиванию конкретной сельскохозяйственной культуры (рис. 4).



**Рис. 4.** График выбора рациональной технологии доставки зерновых с учетом ограничений

**Fig. 4.** Chart of choice of rational technology of delivery grain-growing taking into account limitations

Из рисунка 4 видно, что проекция точки пересечения кривых на ось абсцисс не дает возможности в некоторых случаях сделать сразу однозначный выбор рациональной технологии доставки грузов.

### ВЫВОДЫ

Разработан комплексный критерий для выбора рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов и предоставлена его графическая интерпретация. Благодаря этому, определено, что рациональная технология доставки находится в точ-

ке пересечения кривых, которые построены по регрессионной модели расходов на доставку и сроков уборки урожая. Однако при окончательном выборе технологии необходимо учитывать ограничения, которые существуют в виде нормирования времени уборки урожая по каждому из видов сельскохозяйственных культур. При этом проекция точки может находиться между двумя разными транспортно-технологическими схемами, поэтому необходимо провести уточнение. В качестве инструментария для конечного выбора рациональной технологии может выступать дополнительное вычисление текущих расходов в натуральном виде для двух, изначально избранных, технологий. Именно разработка математических зависимостей по определению текущих расходов для каждой группы технологий может выступать в качестве направления последующих исследований.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тищенко Л.Н., Пастухов В.И., Зайцев А.С., Циганенко М.О., Романашенко О.А., Присяжна Л.П. 2009 Транспортное обеспечение сельскохозяйственного производства. Обучающее пособие по курс. и дипл. проект. ПП «Черв'як», 172. (Украина).
2. Стебаков А.Е., Музылёв Д.А. 2014 Причины рационализации состава транспортно-уборочного комплекса при перевозке зерна. Инновационные разработки студентов и молодых ученых в области технического сервиса машин (26.11-27.11.2014). Материалы Всеукраинской конференции. Мин-во аграр. политики и продовольствия Украины. ХНТУСХ. 120. (Украина).
3. Фришев С.Г., Козупица С.И. 2011. Основы грузовых перевозок. Пособие для сам. работы студентов. Киев, ТОВ «Аграр Медиа Груп». 298.
4. Фришев С.Г., Докунихин В.З. 2009. Основы транспортного процесса в АПК. Пособие для сам. работы студентов. Киев. Государственная академия управленческих кадров. 420. (Украина).
5. Петрик А.В. 2008. Формирование транспортных систем в агропромышленном производстве. Киев, ГОЦ "Издательство "Политехника" 316с. (Украина).
6. Мельник В.И. 2013. Определение нужд погрузо-разгрузочных и транспортных средств при уборке зерновых. Zbiór raportów naukowych. «Badania naukowe naszych czasów». (29.10.2013 - 31.10.2013) Katowice, Wydawca, Sp. zo.o. «Diamond trading tour». 116. (Украина).
7. Мазнев Г.Е. 2013. Оптимизация уборочно-транспортных комплексов методами теории массового обслуживания. Механизация сельскохозяйственного производства. Вестник ХНТУСХ. Т. 2, Вып. 93. 56-68. (Украина).

8. **Боярчук В., Шолудько Я., Бабич М., Крыгуль Р., Шолудько В. 2014.** Согласование параметров конфигурации парка автомобилей с характеристиками проектной среды в проекте создания транспортной инфраструктуры свеклоприемного пункта. Motrol. Lublin, Vol. 16, №4, 22-25.
9. **Сумець А.Н., Стебаков А.Е. 2014.** Ключевые аспекты менеджмента транспортировки грузов в пределах логистической системы сельхозпредприятий. Современный менеджмент: проблемы и перспективы. Сборник тез докладов международной научно-практической конференции молодых ученых. Мин-во внутренних дел, Академия ВВ МВС Украины. 92-94. (Украина).
10. **Грипачевский Н. 2013.** Исследование путей и повышения эффективности эксплуатации техники в фермерских хозяйствах. Motrol. Lublin, Vol. 15, №2, 65-69.
11. **Гуторов О.И. Прозорова Н.В. 2011.** Транспортная логистика в сельскохозяйственных предприятиях. Формирование рыночной экономики. Сб. научн. трудов. Спец. вып. 2 ч. Организационно-правовые формы агропромышленных формирований. Состояние, перспективы и влияние на развитие сельских территорий. М-во образования и науки, молодежи и спорта Украины, ДВНЗ "Киевский нац. экон. ун-т м. В. Гетмана" / Отв. ред. О.О. Беляев. Ч. 1. 139-148. (Украина).
12. **Быков Н.Н. 1981.** Расчет транспортных средств для перевозки продукции от уборочных агрегатов. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. — № 1. — 33-35. (Украина).
13. **Фришев С.Г. 2009.** Разработка рационального состава уборочно-транспортного комплекса. Современные проблемы земледельческой механики. Спец. выпуск. Вестник Днепропетровского государственного аграрного университета. Научн.-теорет., научн.-практ. журн. № 2. 236-239. (Украина).
14. **Sydovchuk O., Boyarchuk V., R. Krygul. 2007.** Обоснование количества действий свеклоприемного пункта. Motrol. Lublin, Vol. 9A, 157-165.
15. **Музылёв Д.А. Стебаков А.Е. 2014.** Методика определения количества единиц техники уборочно-транспортного комплекса для разных технологий доставки. Технический сервис агропромышленного, лесного и транспортного комплексов. ХНТУСХ №2(1). 128-138. (Украина).
16. **Музылёв Д.А., Кравцов А.Г., Бережная Н.Г., Усков О.И. 2015.** Порядок формирования комбинаций исходных данных для определения размеров уборочно-транспортного комплекса. Вестник ХНТУСХ, вып. №160, т. 1, 273-279. (Украина).

#### THE CRITERIA OF CHOICE OF A RATIONAL TECHNOLOGY OF DELIVERY THE AGRICULTURAL GOODS

**Summary.** The paper offers an analysis of the actual approaches to planning and choosing an efficient technology of agricultural goods delivery. The present types of delivery technologies are generalized and combined in five groups. The authors offer a complex criterion for the choice of an efficient technology schema that simultaneously considers delivery charges and harvest period. The indicator of technical efficiency of the harvesting vehicle complex (HVC) is argued what helps to define its components. It considers both the technical capability of all the HVC elements (combine coverage, rated load capacity of the automobile, tractor, trailer or semi-trailer, traverse speed of the loader scraper) and technological specifics of vehicle functions (haul distance, down time during the loading and unloading operations, traffic condition speed as well as operation conditions of the automobiles based on numeric coefficients of load capacity and mileage). The harvesting combines, more specifically their number brought into harvesting, are estimated as the key element of the transport-technological delivery scheme (TTDS).

The main basically possible variants of the used vehicles are combined to define the mean value of the harvesting vehicle complex units. There are four combinations offered.

"Gray boxes" serve as a model describing charges components for the mentioned complex criterion. The created regression model reveals significant factors concerning delivery charges and harvesting time.

The paper grounds a set of parameters for regular relations between the main technical and technological indicators of freightage and the components of the developed criterion. A graphic shows an interpretation of the preliminary identification of two technologies that maximally approaches the optimum.

**Key words:** the criteria, the agricultural goods, the technology, the costs, a harvest and delivery.

## ТЕОРИЯ ОСЕСИММЕТРИЧЕСКИХ ДВИЖЕНИЙ КОЛЬЦЕВОГО ЗЕРНОВОГО СЛОЯ ВНУТРИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ВИБРОРЕШЕТА

*Сергей Харченко<sup>1</sup>, Леонид Тищенко<sup>1</sup>, Юрий Борхаленко<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Ул.Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [kharchenko\\_mtf@ukr.net](mailto:kharchenko_mtf@ukr.net)*

<sup>2</sup>*Государственное учреждение «Научно-методический центр информационно-аналитического обеспечения деятельности высших учебных заведений «Агрообразование»*

*Ул. Смилянская, 11, Киев, Украина. E-mail: [borhalenko@rambler.ru](mailto:borhalenko@rambler.ru)*

*Sergei Kharchenko<sup>1</sup>, Leonid Tishchenko<sup>1</sup>, Yurii Borkhalenko<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St.Artema, 44, Ukraine. E-mail: [kharchenko\\_mtf@ukr.net](mailto:kharchenko_mtf@ukr.net)*

<sup>2</sup>*State Institution "Scientific and methodical center of information and analytical support of higher educational institutions "Agreeducation"*

*St.Smilyanska, 11, Ukraine. E-mail: [borhalenko@rambler.ru](mailto:borhalenko@rambler.ru)*

**Аннотация.** В статье приведены математическое моделирование динамики кольцевого зернового слоя по структурному цилиндрическому решету зерновых сепараторов. Объектом исследований выбраны именно виброцентробежные зерновые сепараторы с цилиндрическими решетками, производительность которых превышает в 3-5 раз производительность плоскорешетных сепараторов. Для моделирования динамики зерновых смесей перспективными с точки зрения адекватности и простоты расчетов являются гидродинамические модели. Однако присутствующие недостатки в существующих моделях, которые не полностью интегрируют ЗС в псевдожидкость, затрудняют их решение и ведут к повышенным отклонениям. С целью развития данного направления предлагается зерновые смеси представить как пузырьковые псевдооживленные среды с некоторой вязкостью, которые движутся по структурным плоским или цилиндрическим виброрешетам. При этом вязкость такой пузырьковой псевдожидкости состоит из вязкости пузырьков и твердых частиц. Для повышения эффективности просеивания зерновых смесей разработаны различные типы активаторов в виде новых решет: трехлепестковые эпициклоидные для сепарации гречки, пятилепестковые эпициклоидные для сепарации гороха и нута, объемные для сепарации кукурузы. Для управления и обоснования параметров процессов просеивания зерновых смесей необходимо определить поле скорости, с учетом, как конструктивно-кинематических параметров новых решет, так и свойств смеси. При этом для повышения точности и определения более точной картины процесса необходимо получить продольную, поперечную и вертикальную составляющие скорости зерновой смеси. Получены уравнения позволяют определять эффективность просеивания зерновых смесей на новых цилиндрических решетках с активаторами. При этом

форма и размеры отверстий можно изменять как блоковый элемент.

**Ключевые слова:** зерновая смесь, решето, активаторы, отверстия, эффективность, просеивание.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Математическое моделирование динамики движущихся зерновых смесей (ЗС) по плоским и цилиндрическим виброрешетам, путем применения аналогии между движением вязкой несжимаемой жидкости и зерновой смеси [1 - 6], показали свою эффективность.

Однако такие исследования носят сложный характер и требуют новых подходов в формулировках и решениях (допущения, краевые условия) подобных задач.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В результате проведенных исследований разработана модель динамики пузырьковой псевдооживленной ЗС по плоским структурным виброрешетам, которая показала свою эффективность [7 - 11].

Последующий анализ способов и выбор эффективного направления моделирования динамики пузырьковых псевдооживленных зерновых смесей на цилиндрических виброрешетках с учетом структурности решет и свойств смеси позволит значительно расширить область применения предварительно полученных математических моделей, по аналогии с работами [12-16].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Получение решения математической модели осесимметричных колебаний кольцевого зернового слоя при движении по структурному цилиндрическому решету зерновых сепараторов с учетом кон-

структивно-кинематических параметров решета и свойств зерновой смеси.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В результате исследований [17-19] получена начально-краевая задача, которая позволяет моделировать процесс просеваемости кольцевого зернового слоя в цилиндрических сепараторах.

Принято  $r, \varphi, z$  – цилиндрическая система координат связанная с решето. Поверхность решета представляет собой двумерно-периодическую структуру с периодом  $\Delta z$  вдоль аксиальной координаты  $z$  и периодом  $\Delta \varphi R$  вдоль азимутальной координаты  $\varphi$ . Периодическая структура (решето) получается трансляцией базовой ячейки вдоль оси  $z$  и вдоль образующей цилиндрического решета, соответственно, на  $n\Delta z$  и  $m\Delta \varphi R$ , где  $n, m$  – целые числа.

Принимаем  $R$  – радиус цилиндрического решета, а  $h$  – толщина кольцевого слоя ЗС.

Рассмотрим теперь случай когда индекс  $n \neq 0$ ,  $n = \pm 1, \pm 2, \dots$ . Применяя преобразование Лапласа к полученным ранее уравнениям получаем:

$$\frac{\partial^2 \bar{V}_{nr}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{V}_{nr}}{\partial r} - \left( \frac{q}{v} + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \right) \bar{V}_{nr} = \frac{\rho \Omega}{v} \bar{V}_{n\varphi} + \frac{1}{\rho v} \frac{\partial \bar{P}_n}{\partial r}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \bar{V}_{n\varphi}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{V}_{n\varphi}}{\partial r} - \left( \frac{q}{v} + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \right) \bar{V}_{n\varphi} = -\frac{2\Omega}{v} \bar{V}_{nr}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \bar{V}_{nz}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{V}_{nz}}{\partial r} - \left( \frac{q}{v} + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \right) \bar{V}_{nz} = \frac{2\pi m i}{l \rho v} \bar{P}_n, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} (r \bar{V}_{nr}) + \frac{2\pi m i}{l} \bar{V}_{nz} = 0. \quad (4)$$

Здесь:

$$\bar{V}_{nr} = \int_0^\infty V_{nr} e^{-qt} dt, \quad \bar{V}_{n\varphi} = \int_0^\infty V_{n\varphi} e^{-qt} dt, \\ \bar{V}_{nz} = \int_0^\infty V_{nz} e^{-qt} dt, \quad \bar{P}_n = \int_0^\infty P_n e^{-qt} dt. \quad (5)$$

Принимаем, что функции  $\bar{V}_{nr}, \bar{V}_{n\varphi}, \bar{V}_{nz}, \bar{P}_n$  должны удовлетворять краевым условиям:

$$\bar{V}_{nr} \Big|_{r=R-h} = \frac{d\bar{V}_{nr}}{dr} \Big|_{r=R-h} = \bar{V}_{n\varphi} \Big|_{r=R-h} = \frac{d\bar{V}_{n\varphi}}{dr} \Big|_{r=R-h} = \\ = \bar{V}_{nz} \Big|_{r=R-h} = \frac{d\bar{V}_{nz}}{dr} \Big|_{r=R-h} = 0, \quad (6)$$

$$\bar{P}_n \Big|_{r=R-h} = 0, \quad \bar{V}_{n\varphi} \Big|_{r=R} = \bar{V}_{nz} \Big|_{r=R} = 0. \quad (7)$$

Докажем, что система уравнений (1) - (4) имеет только тривиальное решение ( $\bar{V}_{nr} = \bar{V}_{n\varphi} = \bar{V}_{nz} = 0$ ,  $\bar{P}_n = 0$ ), удовлетворяющее условиям (6), (7).

Общее решение уравнения (3) имеет вид:

$$\bar{V}_{nz} = A_{1n} I_0(\lambda r) + A_{2n} K_0(\lambda r) + \frac{2\pi m i}{l \rho v} \times \\ \times \left[ I_0(\lambda r) \int_{R-h}^r K_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr - \right. \\ \left. - K_0(\lambda r) \int_{R-h}^r I_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr \right], \quad (8)$$

где:  $\lambda = \sqrt{\frac{q}{v} + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2}$ ,  $A_{1n}, A_{2n}$  – произвольные величины независимые от  $r$ .

Подставим (8) в краевое условие (6). Легко убедится, что  $A_{1n} = A_{2n} = 0$ .

Следовательно:

$$\bar{V}_{nz} = \frac{2\pi m i}{l \rho v} \left[ I_0(\lambda r) \int_{R-h}^r K_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr - \right. \\ \left. - K_0(\lambda r) \int_{R-h}^r I_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr \right]. \quad (9)$$

Рассмотрим теперь уравнение (1).

Общее решение этого уравнения имеет вид:

$$\bar{V}_{nr} = A_{3n} I_1(\lambda r) + A_{4n} K_1(\lambda r) + \\ + I_1(\lambda r) \int_{R-h}^r K_1(\lambda r) f r dr - K_1(\lambda r) \int_{R-h}^r I_1(\lambda r) f r dr. \quad (10)$$

Здесь  $f = \frac{2\Omega}{v} \bar{V}_{n\varphi} + \frac{1}{\rho v} \frac{d\bar{P}_n}{dr}$ ,  $A_{3n}, A_{4n}$  – произвольные величины независимые от  $r$ .

Из краевых условий (6) получаем, что  $A_{3n} = A_{4n} = 0$ .

Поэтому решение уравнения (1) имеет вид:

$$\bar{V}_{nr} = I_1(\lambda r) \int_{R-h}^r K_1(\lambda r) f r dr - \\ - K_1(\lambda r) \int_{R-h}^r I_1(\lambda r) f r dr. \quad (11)$$

Подставим  $\bar{V}_{nr}$  и  $\bar{V}_{nz}$  в уравнение (4).

После ряда преобразований имеем:

$$I_1(\lambda r) \left[ \lambda \int_{R-h}^r K_1(\lambda r) f r dr - \right. \\ \left. - \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} \int_{R-h}^r K_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr \right] + \\ + K_0(\lambda r) \left[ \lambda \int_{R-h}^r I_1(\lambda r) f r dr + \right. \\ \left. + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} \int_{R-h}^r I_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr \right] = 0. \quad (12)$$



Так как функции  $I_0(\lambda r)$  и  $K_0(\lambda r)$  являются линейно-независимыми на интервале  $R-h \leq r \leq R$ , то из (12) получаем:

$$\lambda \int_{R-h}^r K_1(\lambda r) f r dr - \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} \int_{R-h}^r K_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr, \quad (13)$$

$$\lambda \int_{R-h}^r I_1(\lambda r) f r dr + \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} \int_{R-h}^r I_0(\lambda r) r \bar{P}_n dr. \quad (14)$$

Продифференцируем (13) и (14) по переменной  $r$ , тогда:

$$\lambda K_1(\lambda r) f - \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} K_0(\lambda r) \bar{P}_n = 0, \quad (15)$$

$$\lambda I_1(\lambda r) f - \left( \frac{2\pi m}{l} \right)^2 \frac{1}{\rho v} I_0(\lambda r) \bar{P}_n = 0. \quad (16)$$

Умножим уравнение (15) на  $I_1(\lambda r)$ , а (16) на  $K_1(\lambda r)$  и сложим полученные равенства.

Тогда будем иметь:

$$(I_1(\lambda r) K_0(\lambda r) + I_0(\lambda r) K_1(\lambda r)) \bar{P}_n = 0. \quad (17)$$

Поскольку (см. например [20]):

$$I_1(\lambda r) K_0(\lambda r) + I_0(\lambda r) K_1(\lambda r) = \frac{1}{\lambda r},$$

то из (17) следует, что  $\bar{P}_n = 0$ .

Следовательно, из (8) получаем  $\bar{V}_{nz} = 0$ .

Так как  $\bar{V}_{nz} = 0$ , то уравнение (4) примет вид:

$$\frac{d}{dr} (r \bar{V}_{nr}) = 0. \quad (18)$$

Из (18) имеем:

$$\bar{V}_{nr} = \frac{D}{r}, \quad (19)$$

где:  $D$  – величина независящая от  $r$ .

Подставляя (19) в краевое условие (6) находим что  $D = 0$ .

Таким образом, установлено, что функции  $\bar{V}_{nr}, \bar{V}_{nz}, \bar{P}_n$  тождественно равны нулю.

Тогда из уравнения (2) легко убедится, что его решение, удовлетворяющее краевым условиям (6), тоже тождественно равно нулю  $\bar{V}_{n\phi} = 0$ .

Итак доказано, что существует только тривиальное решение ( $\bar{V}_{nr} = \bar{V}_{n\phi} = \bar{V}_{nz} = 0, \bar{P}_n = 0$ ) системы уравнений (1) - (4), удовлетворяющее краевым условиям (6), (7).

Величина  $B$  - произвольная константа. Для ее определения воспользуемся краевым условием для радиальной компоненты  $V_r$  скорости псевдожидкости на поверхности решета.

Предположим, что  $V_r$  усредненная по объему псевдожидкости совпадает с аналогичной величиной для плоского решета:

$$V_r^{cp} = \frac{1}{\pi L h (2R-h)} \int_0^{2\pi} \int_0^h \int_0^L V_r dz = V_3^{cp}. \quad (20)$$

Величину  $V_3^{cp}$  можно представить в следующем виде:

$$V_3^{cp} = V_0 \delta,$$

где:

$$\delta = \varepsilon \left[ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{|B_{on}|^2}{|B_{oo}|^2} D_{on} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{|B_{no}|^2}{|B_{oo}|^2} D_{no} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{|B_{mn}|^2 + |B_{-mn}|^2}{|B_{oo}|^2} D_{mn} \right],$$

$$D_{mn} = \frac{\lambda_{mn} - 2}{\lambda_{mn} (\lambda_{mn} - 1)},$$

$$\lambda_{mn} = 2\pi h \sqrt{\frac{n^2}{l_1^2} + \frac{m^2}{l_2^2}},$$

$$B_{mn} = \int_{S_{om}} e^{-2\pi \left( \frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)} dx_1 dx_2.$$

Здесь:  $l_1 = R\Delta\phi$ ,  $l_2 = \Delta z$  - размеры базовой ячейки цилиндрического решета (рис. 1);  $h$  - средняя толщина слоя псевдожидкости;  $V_0$  - средняя скорость прохождения зерновой смеси через отверстия;  $\varepsilon$  - «живое» сечение цилиндрического решета.

Применяя к (20) преобразование Лапласа получим:

$$\frac{2B}{2R-h} = \frac{V_0 \delta}{q}. \quad (21)$$

Из (21) находим величину  $B$ :

$$B = \frac{2(R-h)V_0 \delta}{2q}. \quad (22)$$

Подводя итог, можно утверждать, что преобразование Лапласа решение системы уравнений имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \bar{V}_r &= \frac{\delta V_0 (2R-h)}{2qr}, \\ \bar{V}_\phi &= \frac{2\delta V_0 \Omega}{q^2} \left( I_1 \left( \sqrt{\frac{q}{v}} r \right) D_1 + K_1 \left( \sqrt{\frac{q}{v}} r \right) D_2 - \frac{R}{r} \right), \\ \bar{V}_z &= \left( \frac{g}{q^2} - \frac{A\omega^3}{q(\omega^2 + q^2)} \right) \times \\ &\times \frac{\bar{K}_1(I_o(\sqrt{\frac{q}{v}} r) - \bar{I}_o) + \bar{I}_1(K_o(\sqrt{\frac{q}{v}} r) - \bar{K}_o)}{\bar{I}_o \bar{K}_1 + \bar{K}_o \bar{I}_1}, \quad (23) \end{aligned}$$

$$\bar{P} = -\frac{2v\delta V_0 R}{(R-h)^2} + \rho\Omega \frac{r^2 - (R-h)^2}{2q} - \frac{4\varepsilon V_0 R\Omega^2}{q} \times$$

$$\times \left[ \ln \frac{R-h}{r} + \frac{D_1}{\sqrt{\frac{q}{v}R}} \left( I_0 \left( \sqrt{\frac{q}{v}r} \right) - \bar{I}_0 \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{D_2}{\sqrt{\frac{q}{v}R}} \left( K_0 \left( \sqrt{\frac{q}{v}r} \right) - \bar{K}_0 \right) \right].$$

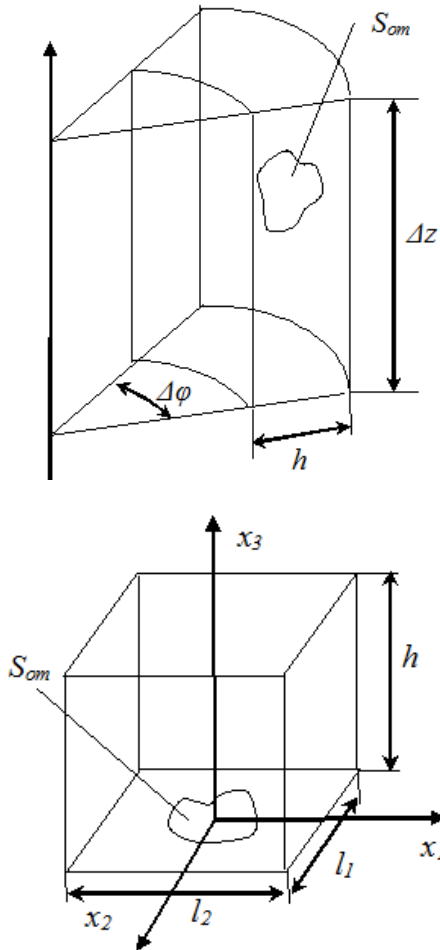


Рис.1. Расчетные схемы цилиндрических решет  
Fig.1. Settlement schemes of cylindrical sieves

Далее строим решение уравнений, полученных в [18] в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} - 2V_\varphi \Omega + r\Omega^2 + v \left( \Delta V_r - \frac{V_r}{r^2} \right),$$

$$\frac{\partial V_\varphi}{\partial t} = -2V_r \Omega + v \left( \Delta V_\varphi - \frac{V_\varphi}{r^2} \right),$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} - g + A\omega^2 \sin \omega t + v \Delta V_z,$$

$$r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_r + r \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0.$$

Здесь:  $v = \mu / \rho$  - кинематический коэффициент вязкости псевдожидкости с пузырьками, моделирующей кольцевой зерновой слой [21-24];

$$\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \text{оператор Лапласа в}$$

цилиндрической системе координат.

Для этого достаточно воспользоваться преобразованием обратным к преобразованию Лапласа функций  $\bar{V}_r, \bar{V}_\varphi, \bar{V}_z, \bar{P}$ :

$$V_r = \frac{\delta V_0 (2R-h)}{2r}, \quad V_\varphi = \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \bar{V}_\varphi e^{qt} dq,$$

$$V_z = \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \bar{V}_z e^{qt} dq, \quad P = \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \bar{P} e^{qt} dq, \quad (24)$$

где:  $a$  - произвольное положительное число.

Для вычисления интегралов в (24) применим метод вычетов [25]. С этой целью будем рассматривать функции  $\bar{V}_\varphi, \bar{V}_z$  и  $\bar{P}$  как функцию комплексной переменной  $q$ . Поскольку переменная  $q$  входит в аргументы модифицированных бesselевых функций как  $\sqrt{q}$ , то необходимо выделить однозначную ветвь функции  $\sqrt{q}$ . Для этого проведем разрез в комплексной плоскости по отрицательной части вещественной оси ( $R_e q \leq 0, I_m q = 0, R_e(\dots)$  и  $I_m(\dots)$  - вещественная и мнимая части комплексного числа).

Будем полагать, что аргумент комплексной переменной  $q$  изменяется в пределах  $-\pi < \arg q \leq \pi$ . Тогда реальная часть функции  $\sqrt{q}$  будет неотрицательной  $R_e \sqrt{q} \geq 0$ . В частности на верхнем берегу разреза  $R_e \sqrt{q} = 0, I_m \sqrt{q} > 0$ , на нижнем  $R_e \sqrt{q} = 0, I_m \sqrt{q} < 0$ .

Как следует из (21) и свойств модифицированных бesselевых функций  $I_m(\sqrt{q/v}r), K_n(\sqrt{q/v}r),$

$r = 0, 1$ , функция  $\bar{V}_z$  является аналитической функцией комплексной переменной  $q$  в комплексной плоскости с разрезом всюду кроме точек  $q = \pm i\omega$  и  $q = 0$ . Эти точки являются полюсами первого порядка для функции  $\bar{V}_z$ .

Применение метода вычетов предполагает вычисления вычетов функции  $\bar{V}_z$  в точках  $q = \pm i\omega$  и  $q = 0$ . Для вычисления вычета в точке  $q = 0$  воспользуемся известными асимптотическими формулами для модифицированных бesselевых функций при малых значениях аргумента [20]:

$$I_0(z) \approx 1 + \frac{z^2}{4}, \quad I_1(z) \approx \frac{z}{2}(1 + z^2/8),$$

$$K_0(z) \approx -\ln \frac{z}{2} - C,$$



$$K_1(z) \approx \frac{1}{z} + \frac{z}{2} \left( \ln \frac{z}{2} + C - 0,5 \right), \quad (25)$$

где:  $|z| \ll 1$ ,  $C = 0,5772$  - постоянная Эйлера.

Заменим в (21) модифицированные бесселевые функции их асимптотическими выражениями (25).

Тогда после ряда преобразований получим асимптотическую формулу для  $\bar{V}_z$  при  $q \rightarrow 0$ :

$$\bar{V}_z = \frac{g(r^2 - R^2 - 2(R-h)^2 \ln \frac{r}{R})}{4vq}. \quad (26)$$

С помощью (26) находим вычет функции  $\bar{V}_z$  в точке  $q=0$ :

$$\begin{aligned} \text{res } \bar{V}_z(0) &= \lim_{q \rightarrow 0} q \bar{V}_z = \\ &= \frac{g(r^2 - R^2 - 2(R-h)^2 \ln \frac{r}{R})}{4v}. \end{aligned} \quad (27)$$

Для вычисления вычетов в точках  $q = \pm i\omega$ , представим  $\bar{V}_z$  в следующей форме:

$$\bar{V}_z = \frac{A\omega^3}{2iq} \left( \frac{1}{q+i\omega} - \frac{1}{q-i\omega} \right) F(q) + \frac{g}{q^2} F(q). \quad (28)$$

Здесь:

$$F(q) = \frac{\bar{K}_1(I_0(\sqrt{\frac{q}{v}}r) - \bar{I}_0) + \bar{I}_1(K_0(\sqrt{\frac{q}{v}}r) - \bar{K}_0)}{\bar{I}_0 \bar{K}_1 + \bar{K}_0 \bar{I}_1}. \quad (29)$$

Из (28) имеем

$$\begin{aligned} \text{res } \bar{V}_z(\pm i\omega) &= \lim_{q \rightarrow \pm i\omega} \bar{V}_z(q \pm i\omega) = \\ &= \frac{A\omega}{2} F(\pm i\omega). \end{aligned} \quad (30)$$

Для применения метода вычетов, кроме вычисления вычетов, требуется знать асимптотическое поведение функции  $\bar{V}_z$  при  $|q| \rightarrow \infty$  в левой полуплоскости  $R_e q \leq 0$ .

Как следует из (28), для этого достаточно исследовать функцию  $F(q)$  (см. (29)). Для этого воспользуемся асимптотическими формулами для модифицированных бесселевых функций при больших значениях аргументов [20]:

$$I_p(z) \approx \sqrt{\frac{\pi z}{2}} (e^z + (-1)^p i e^{-z}), \quad (31)$$

$$\begin{aligned} K_p(z) &\approx \sqrt{\frac{\pi}{2z}} e^{-z}, \\ p &= 0, 1. \end{aligned} \quad (32)$$

В этих формулах аргумент комплексного числа  $z$  изменяется в пределах  $-\frac{3\pi}{2} < \arg z < \frac{3\pi}{2}$  и  $|z| \gg 1$ .

Подставляя (31) и (32) в выражение (29) для функции  $F(q)$  и ограничиваясь главным членом асимптотического разложения при  $|q| \rightarrow \infty$ , после ряда преобразований, получаем:

$$F(q) \approx \frac{\sqrt{\frac{r}{R}} e^{-\sqrt{\frac{q}{v}}(R-r)} - 1}{1 + \frac{R-h}{R} e^{-2\sqrt{\frac{q}{v}}h}}. \quad (33)$$

Тогда из (28) с учетом (33) будем иметь:

$$\bar{V}_z \approx \frac{g \sqrt{\frac{r}{R}} e^{-\sqrt{\frac{q}{v}}(R-r)} - 1}{q^2 \left( 1 + \frac{R-h}{R} e^{-2\sqrt{\frac{q}{v}}h} \right)}. \quad (34)$$

Как следует из (34), функция  $\bar{V}_z$  стремится к нулю при  $|q| \rightarrow \infty$  по любому направлению в левой полуплоскости  $R_e q < 0$ . Такое свойство функции  $\bar{V}_z$  позволяет деформировать контур интегрирования в интеграле (24) так, что согласно методу вычетов полученный интеграл равен сумме вычетов функции  $\bar{V}_z$  в точках  $q=0, \pm i\omega$  и интегралам по берегам разреза  $R_e q < 0, I_m q = 0$ :

$$\begin{aligned} V_z &= \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \bar{V}_z e^{qt} dq = \text{res } \bar{V}_z(0) + \text{res } \bar{V}_z(i\omega) + \\ &+ \text{res } \bar{V}_z(-i\omega) + \frac{1}{\pi} \int_0^\infty e^{-qt} I_n \bar{V}_z dq = \\ &= \frac{g(r^2 - R^2 - 2(r-h)^2 \ln \frac{r}{R})}{4v} + \\ &+ A\omega R_e (F(i\omega) e^{i\omega t}) + \frac{1}{\pi} \int_0^\infty e^{-qt} I_n \bar{V}_z dq. \end{aligned} \quad (35)$$

Здесь  $R_e(\dots)$  и  $I_m(\dots)$  - обозначают реальную и мнимую части комплексного числа, в интеграле функция  $\bar{V}_z$  вычисляется на верхнем берегу разреза:

$$\begin{aligned} \bar{V}_z &= \left( \frac{g}{q^2} - \frac{A\omega^3}{q(\omega^3 + q^2)} \right) \times \\ &\times \left( \frac{\bar{K}_1(i\sqrt{\frac{q}{v}}(R-h)) I_0(i\sqrt{\frac{q}{v}}r) + I_1(i\sqrt{\frac{q}{v}}(R-h)) K_0(i\sqrt{\frac{q}{v}}r)}{I_0(i\sqrt{\frac{q}{v}}R) K_1(i\sqrt{\frac{q}{v}}(R-h)) + K_0(i\sqrt{\frac{q}{v}}R) I_1(i\sqrt{\frac{q}{v}}(R-h))} - 1 \right). \end{aligned} \quad (36)$$

Рассмотрим теперь функции  $\bar{V}_\varphi$  и  $\bar{P}$ . Эти функции есть аналитическими всюду кроме точки  $q=0$ , которая является полюсом первого порядка.

Используя асимптотические формулы (31), после ряда преобразований, получаем асимптотические формулы для  $\bar{V}_\varphi$  и  $\bar{P}$  при  $q \rightarrow 0$ :

$$\bar{V}_\varphi = \frac{\delta V_0 R \Omega}{v q} r \ln \frac{r}{R},$$

$$\bar{P} = -\frac{2v \delta V_0 R \Omega \rho}{q(R-h)^2} + \rho \Omega \frac{r^2 - (R-h)^2}{2q} -$$

$$-\frac{\varepsilon V_0 R \Omega^2 \rho}{qv} (r^2 - (R-h)^2) +$$

$$+\frac{\delta V_0 R \Omega^2 \rho}{qv} \left( r^2 \ln \frac{r}{R} - (R-h)^2 \ln \frac{R-h}{R} \right).$$

Теперь находим вычеты  $\bar{V}_\varphi$  и  $\bar{P}$  в точке  $q=0$ .

$$\text{res } \bar{V}_4(0) = \frac{\delta V_0 R \Omega}{v} r \ln \frac{r}{R},$$

$$\text{res } \bar{P}(0) = -\frac{2v \delta V_0 R \Omega \rho}{(R-h)^2} + \frac{r^2 - (R-h)^2}{2} \Omega \rho -$$

$$-\frac{\delta V_0 R \Omega^2}{v} (r^2 - (R-h)^2) +$$

$$+\frac{\delta V_0 R \Omega^2 \rho}{v} \left( r^2 \ln \frac{r}{R} - (R-h)^2 \ln \frac{R-h}{R} \right).$$

Можно доказать, что интеграл при больших значениях временной переменной  $t$  удовлетворяет неравенствам:

$$\left| \int_0^\infty e^{-qt} I_m \bar{V}_z dq \right| < \frac{C_1}{t},$$

$$\left| \int_0^\infty e^{-qt} I_m \bar{V}_\varphi dq \right| < \frac{C_2}{t},$$

$$\left| \int_0^\infty e^{-qt} I_m \bar{P} dq \right| < \frac{C_3}{t},$$

где:  $C_1, C_2, C_3$  – некоторые константы.

Из этих неравенств следует, что компоненты относительной скорости установившегося движения зерновой смеси имеет вид:

$$V_r = \frac{\delta V_0 (2R-h)}{2q}, \quad V_\varphi = \frac{\delta V_0 R \Omega}{v} r \ln \frac{r}{R},$$

$$V_z = \frac{g \left( r^2 - R^2 - 2(R-h)^2 \ln \frac{r}{R} \right)}{4v} +$$

$$+ A \omega R_e (F(i\omega) e^{i\omega t}). \quad (37)$$

Для вычисления  $R_e (F(i\omega) e^{i\omega t})$  воспользуемся (29) для функции  $F(q)$ .

Из (29) имеем:

$$F(i\omega) =$$

$$= \frac{K_1(e^{i\pi/4} x_2) I_0(e^{i\pi/4} x_2) + I_1(e^{i\pi/4} x_2) K_0(e^{i\pi/4} x)}{I_0(e^{i\pi/4} x_1) K_1(e^{i\pi/4} x_2) + K_0(e^{i\pi/4} x_1) I_1(e^{i\pi/4} x_2)} - 1. \quad (38)$$

Здесь введены обозначения:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\omega}{v}}, \quad x = \lambda r, \quad x_1 = \lambda R, \quad x_2 = \lambda(R-h). \quad (39)$$

Далее, на основании известных соотношений [20] между модифицированными бesselевыми функциями и функциями Кельвина:

$$I_p(x e^{i\pi/4}) = i^{-p} (ber_p(x) + ibel_p(x)), \quad (40)$$

$$K_p(x e^{i\pi/4}) = i^p (ker_p(x) + ikel_p(x)).$$

Получаем:

$$R_e F(i\omega) = \sqrt{\frac{\omega}{v}} R \times$$

$$\times \frac{L_1 \cos(\psi_1 + \omega t) - L_2 \cos(\psi_2 + \omega t)}{(1 - \frac{h}{R})} - \cos \omega t, \quad (41)$$

где:

$$L_1 = \sqrt{(ber_0^2(z) + bel_0^2(z))(ker_1^2(z_1) + kel_1^2(z_1))}, \quad (42)$$

$$L_2 = \sqrt{(ker_0^2(z) + kel_0^2(z))(ber_1^2(z_1) + bel_1^2(z_1))}, \quad (43)$$

$$\psi_1 = \frac{3\pi}{4} + \arctg \frac{bel_0(z)}{ber_0(z)} + \arctg \frac{kel_1(z_1)}{ker_1(z_1)}, \quad (44)$$

$$\psi_2 = \frac{3\pi}{4} + \arctg \frac{kel_0(z)}{ker_0(z)} + \arctg \frac{bel_1(z_1)}{ber_1(z_1)}, \quad (45)$$

$$z = \sqrt{\frac{\omega}{v}} r, \quad z_1 = \sqrt{\frac{\omega}{v}} (R-h).$$

В (41) учтено, что поскольку  $h/R \ll 1$ , то знаменатель в (38) для  $F(i\omega)$ , можно, с точностью до члена порядка  $h^2/R^2$ :

$$I_0(e^{i\pi/4} x_1) K_1(e^{i\pi/4} x_2) +$$

$$+ K_0(e^{i\pi/4} x_1) I_1(e^{i\pi/4} x_2) =$$

$$= \frac{e^{-i\pi/4}}{\sqrt{\frac{\omega}{v}} R} \left( 1 - \frac{h}{R} + 0 \left( \frac{h^2}{R^2} \right) \right).$$

Окончательно имеем следующее выражение для компонент относительной скорости установившегося движения зернового слоя:

$$V_r = \frac{\delta V_0 (2R-h)}{2r}, \quad (46)$$

$$V_\varphi = \frac{\delta V_0 R \Omega}{v} r \ln \frac{r}{R}, \quad (47)$$

$$V_z = \frac{g(r^2 - R^2 - 2(R-h)^2 \ln \frac{r}{R})}{4v} -$$

$$- A \omega \cos \omega t + \frac{A R \omega^{3/2}}{\sqrt{v} (1 - \frac{h}{R})} \times$$

$$\times (L_1 \cos(\psi_1 + \omega t) - L_2 \cos(\psi_2 + \omega t)). \quad (48)$$

## ВЫВОДЫ

1. Построена теория осесимметрических движений кольцевого зернового слоя внутри цилиндрического виборешета, совершающего равномерное вращательное движение вокруг вертикальной оси и продольные гармонические колебания. В основе

этой теории лежит идея рассмотрения движения зернового слоя как движение вязкой псевдожидкости с пузырьками, заполненные газообразной средой (область пространство между твердыми частицами зерновой смеси).

2. Эффективные параметры пузырьковой псевдожидкости - коэффициент динамической вязкости, определяется через характеристики осевых колебаний решета, физико-техническими параметрами зернового слоя и коэффициентом динамической вязкости газообразной среды пузырьков.

3. Полученные в результате развития теории выражения для компонент относительной скорости установившегося движения кольцевого зернового слоя позволяют управлять качеством и производительностью процессов просеивания на цилиндрических виброрешетах.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. 2010.** Гидродинамика сепарирования зерна. Харьков: «Минскдрук», 174.
2. **Brilliantov N., Proschel T. 2003.** Hydrodynamics and transport coefficients for Granlat Gases. Arxiv: cond-mat 0301152.V. 1.10 Jan.
3. **Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. 2011.** Виброрешетная сепарация зерновых смесей. Харьков: «Миськдрук», 280.
4. **Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. 2012.** Колебания зерновых потоков на виброрешетах. Харьков: «Миськдрук», 267.
5. **Тищенко Л.Н. 2012.** Колебательные процессы в зерновых смесях на решетках виброцентробежных сепараторов. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin. Vol. 14 D, 30-39.
6. **Тищенко Л.Н., Мазоренко Д.И., Пивень М.В., Харченко С.О., Бредихин В.В., Мандрыка А.В. 2010.** Моделирование процессов зерновых сепараторов. Харьков: ХНТУСХ, 360.
7. **Харченко С.А. 2014.** К построению уравнений динамики стационарных потоков в псевдоожигеном зерновом слое на структурных виброрешетах. Харьков: ХНТУСХ. «Механизация сельскохозяйственного производства» №148, 181-186.
8. **Харченко С.А. 2013.** Построение решений уравнений динамики зерновых смесей на плоских виброрешетах. «Конструирование, производство и эксплуатация с.х. машин», вып.43, ч.П.- Кировоград: КНТУ, 287-292.
9. **Харченко С.А. 2014.** К построению трехмерной гидродинамической модели динамики пузырьковой псевдоожигеной зерновой смеси по структурному виброрешету. «Труды ТГАТУ». Мелитополь, Вып.14. Т.2, 80-85.
10. **Тищенко Л.Н., Харченко С.А. 2013.** К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетах. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin, Vol. 15 D. №7, 94-99.
11. **Тищенко Л.Н., Харченко С.А., Абдуев М.М. 2015.** К построению модели динамики пузырьковой псевдоожигеной зерновой смеси по структурному трехмерному виброрешету. «Механизация сельскохозяйственного производства». Харьков: ХНТУСХ. Вып.156, 168-174.
12. **Тищенко Л.Н. 2012.** Моделирование потока зернового слоя на решетке с учетом просеивания. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin. Vol. 14 D, 39-48.
13. **Тищенко Л.Н. 2012.** Вибросепарирование плоским решетом неоднородного слоя зерна. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin. Vol. 14 D, 21-30.
14. **14. Тищенко Л.Н., Харченко С.А., Харченко Ф.М. 2014.** Решение уравнений динамики псевдоожигенных зерновых смесей на структурных виброрешетах. MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». Poland: Lublin, Vol. 16. №7, 111 - 117.
15. **Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Харченко Ф.М., Харченко С.А. 2014.** Моделирование динамики зерновой смеси при сепарировании на рифленном решете вибросепаратора. «Инженерия природоиспользования». Харьков: ХНТУСХ. Вып.2 (2), 54 - 61.
16. **Тищенко Л.Н., Харченко С.А. 2014.** Уточнение уравнений динамики пузырьковой псевдоожигеной зерновой смеси по структурному виброрешету. «Вибрации в технике и технологиях». Винница: ВНАУ. №1 (73), 50-53.
17. **Харченко С.А. 2015.** К разработке гидродинамической модели движения зерновой смеси по цилиндрическому решету виброцентробежных сепараторов. «Технический сервис машин для растениеводства». Харьков: ХНТУСХ. Вып. 159, 60 – 69.
18. **Харченко С.А. 2015.** Осесимметричные колебания кольцевого зернового слоя при движении по структурному решету. «Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве». Харьков: ХНТУСХ. №158, 72 - 80.
19. **19. Харченко С.А. 2015.** К исследованию осесимметричных колебаний кольцевого зернового слоя при движении по структурному цилиндрическому решету. Молодой ученый. Казань. №7 (87), 1091 – 1096.
20. **Korn G., Korn T. 1970.** Reference book on mathematics for research workers and engineers. М.: Science, 720.
21. **Харченко С.А., Тищенко Л.Н. 2013.** Алгоритм расчета эффективного коэффициента динамической вязкости пузырьковой псевдожидкости, моделирующей сепарируемую зерновую смесь. «Вибрации в технике и технологиях». Винница: ВНАУ, 64-72.

22. **Тищенко Л.Н., Пивень М.В., Харченко С.А., Бредихин В.В. 2009.** Исследование закономерностей вибровязкости зерновых смесей при сепарировании цилиндрическими виброцентробежными решетками. «Современные направления технологии и механизации процессов перерабатывающих и пищевых производств». Вып. 88. Харьков: ХНТУСХ, 34-43.
23. **Тищенко Л.Н., Абдуева Ф.М., Ольшанский В.П. 2008.** Сравнение двух способов определения коэффициента вязкости псевдоожиженной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании. «Вибрации в технике и технологиях». Винница: ВНАУ. №1 (50), 96-100.
24. **Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Карнадут Р.Н., Ольшанский С.В. 2013.** Идентификация характеристик псевдовязкой зерновой смеси, движущейся на плоском виброрешете. «Механизация сельскохозяйственного производства». Харьков: ХНТУСХ, 50-57.
25. **Лаврентьев М.Л., Шабат Б.В. 1958.** Методы теории функций комплексного переменного. М.: ГИФМЛ, 675.

#### THE THEORY OF AXISYMMETRIC ANNULAR MOTIONS OF THE GRAIN LAYER INSIDE THE CYLINDRICAL VIBRATION SIEVE

**Summary.** In the article presents the mathematical modeling of dynamics of annular grain layer on the structural cylindrical sieve of grain separators. The ob-

ject of research was selected vibration centrifugal grain separators with cylindrical sieves that the productivity is exceeds in 3-5 times by the productivity of flat sieve separators. For the design of dynamics of grain mixtures perspective from the point of view of adequacy and simplicity of calculations are hydrodynamic models. However, those present disadvantages in existing models, which do not fully integrated grain mixture into the pseudo liquid, complicate their solution and leads to increased deviations. In order to develop of this direction are proposed to present a grain mixture as a fluidized bubble medium with some viscosity, which are moving on structural flat or cylindrical vibration sieves. In this case, the viscosity of such pseudo-liquid bubble consists of viscosity bubbles and solid particles. To improve the efficiency of sifting grain mixes developed various types of activators in the form of new sieves: trilobes epicycloid for separation of buckwheat, five-petalled epicycloid for separation of peas and chickpeas, volumetric for separation of corn. To control and validation parameters of the processes of sifting grain mixtures necessary to determine the velocity field, taking into account as structural and kinematic parameters of the new sieves and properties of the mixture. In order to increase the accuracy and determining a more accurate picture of the process is necessary to obtain longitudinal, transverse and vertical velocity components of the grain mixture. The equations allow determining the efficiency of sifting grain mixes on the new cylindrical sieves with activators. The form and size of the openings can be change as a block element.

**Key words:** grain mixture, sieve, activators, openings, efficiency, sieving.

## THE RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE HULLER-POLISHER MACHINE FOR GRAIN

*Vasyl Salo, Serhiy Leschenko*

*Kirovohrad National Technical University*

*Prospekt Universytetsky, 8, Kirovohrad, Ukraine. E-mail: [serafsgm@ukr.net](mailto:serafsgm@ukr.net)*

*Васи́лий Сало, Серге́й Лещенко*

*Кировоградский национальный технический университет*

*Проспект Университетский, 8, Кировоград, Украина. E-mail: [serafsgm@ukr.net](mailto:serafsgm@ukr.net)*

**Summary.** The appropriateness of improving the huller-polisher machines for processing grain was grounded. It was proved that a minor upgrade by installing guiding sectors and rotary scrapers above the abrasive wheels and an impeller under the lower wheel will increase the efficiency of grain hulling.

The improved huller-polisher machine has a number of characteristic differences from the analogue one. They are the following:

- guiding sectors are mounted with a tilt to the abrasive wheels and provide supply of grain in the central surface of the wheels. This allows processing of grain by horizontal surface of the wheels and thus reducing their number almost doubled;
- rotary scrapers, depending on the angle settings allow adjusting the time spent by the grain on the relevant part of the horizontal surface of the wheels and thus determine the intensity of processing of grain surface by each wheel;
- the impeller that is mounted over the last abrasive wheel provides compulsory extraction of the processed grain out of the machine and thus optimizes the cost of power.

On the basis of the methodology of planning a multifactor experiment we got the statistical mathematic model that allows assessing the impact of structural and technological parameters of the huller-polisher machine on the hulling coefficient. The rational values of some design parameters and operating modes in the process of hulling wheat grains were received.

The limits of rational values of the parameters and operating modes of the huller-polisher machine with the maximum hulling coefficient were received experimentally 80...84 %: specific performance (loading grain material) 2000...2200 kg/h; angle of the guiding sectors 35...40°; rotation speed of the shaft of the huller-polisher machine 850...900 rpm; the number of abrasive wheels 4...5 pieces; angle of adjusting of the regulating scrapers 15...20°.

**Key words:** a huller-polisher machine, rotary scrapers, guiding sector, intensification of hulling, hulling coefficient, regression equation.

### STATEMENT OF THE PROBLEM

Today agricultural production of Ukraine has one of the leading roles in filling GDP, exporting products, cooperation with foreign investors and so on. A signifi-

cant negative aspect is that about 75-80% of grain is sold immediately after harvesting as a raw material without additional processing. That is the limiting factor which does not allow providing maximum economic efficiency in the sphere and reduces the number of employed population in manufacture and actually makes our country a raw materials supplier.

This acute issue arose after Ukraine's aspiration to join the EU and refocusing on the Western European market. The existing capacity of processing plants, old power-consuming equipment, differences in standards and other factors do not allow ensuring the processing of raw materials fully. But the policy aimed at reviving the processing industry will quickly and efficiently solve a complex of financial and economic problems.

Many modern processors, bakeries, silos and grain trading companies operating in Ukraine mostly have foreign equipment. But it is expensive and also requires expensive maintenance and repair. Therefore the issue of providing quality domestic equipment and improvement of existing machines for processing grain is a relevant scientific and applied task [7-9].

### ANALYSIS OF RECENT RESEARCH AND PUBLICATIONS

It is known that one of the most power consuming operations during processing grain is its hulling and polishing. For these purposes in cereal and mix feed industries different machines are used and most of them are complex power-consuming inertial units with grating cylinders and abrasive wheels [1-7, 15-25]. General disadvantages of these machines are low intensity of processing grain surface and increased material consumption. And to achieve the desired quality of products it is necessary to pass grain through the machine many times or to use several machines. To increase the intensity of the interaction of structural elements with grain it is possible to install a horizontal disk and a split ring with vertical blades above the abrasive wheels but this improvement does not solve the problem of intensification of processing. And the increase of the capacity leads to a considerable decrease in the quality of the finished product as the processing time is reduced [26, 27, 31].

In order to improve the quality of hulling and polishing of grain we took the machine A1-3IIIH-3 as a prototype, which at present time is used in cereal and mix-feed industries. The machine is made up of hous-

ing, inlet and outlet pipes, grating cylinder with a vertical shaft with abrasive wheels installed in the middle. The main disadvantage of the huller-polisher machine is the inefficient use of working surfaces of abrasive wheels as only end surfaces operate. In addition, the working process of the machine with satisfactory indicators of the outlet material is provided with productivity of not more than 2 tons per hour. This stipulates for using an unreasonably large number of abrasive wheels.

#### OBJECTIVE OF RESEARCH

Taking into account the above-mentioned facts, the objective of this article is to show the improvement of the design of the A1-3IIIH-3 huller-polisher machine for grain and experimental assessment of the effectiveness of polishing.

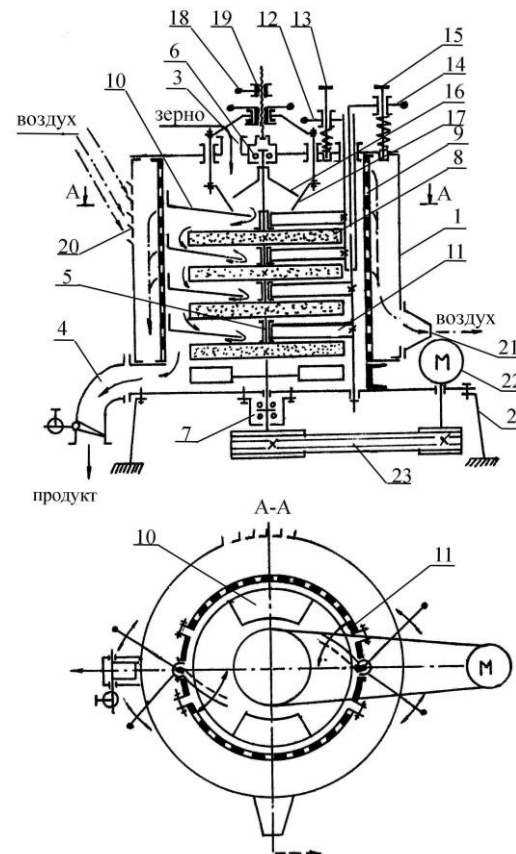
#### MAIN MATERIAL

We suggested a number of technical solutions [2, 3, 10-14, 20, 27-31] to improve huller-polisher machines. Based on the synthesis of the solutions we also put forward a working hypothesis of increasing the intensity of grain surface processing, reducing material consumption and increasing productivity. It is necessary to install guiding sectors and rotary scrapers above the abrasive wheels and the impeller under the lower wheel. The improved huller-polisher machine has a number of characteristic differences from the analogue one. They are the following:

- guiding sectors are mounted with a tilt to the abrasive wheels and provide supply of grain in the central surface of the wheels. This allows processing of grain by horizontal surface of the wheels and thus reducing their number almost doubled;
- rotary scrapers, depending on the angle settings allow adjusting the time spent by the grain on the relevant part of the horizontal surface of the wheels and thus determine the intensity of processing of grain surface by each wheel;
- the impeller that is mounted over the last abrasive wheel provides compulsory extraction of the processed grain out of the machine and thus optimizes the cost of power.

The huller-polisher machine with the improved design (Fig. 1) consists of a housing 1, which is installed on the frame 2, the inlet 3 and outlet 4 pipes. In the middle of the housing on the vertical shaft 5 installed in the support bearing anchors 6 and 7, firmly seated abrasive wheels 8 covered by the grating cylinder 9. Above each wheel there are two guiding sectors 10 and adjusting scrapers 11, the turning of the two upper scrapers is carried out by the steering control 12 with the lock 13 and the two lower scrapers are controlled by the steering control 14 with the lock 15. For directing and regulating grain supply on the upper wheel a special device is used which consists of the guiding cone 16 and the funnel 17, the latter is moved vertically with the help of the steering control 18 of the screw mechanism. Position the funnel vertically is fixed by the nut 19. Aspiration is carried out through the shutters 20 in the housing of the machine and the clogged air goes out through the suction device 21. The drive of the machine is carried out by the electric motor 22 via the v-belt transmission 23.

The machine works in the following way: the funnel of grain material 17 is positioned on the required height and fixed by the nut 19 above the first wheel, and the steering controls 12 and 14 define the position of the scrapers and fix their position above the abrasive wheels by the locks 13 and 15, then turn on the electric motor 22, deliver air and open the shutter so that the material under the influence of gravitational forces got into the machine. Grain goes to the cone 16 through the inlet pipe and through the ring slot between the cone and the funnel 17 is supplied to sectors 10 on the surface of the first and then on other abrasive wheels 8. The grain is processed between horizontal surfaces as well as between end surfaces and perforated grating cylinder 9. The intensity of processing depends on the position of guiding scrapers 11 between the abrasive wheels. Unloading of the processed product is regulated by the valve installed in the outlet pipe. In case of deviation from the specified processing performance we can regulate the opening of the funnel 17 and the intensity of processing is regulated by changing the position of the scrapers 11 above the abrasive wheels 8.



**Fig. 1.** The Functional Scheme of the huller-polisher machine: 1 – housing; 2 – frame; 3 – inlet pipe; 4 – outlet pipe; 5 – vertical shaft; 6, 7 – support bearing anchors; 8 – abrasive wheels; 9 – grating cylinder; 10 – guiding sectors; 11 – adjusting scrapers; 12, 14 – steering control; 13, 15 – lock; 16 – guiding cone of grain; 17 – funnel of material; 18 – steering control of funnel adjustment; 19 – adjusting nut of the funnel position; 20 – aspiration shutters; 21 – clogged air suction device; 22 – electric motor; 23 – V-belt transmission

**Table 1.** Variation levels of the factors of the experimental study

№	Factors		Variation levels		Variation interval
	Name	Marking	upper (+)	Lower (-)	
1.	Specific performance (loading grain material) $Q$ , kg/hour.	$x_1$	3000	1000	1000
2.	Angle of guiding sectors $\alpha$ , degrees	$x_2$	65	35	15
3.	Rotation speed of the shaft of the huller-polisher machine $n$ , rpm	$x_3$	1000	500	250
4.	Number of abrasive wheels $z$ , pieces	$x_4$	8	4	2
5.	Angle of adjusting guiding scrapers $\beta$ , degrees	$x_5$	30	10	10

On the basis of the previous exploratory studies we found main factors that have the most significant impact on the quality of polishing and defined indicative levels of the variation of the defined factors. The most important factors that have a significant impact on the process include: specific performance (loading grain material)  $Q$ ; the angle of the guiding sectors  $\alpha$ ; rotation speed of the shaft of the huller-polisher machine  $n$ ; the number of abrasive wheels  $z$ ; angle of adjusting the guiding scrapers  $\beta$ .

In order to establish the constructive and rational technological parameters of the proposed huller-polisher machine we conducted the procedure of planning of a multivariate experiment and processed the received data within the established levels of variation of influential factors in the system of applied software "STATISTICA 10". (Table 1).

We chose the hulling coefficient as the optimization criterion of hulling and polishing in the production of cereals from wheat. The coefficient should not be less than 80% according to the requirements.

In order to investigate the relationship between the design and technological parameters of the huller-polisher machine and to get their rational values we used the methodology of mathematic planning of the multifactor experiment. The objective of the methodology is to obtain a statistical mathematic model of the object of research in the form of regression equation.

The possibility of reproducibility of experimental research data were determined using Kochran's Q test (G), and the adequacy assessment was performed using F-test (F). The tests were carried out automatically in the system "STATISTICA 10".

For visual estimation of the pair-wise influence factors on the optimization criterion (hulling coefficient  $Y$  ( $K$ ), %), the implementation of the matrix of planning of a multi-factor experiment can be represented in the form of surfaces of responses and lines of equal output (Fig. 2).

After a series of experiments and constructing surfaces' recoils we received a regression equation of the dependence of the hulling coefficient on the researched factors in the coded meanings:

$$\begin{aligned}
 Y = & 73,437 - 2,937x_1 - 0,812x_2 + 5,062x_3 + 3,562x_4 + \\
 & + 0,062x_5 - 0,687x_1x_2 - 1,062x_1x_3 - \\
 & - 0,562x_1x_4 - 3,562x_1x_5 + \\
 & + 0,812x_2x_3 + 0,562x_2x_4 - 0,937x_2x_5 - \\
 & - 1,062x_3x_4 + 0,437x_3x_5 + 2,687x_4x_5
 \end{aligned}$$

The analysis of the mutual influence of the factors on the hulling coefficient  $Y$  ( $K$ ) (Fig. 2) showed the following. The increase of the specific productivity (loading grain material)  $Q$  affects the quality of hulling. This is due to the amount of grain in the area of its interaction with abrasive wheels. Taking into account the results of experimental studies we found that if  $Q = 2000...2200$  kg/h then the hulling coefficient will be  $K = 80...85\%$ .

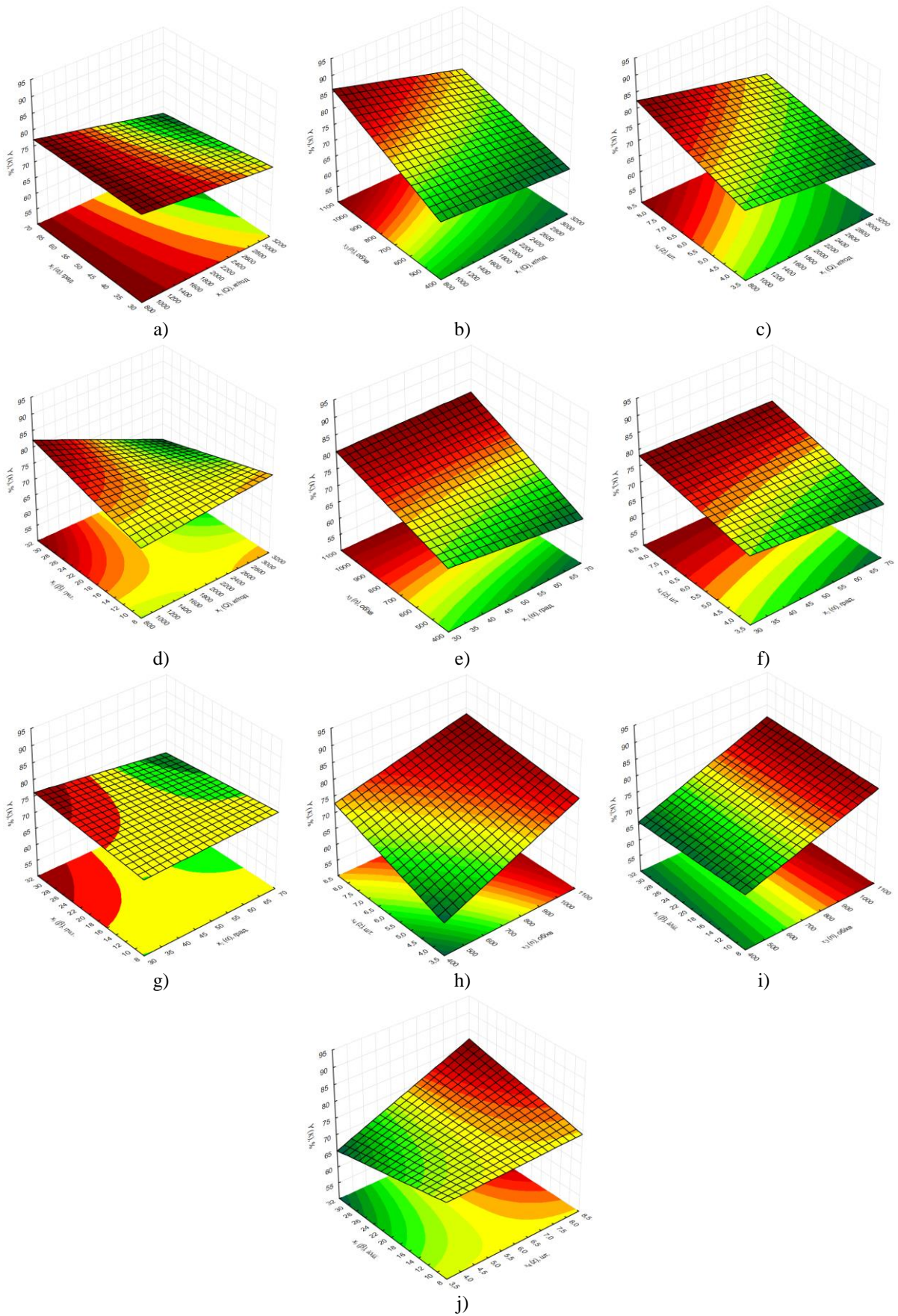
The angle of the guiding sectors  $\alpha$  influences the speed of grain loading to the abrasive wheels and the groundless increase of this angle may also increase the amount of material in the area of hulling which negatively reflected on the quality characteristics of the process. Taking into account the proposed improvements the angle of the guiding sectors is  $\alpha = 35...40^\circ$ . Under these parameters of the initial speed of the material will be enough for quality interaction of grain with both horizontal and vertical surfaces of the abrasive wheels.

A twofold situation is observed with the speed of rotation of the shaft of the huller-polisher machine  $n$ . On the one hand increasing the speed must intensify the interaction of the wheels with grain, on the other hand increasing the rotation speed the interaction time of the grain with each abrasive wheel will decrease, and the grains not even completely hulled leaves the machine faster. This parameter is connected with energy consumption. So, rational values are within  $n = 850...900$  rpm.

Another factor that influences the energy of the process is the number of the abrasive wheels  $z$ . The more wheels, the better grain is hulled, although an unreasonable increase in the number of wheels leads to a sharp increase of not only power but metal consumption, which leads to technical complications in the design of the machine and its maintenance. The results of experimental studies indicate that a sufficient number of wheels for quality grain hulling will be  $z = 4...5$  pieces.

After all the intensity of grain processing is regulated by the position of the adjusting scrapers which is given by the angle of their installation  $\beta$ . To ensure the requirements for grain hulling we found that the angle of the regulating scrapers should be within  $\beta = 15...20^\circ$ . Under these conditions we may achieve the set performance and quality of grain hulling with 4-5 abrasive wheels.





**Fig. 2.** Graphical presentation of the pair-wise influence of the main factors on the optimization parameter in the process of operation of the improved machine design:

- a) –  $Y = f(x_1x_2)$ ; б) –  $Y = f(x_1x_3)$ ; в) –  $Y = f(x_1x_4)$ ; г) –  $Y = f(x_1x_5)$ ; д) –  $Y = f(x_2x_3)$ ;
- е) –  $Y = f(x_2x_4)$ ; е) –  $Y = f(x_2x_5)$ ; ж) –  $Y = f(x_3x_4)$ ; з) –  $Y = f(x_3x_5)$ ; и) –  $Y = f(x_4x_5)$



Thus, as a result of experimental studies demonstrated feasibility of the proposed improvements, and received the individual rational design parameters and operating modes designed machine. It was during the shelling corn machine with proposed improvements achieved significant intensification of the process, lower energy costs process and reduce metal the huller-polisher machine.

### CONCLUSION

1. As a result of experimental studies we obtained the regression equation and graphical dependencies for the hulling coefficient of wheat which confirm the current hypothesis about the feasibility of the installation of guiding sectors and rotary scrapers above the abrasive wheels and the impeller under the lower wheel.

2. The limits of rational values of the parameters and operating modes of the huller-polisher machine with the maximum hulling coefficient were received experimentally ( $K = 80...84\%$ ):

- specific performance (loading grain material) kg/h;
- angle of the guiding sectors  $\alpha = 35...40^\circ$ ;
- rotation speed of the shaft of the huller-polisher machine  $n = 850...900$  rpm;
- the number of abrasive wheels  $z = 4...5$  pieces;
- angle of adjusting of the regulating scrapers  $\beta = 15...20^\circ$ .

3. The proposed improvements allow increasing the intensity of processing as well as decreasing of material consumption of the machine.

### REFERENCES

1. Демский А.Б., Борискин М.А., Тамаров Е.В. и др. 1970. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий. М.: Колос, 213.
2. А.с. №1639738 СССР В02В3/02 Шелушильно-шлифовальная машина. / Инютин С. В., Ревуцкий В.Э., Трубов В.В., Глобенко Г.А. (СССР). – № 4676247/13; заявл. 11.04.89; опубл. 07.04.91, Бюл. №13.
3. Шелушильно-шлифовальная машина: патент 16612 Украина, МКИ В 02 В 3/03 / Л.И. Гросул, В.В. Трубов, М.В. Рибников и др. – №1708406; Заявл. 25.04.90; Опубл. 29.08.97, Бюл №4. (Украина).
4. Верещинский А.П. 2011. Свойства и особенности взаимодействия шлифовальных кругов с зерном в процессе шелушения. Хранение и переработка зерна. №11, 62-65.
5. Соколов А.Я. 1984. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. М.: Колос, 342.
6. Правила организации и ведения технологического процесса на крупяных предприятиях. – ВНПО «Зернопродукт». – М., 1990, 81.
7. Антипов С.Т. и др. Под ред. Панфилова В.А., Груданова В.Я. 2007. Машины и аппараты пищевых производств. Книга 1. Минск: БГАТУ, 420.
8. Валентас Кеннет Дж., Ротштейн Энрик, Сингх Р. Пол. Пер. с англ. под общ. науч. ред. А. Л. Ишевского. 2004. Пищевая инженерия. Справочник с примерами расчетов. СПб.: Профессия, 848.
9. Остриков А.Н. Абрамов О.В. 2003. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. СПб.: ГИОРД, 352.
10. Глобенко Г.А., Лещенко С.Н., Петренко Д.И., Коцур Т.А. 2010. Некоторые аспекты производства круп. Конструирование, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин. Вып.40 (1), 132-136. (Украина).
11. Глобенко Г.А. 2007. Усовершенствование шелушильно-шлифовальной машины для зерна. Конструирование, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин. Вып.37, 155-158. (Украина).
12. Лещенко С.Н., Васильковский А.М., Васильковский М.И., Гончаров В.В. 2009. Повышение эффективности предварительной очистки зерновых смесей. Сельскохозяйственные машины. Сборник научных статей. Вып. 18. Луцк, ЛНТУ, 230-234. (Украина).
13. Глобенко Г.А., Сало В.М., Гамалий В.Ф. 2008. Повышение эффективности измельчения овсяной и ячменной лузги. Сборник научных трудов Кировоградского национального технического университета. Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Вып. 20. Кировоград, КНТУ, 275-279. (Украина).
14. Павленко И.И., Сало В.М., Глобенко Г.А., Лещенко С.Н., Петренко Д.И. 2008. Энергетическая оценка процесса шелушения увлажненной зерна в роторно-лопастной машине. Сборник научных трудов Кировоградского национального технического университета. Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Вип.20. Кировоград: КНТУ, 279-284. (Украина).
15. Личко Н.М., Курдина В.Н., Елисева Л.Г. 2008. Технология переработки продукции растениеводства. М.: Колос, 616.
16. Zhu, Y., Pan, Z. 2009. Processing and quality characteristics of apple slices under simultaneous infrared dry-blanching and dehydration with continuous heating. Journal of Food Engineering. Vol. 90, 441-452.
17. Glouannec, P., Lecharpentier, D., Noel, N. 2002. Experimental survey on the combination of radiating infrared and microwave sources for the drying of porous Material. Appl Therm. Eng. Vol.22, 689-703.
18. Соломка В., Соломка А. 2014. Анализ процесса разрушения зерна ударом. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No 3. 172-178.

19. **Бредихин В., Тищенко Л., Пивень М. 2013.** Определение эффективности коэффициента динамической вязкости зерновой смеси на рабочей поверхности пневмосортировального стола. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 7. 191-198.
20. **Райхам Д., Симонов А. 2013.** Обоснование параметров загрузочного устройства роторно-центробежной мельницы для фуражного зерна. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 5. 123-128.
21. **Singh P. 2014.** Postharvest Technology and Food Process Engineering NW.: Taylor & Francis Group., 532.
22. **Афанасьев В.А. 2002.** Теория и практика специальной обработки зерновых компонентов в технологии комбикормов. Воронеж, 296.
23. **Afzalnia S., Shaker M., Zare E. 2004.** Comparison of different rice milling methods. Canad. Biosystems Engg. Vol. 46, 3.63–3.66.
24. **Yeung J., Vasanthan T. 2001.** Pearling of hull-less barley: product composition and gel color of pearled barley flours as affected by the degree of pearling. J. Agr. Food Chem. Vol. 49, № 1, 331–335.
25. **Гапонюк А.И., Бакуменко А.А., Подкалюк П.А., Шипко И.Н. 1999.** Шелушильно-шлифовальная машина. Зерно и хлеб. №2, 41. (Украина).
26. **Егоров Г.А., Мельников Е.М., Максимчук Б.М. 1984.** Технология муки, крупы и комбикормов. М.: Колос, 375.
27. **Потапова С. 2013.** Классификация и оценка измельчителей зерна. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 3. 348-355.
28. **Васильковский А., Лещенко С., Кожанова А. 2013.** Повышение эффективности послеуборочной очистки зерновых культур воздушным потоком. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 2. 107-112.
29. **Ковбаса В., Соломка В., Соломка А. 2012.** Анализ процесса подачи зерна в рабочую камеру измельчителя. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 14. No 3. 47-55.
30. **Денисенко Е., Ткачук А. 2012.** Обоснование параметров вибрационного шелушителя зерна. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 14. No 3. 78-86.
31. **Дацишин О.В., Еременок И.В. 2001.** Осмотр технологий и оборудования луцильных отделений сельскохозяйственных зерноперерабатывающих предприятий. Научный вестник Национального аграрного университета. Вып. 34. 185-190.

#### **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ШЕЛУШИЛЬНО- ШЛИФОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕРНА**

**Аннотация.** В статье обосновывается целесообразность совершенствования шелушильно-шлифовальных машин для обработки зерна. Доказано, что незначительная модернизация путем установки над абразивными кругами направляющих секторов и поворотных скребков, а под нижним кругом – крыльчатки, позволит повысить эффективность шелушения зерна.

Усовершенствованная таким образом шелушильно-шлифовальная машина имеет ряд характерных отличий от аналогов:

- направляющие сектора устанавливаются наклонно по отношению к абразивным кругам и обеспечивают подачу зерна в центральную зону их поверхности. Это позволяет вести обработку зерна горизонтальными поверхностями кругов, а следовательно сократить их количество почти вдвое;

- поворотные скребки, в зависимости от угла установки позволяют регулировать время пребывания зерна на соответствующей части горизонтальной поверхности кругов и тем самым определяют интенсивность обработки - поверхности зерна.

## RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES ON CHOICE OF AUTOMOBILE INTERCITY TRANSPORT DELIVERY SCHEMES FOR PACKAGED CARGO

*Vitalyi Naumov<sup>1</sup>, Olga Shulika<sup>1</sup>, Denis Velikodnyi<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Kharkiv National Automobile and Highway University,*

*St. Petrovs'kij, 25, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [s\\_olga\\_h@ukr.net](mailto:s_olga_h@ukr.net)*

<sup>2</sup>*Road Transport college, State Higher Educational Institution «National University of Krivoy Rog»*

*St. Tukhachevsky, 26, Krivoy Rog, Ukraine. E-mail: [atdvnz@mail.ru](mailto:atdvnz@mail.ru)*

*Виталий Наумов<sup>1</sup>, Ольга Шулика<sup>1</sup>, Денис Великодний<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,*

*ул. Петровского, 25, Харьков, Украина. E-mail: [s\\_olga\\_h@ukr.net](mailto:s_olga_h@ukr.net)*

*Автотранспортный колледж ГВУЗ «Криворожский национальный университет»,*

*ул. Тухачевского, 26, Кривой Рог, Украина. E-mail: [atdvnz@mail.ru](mailto:atdvnz@mail.ru)*

**Summary.** Experimental studies of transport and technological schemes of delivery (TTSD) for packaged cargo in the intercity by road transport using simulation have been resulted. Considering that each transport and technological schemes of delivery is the part of the logistic system of packaged cargo delivery in the intercity the analysis of the influence on the TTSD efficiency of technological and logistical parameters (TLP) has been carried out by using the regression analysis. The key request parameters and parameters, involved in the request implementation, of the freight owners, freight forwarders, carriers, terminals and external stochastic factors have been taken into account for the formalization of the initial data for the experimental studies of the model of delivery process for PC in the intercity. Principal variants of interaction between delivery process participants and the most significant TLP of TTSD for packaged cargo in the intercity by road transport have been taken into account in the obtained dependences. The conducted experimental studies using specialized software tools and regression analysis to process the experimental studies results have identifies TLPs that need to be optimized to substantiate the optimal TTSD variant for packaged cargo in the intercity by road transport for different logistic and supply chains.

**Key words:** delivery process, packaged cargo, intercity transportation, technological and logistical parameter, road transport.

### INTRODUCTION

The chosen delivery scheme has a direct affect on the efficiency of packaged cargo (PC) intercity delivery by road transport [1-19]. If the TTSD is selected from the complete set of TTSD alternatives, such the scheme is considered to be optimal. It allows getting the maximum cumulative effect of all delivery process participants (minimum total costs of all involved in the delivery process participants) for each certain request.

Since TTSD are characterized by TLPs, the determination of the optimal transport and technological PC delivery scheme in the intercity by optimizing the TLPs of TTSD is an important problem that can be solved by

determining the dependence of the efficiency criterion of TTSD operation on the main TLPs.

### THE ANALYSIS OF RECENT RESEARCHES AND PUBLICATIONS

Theoretical studies towards the formation of TTSD for PC in the intercity with the detailed analysis of technological operations on a micron - level have been carried out by the authors in papers [20-22]. In [20,21] the structure of PC delivery logistic system (LS) with the specification of the transport interaction surroundings parameters has been proposed. It includes the four basic schemes of LSC describing the main types of the interaction between all participants of PC delivery in the intercity by road transport in accordance with their interests and capabilities. Wherein, the certain set of TTSD alternatives satisfies each LSC scheme [22]. To find the shortest path from the initial operation to a final operation studiers have proved the feasibility of using Dijkstra's algorithm. In this connection the using of variants of caused by processing operations events as the graph peaks and the technological operations cost as the length of the graph edges has been proposed. Thus, the developed models allow evaluating the efficiency of each delivery scheme alternative for certain request and selecting the optimum, which will minimize the total cost of all delivery process participants.

Considering that each TTSD is the part of the LS of PC delivery in the intercity the analysis of the influence on the TTSD efficiency of not just technological, but technological and logistical parameters as well defined in [23] has a great importance.

### OBJECTIVES

The paper aims to determine the optimal TTSD for PC in the intercity by road transport by optimizing the technological and logistical TTSD parameters. The object of study is the process of forming of transportation technology for PC intercity delivery, and the research subject is the formation of TTSD for PC in the intercity by road transport based on logistics principles.

The following tasks have been set in order to achieve the research subject: formalization of initial data for the experimental studies, development of a full factorial experiment plan, implementing of software model of delivery process, carrying out of regression analysis of experimental results.

FORMALIZATION OF THE INITIAL DATA FOR EXPERIMENTAL STUDIES

The formalization of the initial data for the experimental studies includes the definition of ten input parameters of the model of delivery process for PC in the intercity [22] (TLPs of TTSD), the parameters of the freight owners (FO), freight forwarders (FF), carriers, terminals, that are involved in the request implementation, and external stochastic factors. Let us examine them in more detail.

The input parameters of the model are [3]:

$$IP = \{Q, L, I, Class, P\}, \tag{1}$$

where:  $Q$  – the consignment volume for the request, t;  $L$  – delivery distance, km;  $I$  – time interval between the moments of current request reception and the reception of the next request, hrs;  $Class$  - class of cargo;  $P$  – the vector containing the information for including in the request of additional conditions in request:

$$P = \{P_{JT}; P_{cons}; P_{return}; P_{LU\ FO}; P_{C\ FO}; P_{CPA}\}, \tag{2}$$

where:  $P_{JT}$ ,  $P_{cons}$ ,  $P_{return}$ ,  $P_{LU\ FO}$ ,  $P_{C\ FO}$ ,  $P_{CPA}$  – Boolean variables characterizing the inclusion in the request of the following conditions: "just in time"; need of cargos consolidation; return shipping of empty transport containers to the FO; loading and unloading (LU) by FO without the contractors' involvement; performance of transportation using FO transport; availability of a cargo processing area respectively.

Additional FO characteristics describes the following data: availability of empty shipping tare and its technical characteristics; availability of the required vehicles and its technical and economical characteristics; information on the availability and characteristics of LU facilities; information on the availability and characteristics of equipment for packaging, labeling and documentation; data on the cost of the cargo temporary storage in FO; data on the costs associated with staff salaries, bank transfers, communication services, depreciation in the case of the independent implementation of the request.

FF characteristic includes data on the availability and characteristics of the required vehicle; data on the number of involved in request implementation workers in all required work types; data on the cost of involved workers works; data on the costs associated with the request implementation; level of profitability.

Characteristics of the terminal (-s) are the following: availability of empty shipping tare and its technical characteristics; information on the availability and characteristics of LU facilities; data on the cost of involved workers works and other activities related to the handling of cargo at the terminal; information on the availability and characteristics of equipment for packaging, labeling and documentation; the cost of temporary cargo storage; tariff for processing 1 ton of cargo.

The carry contractor (-s) characteristic includes data on the availability and performance of required vehicles; data on the components of required vehicles cost; tariff for the transportation (by 1 tkm for cargo transportation and 1 km for empty shipping tare transportation).

The LU contractor (-s) characteristic includes data on the availability and characteristics of LU facilities; data on the number and the work cost of involved for LU workers on all types of required work; tariff for 1 t cargo loading and unloading.

Parameters of TTSD participants work that characterized the simple operations implementation of participants have been defined as an external stochastic process parameters (eg., time to request place on a special logistics site, 1 t cargo loading time, etc.); vehicle speed.

DEVELOPING OF FULL FACTORIAL EXPERIMENT PLAN

To consider all the possible level combinations of TLPs of TTSD the full factorial experiment plan has been developed in a matrix consisting of a series of surveys in 2048 (detail planning matrix of full factorial experiment is shown in Table 1) in determining the optimal variant of the scheme delivery plan was developed for, and the levels of variation ten input factors (Table 2).

Table 1. A fragment of matrix of full factorial experiment planning

An experiment series	Level of input factor varying									
	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10
1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
2	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1
3	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
2046	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	-1
2047	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1
2048	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1

Table 2. Levels of input factors varying

Input factor meaning	Level of factor varying	
	-1	+1
X1 - Q, t	0,001	30
X2 - L, km	50	1500
X3 - I, hrs.	0,2	12,2
X4 - Class	1	4
X5 - P <sub>JT</sub>	1	2
X6 - P <sub>cons</sub>	1	2
X7 - P <sub>return</sub>	1	2
X8 - P <sub>LU FO</sub>	1	2
X9 - P <sub>C FO</sub>	1	2
X10 - P <sub>CPA</sub>	1	2



**Table 4.** The regression equation coefficient for exponential models

The regression equation coefficient	A supply chain variant			
	LSC1	LSC 2	LSC 3	LSC 4
<i>X1</i>	3128,39	1242,73	204,949	227,484
<i>X2</i>	1,1871	1,1716	1,2078	1,2187
<i>X3</i>	1,0011	1,00074	1,00041	1,00047
<i>X4</i>	1,0012	1,03554	1,04575	1,0392
<i>X5</i>	0,9999	1,00025	1,04016	1,0587
<i>X6</i>	0,5461	0,5423	0,863	0,6093
<i>X7</i>	0,8684	0,9181	0,861	0,9053
<i>X8</i>	0,4866	0,4407	0,9925	0,9965
<i>X9</i>	1,0619	1,0889	1,1174	1,0882
<i>X10</i>	0,413	0,8391	0,7778	0,8356
The determination coefficient	0,8937	0,9305	0,9177	0,9352

Thus, obtained for the variants of logistic supply chain schemes regression models allow to take into account the effect of TLP on certain performance criteria.

### CONCLUSIONS

1. The conducted experimental studies using specialized software tools and regression analysis to process the experimental studies results identifies TLPs that need to be optimized to substantiate the optimal TTSD variant for PC in the intercity by road transport for different LSCs.

2. For the first LSC variant a request consignment volume, delivery distance, "just in time" condition; the need for consolidation of cargo, return shipping of empty transport containers to the FO; performance of transportation using FO transport; availability of a cargo processing area must be optimized.

3. For the second LSC variant in addition to the included in the first LSC model parameters a time interval between the moments of current request reception and the reception of the next request and a condition of LU by FO capacity without the contractors' involvement also must be optimized.

4. For the third and fourth LSC variants among the included in the second LSC model parameters a condition of returning shipping of empty transport to the FO must not be optimized.

5. Perspective directions for further studies are determination of the optimal area of TTSD use and estimation economic efficiency of the optimal TTSD variants for the PC in the intercity by road transport.

### REFERENCES

1. **Bowersox D.J., Closs D.J., Helferich O.K. 1986.** *Logistical Management.* – New York: Macmillan Publishing Company, 586.
2. **Ballou R.H. 1973.** *Business Logistics Management.* – New Jersey: Prentice-Hall Inc, 514.
3. **Kotzarb H. 1999.** Improving supply chain performance by efficient consumer response? A critical comparison of existing ECR approaches // *Journal of Business & Industrial Marketing.* - vol. 14/5(6), 364 – 377.

4. **Brodetsky G.L. 2010.** *System analysis in logistics: choice under uncertainty.* - Moscow: Publishing Center "Academy", 336. (Russian)
5. **Zhivitskaya H. 2014.** Topological Properties and Methodology of Research of Complex Logistic Systems Efficiency // *ECONTECHMOD. An International Quarterly Journal On Economics In Technology, New Technologies And Modelling Processes.* Vol. 3, No 3, 22-32.
6. **Kharchuk V., Matviyishyn V. 2012.** Modelling techniques for rational management decisions considering innovative risk // *ECONTECHMOD. An International Quarterly Journal On Economics In Technology, New Technologies And Modelling Processes.* Vol. 1, No. 3, 35-39.
7. **Stevens G.C. 1989.** Integration of the Supply Chain // *International Journal of Physical Distribution and Logistics Management.* - vol. 19/3, 3 – 8.
8. **Ellram L.M., Cooper M.C. 1990.** Supply Management, Partnership and the Shipper – Third Party Relationship // *The International Journal of Logistics Management.* - vol. 1/2, 1 - 10.
9. **Hewitt F. 1991.** Supply Chain Redesign // *The International Journal of Logistics Management.* — vol. 21/1, 23 – 33.
10. **Ballou Ronald H. 2007.** "The evaluation and future of logistics and supply chain management", *European Business Review*, Vol.19 No.4, 332-348.
11. **Ballou R., Gilbert S. and Mukerjee A. 1984.** "New managerial challenges from supplychain opportunities", *Industrial Marketing Management*, Vol. 29 No.1, 7-18.
12. **Bentler, P. M 1990.** Comparative fit indexes in structural models, *Psychological Bulletin*, 107, 238–246.
13. **Berry, D.R. Towill and N. Wadsley. 1994.** "Supply Chain Management the Electronics Products Industry", *International Journal of Physical Distribution & Logistics Management*, Vol. 24 No. 10, 20-32.
14. **Burt D.N. and Soukup W.R.1985.** "Purchasing's role in new product development", *Harvard Business Review*, Vol. 64, No.5, 90-97.
15. **Andrzej Marczuk, Wojciech Misztal. P. 2011.** Optimization of a transport applying graph-matrix method. *TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln.* – OLPAN, 2011, 11c, 191–199.
16. **Boyson S., Corsi T.M., Dresner M.E., Harrington L.H. 1999.** *Logistics and the Extended Enterprise: Benchmarks and Best Practices for the Manufacturing Professional.* – NY: John Wiley and Sons, 230.
17. **Hammer M., Champy J. 1993.** *Reengineering the Corporation: A Manifesto for Business Revolution.* – NY: Harper Collins, 233.
18. **Burkovskis R. 2008.** Efficiency of freight forwarder's participation in the process of transportation // *Transport.*– 23(3) , 208-213.

19. **Godfrey G.A., Powell W.B. 2000.** Adaptive estimation of daily demands with complex calendar effects for freight transportation // *Transportation Research Part B*. — Vol. 34/6, 451-469.
20. **Wisner J.D. and Tan K.C. 2000.** “Supply chain management and its impact on purchasing”, *Journal of Supply Chain Management*, Vol.36 No.4, 33-42.
21. **Nagorny Ye., Naumov V., Shulika O. 2013.** Formation of technology variants of packaged cargo delivery in the intercity by motor transport // *Automobile transport. Collection of scientific papers*. – Kharkiv: No 32, 61 – 66. (Ukraine)
22. **Nagorny Ye., Naumov V., Shulika O. 2013.** Features of formation of packaged cargo delivery flowsheet in the intercity by motor transport // *Automobile transport. Collection of scientific papers*. – Kharkiv: No 33, 77–81. (Ukraine).
23. **Nagorny Ye., Naumov V., Shulika O. 2014.** The model of choosing optimal intercity delivery schemes for packaged cargo with the use of road transport // *Automobile transport. Collection of scientific papers*. – Kharkiv: No 35, 67 – 71.
24. **Shulika O. 2014.** Definition technological and logistical parameters of transport and technological schemes of delivery for packaged cargo in the intercity by road transport // *Materials of international scientific Internet - conference "Five economic and legal debate"*. – Lviv, 116-117. (Ukraine)
25. **Наумов В.С. 2012.** Транспортно-экспедиционное обслуживание в логистических системах: Монография / В.С. Наумов. Х.: ХНАДУ- 220.
26. **Наумов В.С. 2013.** Развитие научно-технологических основ экспедиторского обслуживания на автомобильном транспорте: дис.доктора тех.наук.: 05.22.01 / Наумов Виталий Сергеевич. – Харьков, 352.

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ВЫБОРУ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ  
ДОСТАВКИ ТАРНО-ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ  
АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ В  
МЕЖДУГОРОДНОМ СООБЩЕНИИ**

**Аннотация.** Приведены результаты экспериментальных исследований транспортно-технологических схем доставки тарно-штучных грузов (ТШГ) автомобильным транспортом в междугородном сообщении с использованием имитационного моделирования. Формализация исходных данных для экспериментальных исследований модели процесса доставки тарно-штучных грузов в междугородном сообщении автомобильным транспортом учитывает основные параметры заказов и дополнительные параметры работы грузовладельца, экспедитора, перевозчиков и терминалов, которые привлекаются к выполнению заказа, и внешние стохастические факторы. Полученные регрессионные модели зависимости расходов на доставку от технологических параметров (ТЛП) транспортно-технологических схем доставки учитывают основные варианты взаимодействия участников процесса доставки и включают наиболее значимые ТЛП схем доставки ТШГ автомобильным транспортом в междугородном сообщении.

**Ключевые слова:** технологический процесс доставки, тарно-штучные грузы, междугородные перевозки, технологическо-логистический параметр, автомобильный транспорт.





## ДОБРОТНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМЫ, КАК ФУНКЦИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ

**Виктор Войтов, Михаил Захарченко**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [ndch\\_khntusg@mail.ru](mailto:ndch_khntusg@mail.ru)*

**Viktor Voytov, Mikhail Zakharchenko**

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko  
St. Artema 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: [ndch\\_khntusg@mail.ru](mailto:ndch_khntusg@mail.ru)*

**Аннотация.** Обоснован и предложен критерий оценки совместимости материалов в трибосистеме между собой и смазочной средой – добротность трибосистемы. Это размерная величина, которая оценивает способность сопрягаемых материалов в трибосистеме (смазочная среда и реологические свойства структуры материалов подвижного и неподвижного трибоэлементов) превращать работу сил трения в тепловую энергию, тем самым препятствовать запасам энергии в поверхностных и подповерхностных слоях трибоэлементов, которые можно оценить величиной деформируемого объема.

Чем большая часть работы трения будет преобразована в тепло и меньший объем материала будет участвовать в деформации, тем больше добротность трибосистемы.

Понятие добротности трибосистемы дополняет понятие совместимости материалов в трибосистеме, под которым понимают способность контактирующих материалов приспосабливаться друг к другу и к изменяющимся условиям трения с учетом взаимодействия материалов со смазочной и окружающей средой, обеспечивая заданную долговечность и устойчивую работу во всем диапазоне эксплуатации.

Увеличению добротности трибосистемы способствует увеличение трибологических свойств смазочной среды (наличие поверхностно-активных и химически-активных веществ в смазочной среде), а так же увеличение внутреннего трения структуры материалов, из которых изготовлены подвижный и неподвижный трибоэлемент. При этом смазочная среда является более весомым фактором, чем внутреннее трение структуры сопряженных материалов.

Исследована функция добротности и её влияние на скорость изнашивания и коэффициент трения. Установлено, что величина добротности обратно пропорциональна скорости изнашивания и коэффициенту трения, а функция добротности имеет экспоненциальный характер. Показано, что при превышении значения добротности более  $Q=100 \cdot 10^{16}$  Дж/м<sup>3</sup> направление снижения скорости изнашивания и коэффициента трения трибосистемы подбором материалов в трибосистему и смазочной среды к ним становится малоэффективным.

**Ключевые слова:** трибосистема; совмести-

мость материалов в трибосистеме; добротность трибосистемы; скорость изнашивания; коэффициент трения.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Оптимальный механизм приспособляемости материалов при трении – это приобретение им такой структуры в поверхностных слоях, которая будет препятствовать распространению пластической деформации вглубь материала и локализовать ее только в поверхностных слоях.

Трибологические свойства смазочной среды не могут рассматриваться в отрыве от материалов трибосистемы, а следовательно их выбор в трибосистему должен осуществляться комплексно. Смазочная среда оказывает большое влияние на совместимость материалов в трибосистеме в процессе эксплуатации, а, следовательно, определяет ресурс и потери на трение. Результатом взаимодействия присадок смазочной среды с материалами поверхностей трения являются процессы физической адсорбции, хемосорбции и химических реакций, которые и влияют на износостойкость трибосистемы.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Работы, посвященные вопросам совместимости материалов, принадлежат Н.А. Буше и Н.М. Алексею [1-5]. В данных работах поставлен ряд задач, которые необходимо решать, чтобы изучить проблему совместимости материалов. В первую очередь, определено понятие совместимости материалов. Оно заключается в способности контактирующих материалов приспосабливаться друг к другу и к изменяющимся условиям трения с учетом взаимодействия материалов со смазочной и окружающей средой, обеспечивая заданную долговечность трибосистемы и устойчивую ее работу без смазки или в режиме нарушения целостности смазки [6-9].

На основании работ [10, 11] количественной характеристикой релаксационных свойств поверхностных слоев материалов может служить внутреннее трение. С помощью внутреннего трения можно определять структурно-чувствительную характеристику материала, которая зависит не только от типа кристаллической решетки, но и от структурных осо-

бенностей, возникающих на протяжении эксплуатации трибосистемы. Внутреннее трение характеризует способность структуры материала к рассеиванию энергии колебаний, связанной с плотностью, концентрацией и подвижностью дислокаций и точечных дефектов.

В работах, выполненных под руководством В.В. Шевели [12-17], показано, что релаксационные процессы проявляют более высокую структурную чувствительность к изменению напряженно-деформированного состояния материала при динамическом нагружении по сравнению с физико-механическими свойствами.

На основании выполненного анализа работ можно сделать вывод, что релаксационные свойства структуры материалов, из которых изготовлена трибосистема, влияют на совместимость материалов и являются функцией износостойкости и прирабатываемости, что доказано в работе [15]. В данной работе приводится параметр – коэффициент затухания ультразвуковых колебаний в структуре материала, который характеризует величину внутреннего трения и методика его измерения.

Взаимодействие материалов трибоэлементов со смазочной средой оценивается различными параметрами. Авторами работ [18, 19] предлагается энергетический параметр – удельная работа изнашивания тестового материала в испытываемой смазочной среде, который связан с работой трения на удаление объема материала с поверхности трения и может выступать интегральным энергетическим параметром смазывающих свойств [20-24].

Анализируя накопленный опыт при решении подобных задач можно сделать вывод, что разработка критерия, который учитывает совместимость материалов в трибосистеме является актуальной задачей.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследовать влияние функции добротности трибосистемы на скорость изнашивания и коэффициент трения с определением функциональных зависимостей и коэффициентов корреляции.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В основу методического подхода при исследовании функции добротности трибосистемы используется зависимость между объемной скоростью изнашивания  $I$  и скоростью работы диссипации трибосистемы  $W_{TR}$ , которая представлена в работе [25]:

$$I = Q^{-1} W_{TR}, \quad (1)$$

где:  $Q^{-1}$  – коэффициент пропорциональности.

Запишем выражение (1) в виде размерностей:

$$\frac{m^3}{c} = \frac{m^3}{Джс} \times \frac{Джс}{c}.$$

Как следует из размерностей коэффициент пропорциональности  $Q^{-1}$  между объемной скоростью изнашивания  $I$  и скоростью работы диссипации в трибосистеме  $W_{TR}$  имеет размерность  $м^3/Дж$ , который является обратной величиной размерности трибологических свойств смазочной среды и, одновременно, внутреннего трения структуры материала,

из которых изготовлены трибоэлементы.

По аналогии с терминами, применяемыми в электротехнике, добротность колебательного контура  $Q$ , из последовательно соединенных элементов сопротивления  $R$ , индуктивности  $L$  и емкости  $C$  выражается зависимостью:

$$Q = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{L}{C}}.$$

Добротность электрического контура показывает, во сколько раз запасы энергии в контуре больше, чем потери энергии за один период колебаний. Чем выше запасы энергии и меньше потери, тем выше добротность электрического колебательного контура.

По аналогии с добротностью электрического контура получим выражение для определения добротности трибосистемы:

$$Q^{-1} = \frac{1}{E_y} \sqrt{\frac{\pi}{(\delta_n \cdot \delta_n)}}, \quad м^3/Дж, \quad (2)$$

где:  $E_y$  – трибологические свойства смазочной среды,  $Дж/м^3$ ;  $\delta_n$  и  $\delta_n$  – коэффициент затухания ультразвуковых колебаний в структуре материала подвижного и неподвижного трибоэлементов, безразмерные величины.

Физический смысл добротности для трибосистемы имеет противоположный смысл, чем для колебательного контура в электротехнике.

Результаты измерений коэффициента затухания на рабочей частоте 5 МГц для различных материалов представлены в таблице 1. В таблице 1 также представлены значения среднеквадратического отклонения  $\delta$  и коэффициента вариации  $\nu$  измеряемых величин.

**Таблица 1.** Результаты измерений коэффициента затухания ультразвуковых колебаний в различных материалах

**Table 1.** Results of measurement the attenuation coefficient of ultrasonic vibrations in various materials

Материал	$f = 5$ МГц		
	Среднее значение $\bar{\delta}$	Средне-квadraticкое отклонение, $S$	Коэффициент вариации $\nu = \frac{S}{\bar{\delta}} \cdot 100$ , %
Сталь 20Х	1945	52,7	2,7
Сталь 40Х	2644	56,8	2,14
Сталь ШХ-15	2700	62,48	2,31
38Х2МЮА	2810	64,28	2,28
СЧ спец.	3315	72,88	2,19
ВЧ-70	3270	72,22	2,2
Бр.ОЦС-6-6-4	3440	72,74	2,11
Бр.АЖ 9-4	3494	73,56	2,1
ЛС 62-1,5	3464	74,24	2,14
ЛМцСКА 58-2-2-1-1	3810	78,84	2,06
АЛ-25	2417	62,28	2,57

Данные коэффициенты прямо пропорциональны внутреннему трению структуры сопряженных

материалов.

Трибологические свойства смазочной среды на примере моторных масел представлены в таблице 2.

Как следует из выражения (2) коэффициент пропорциональности  $Q^{-1}$  между скоростью изнашивания и скоростью работы диссипации в трибосистеме обратно пропорционален трибологическим свойствам смазочной среды и произведению внутреннего трения структуры материалов подвижного и неподвижного трибоэлементов. Чем выше значение  $E_y$ ,  $\delta_n$  и  $\delta_n$ , тем меньше значение  $Q^{-1}$ , а следовательно и меньше скорость изнашивания, формула (1).

**Таблица 2.** Трибологические свойства моторных масел

**Table 2.** The tribological properties of engine oils

Тип масла	Классификация по API	$E_y \cdot 10^{14}$ Дж/м <sup>3</sup>
M-10Г <sub>2к</sub>	CC	3,209
Schell-Ro-tella X	CC	3,644
ESSO ULTRA	SL/CD	4,892
M-10ДМ	CD	6,830
Schell-Rimula D	CF/CD	6,832
ESSO ULTRON	SL/CF	6,865
Schell-Rimula C	CD	3,870
Schell-Rimula X	CF-4	8,484
ESSO ULTRA Turbo Diesel	CF-4	9,411

На основании формулы (2) можно получить выражение для оценки добротности трибосистемы:

$$Q = E_y \sqrt{\frac{\delta_n \cdot \delta_n}{\pi}}, \text{ Дж/м}^3. \quad (3)$$

Как следует из формулы (3) добротность трибосистемы – это размерная величина, которая оценивает способность сопрягаемых материалов в трибосистеме (смазочная среда и реологические свойства структуры материалов подвижного и неподвижного трибоэлементов) превращать работу сил трения в тепловую энергию, тем самым препятствовать запасам энергии в поверхностных и подповерхностных слоях трибоэлементов, которые можно оценить величиной деформируемого объема.

Чем большая часть работы трения будет преобразована в тепло и меньший объем материала будет участвовать в деформации, тем больше добротность трибосистемы.

Понятие добротности трибосистемы дополняет понятие совместимости материалов в трибосистеме, под которым понимают способность контактирующих материалов приспосабливаться друг к другу и к изменяющимся условиям трения с учетом взаимодействия материалов со смазочной и окружающей средой, обеспечивая заданную долговечность и устойчивую работу во всем диапазоне эксплуатации.

Увеличению добротности трибосистемы способствует увеличение трибологических свойств смазочной среды (наличие поверхностно-активных и химически-активных веществ в смазочной среде), а так же увеличение внутреннего трения структуры

материалов, из которых изготовлены подвижный и неподвижный трибоэлемент. При этом смазочная среда является более весомым фактором, чем внутреннее трение структуры сопряженных материалов, т.к. в формуле (3) присутствует в первой степени, а внутреннее трение структуры материалов в степени 1/2.

Для решения поставленной задачи был спланирован трехфакторный эксперимент.

Первый фактор – трибологические свойства смазочной среды, варьировался на пяти уровнях:

- дизельное топливо,  $E_y=0,684 \cdot 10^{14}$ , Дж/м<sup>3</sup>;
- гидравлическое масло МГП-10,  $E_y=1,886 \cdot 10^{14}$ , Дж/м<sup>3</sup>;
- моторное масло М-10Г<sub>2к</sub>,  $E_y=3,209 \cdot 10^{14}$ , Дж/м<sup>3</sup>;
- моторное масло М-10ДМ,  $E_y=6,83 \cdot 10^{14}$ , Дж/м<sup>3</sup>;
- моторное масло ESSO ULTRA TURBO Diesel,  $E_y=9,411 \cdot 10^{14}$ , Дж/м<sup>3</sup>.

Второй фактор – коэффициент затухания ультразвуковых колебаний в материале подвижного трибоэлемента, варьировался на пяти уровнях:

- сталь 20Х,  $\delta_n = 1945$ ;
- сталь 40Х,  $\delta_n = 2644$ ;
- сталь 38Х2МЮА,  $\delta_n = 2810$ ;
- чугун ВЧ-70,  $\delta_n = 3270$ ;
- чугун СЧ,  $\delta_n = 3315$ .

Третий фактор – коэффициент затухания ультразвуковых колебаний в материале неподвижного трибоэлемента, также варьировался на пяти уровнях:

- чугун ВЧ-70,  $\delta_n = 3270$ ;
- чугун СЧ,  $\delta_n = 3315$ ;
- бронза Бр. ОЦС 6-6-4,  $\delta_n = 3440$ ;
- бронза Бр. АЖ 9-4,  $\delta_n = 3494$ ;
- латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1,  $\delta_n = 3810$ .

План проведения эксперимента представлен в таблице 3.

Экспериментальные исследования проводились при фиксированной и постоянной от опыта к опыту шероховатости поверхностей трения обоих трибоэлементов, которая составила:  $Ra=0,2$  мкм;  $Sm=0,4$  мм, нагрузка  $N=1600$  Н, скорость скольжения  $v=0,5$  м/с. При испытаниях применялась кинематическая схема «кольцо-кольцо» с коэффициентом взаимного перекрытия 0,5, при этом величина площади трения неподвижного трибоэлемента составила  $F_{тр} = 0,00015$  м<sup>2</sup>.

В качестве функций отклика выбраны два параметра: среднеарифметическое значение скорости изнашивания  $\bar{I}_3$ , м<sup>3</sup>/ч; среднеарифметическое значение коэффициента трения  $\bar{f}_3$ , которые были получены экспериментально по результатам трех повторов и значение добротности трибосистемы  $Q$ , которое было получено расчетным путем по выражению (3).

**Таблица 3.** План проведения эксперимента  
**Table 3.** The plan of the experiment

№ опыта	Фактор 1		Фактор 2		Фактор 3	
	код	$E_y \cdot 10^{14}, \text{ Дж/м}^3$	код	$\delta_n$	код	$\delta_n$
1	0	0,684	0	1945	0	3270
2	1	1,886	0	1945	1	3315
3	2	3,209	0	1945	2	3440
4	3	6,830	0	1945	3	3494
5	4	9,411	0	1945	4	3810
6	0	0,684	1	2644	1	3315
7	1	1,886	1	2644	2	3440
8	2	3,209	1	2644	3	3494
9	3	6,830	1	2644	4	3810
10	4	9,411	1	2644	0	3270
11	0	0,684	2	2810	2	3440
12	1	1,886	2	2810	3	3494
13	2	3,209	2	2810	4	3810
14	3	6,830	2	2810	0	3270
15	4	9,411	2	2810	1	3315
16	0	0,684	3	3270	3	3494
17	1	1,886	3	3270	4	3810
18	2	3,209	3	3270	0	3270
19	3	6,830	3	3270	1	3315
20	4	9,411	3	3270	2	3440
21	0	0,684	4	3315	4	3810
22	1	1,886	4	3315	0	3270
23	2	3,209	4	3315	1	3315
24	3	6,830	4	3315	2	3440
25	4	9,411	4	3315	3	3494

Экспериментальные и расчетные значения перенесенных функций отклика позволили с помощью метода наименьших квадратов получить следующие зависимости:

- для скорости изнашивания:

$$I = 60 \cdot 10^{-10} \exp\left(-\frac{Q}{50 \cdot 10^{16}}\right), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4)$$

- для коэффициента трения:

$$f = 0,11 \exp\left(-\frac{Q}{110 \cdot 10^{16}}\right). \quad (5)$$

Графическая интерпретация полученных зависимостей (4) и (5) представлена на рис. 1 и 2.

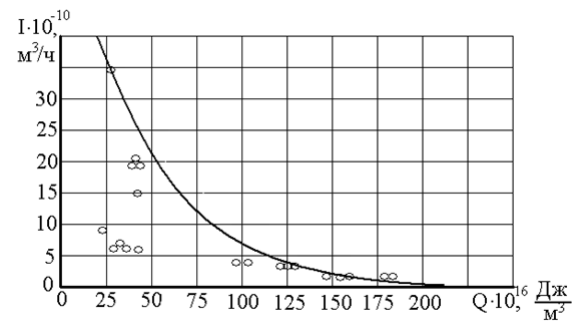
Коэффициент корреляции между скоростью изнашивания  $I$  и добротностью трибосистемы  $Q$  составил  $r = 0,88$ , а между коэффициентом трения  $f$  и  $Q$ ,  $r = 0,90$ .

На основании значений коэффициентов корреляции можно сделать вывод, что между функцией добротности трибосистемы и аргументами: скоростью изнашивания и коэффициентом трения, существует функциональная связь, которая подчиняется экспоненциальному закону распределения, формулы

(4) и (5).

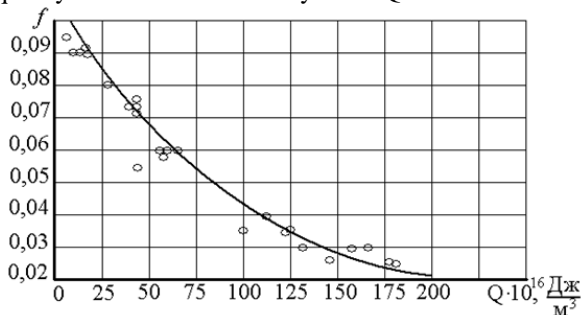
Необходимо отметить, что функция добротности всегда положительное число и теряет физический смысл при  $Q = 0$ , т.е. при  $Q = 0$  трибосистема не существует.

При положительных значениях добротности трибосистемы наибольшее влияние на скорость изнашивания и коэффициент трения характерно при малых значениях  $Q$ . При  $Q > 100 \cdot 10^{16}$  Дж/м<sup>3</sup> увеличение значений добротности уже не оказывает большого влияния на скорость изнашивания и коэффициент трения.



**Рис. 1.** Зависимость скорости изнашивания от функции добротности трибосистем  $Q$

**Fig. 1.** The dependence of the wear rate of the quality factor function tribosystems  $Q$



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента трения от функции добротности трибосистемы  $Q$

**Fig. 2.** Coefficient of friction on the function quality factor tribosystem  $Q$

Следовательно, проведенный анализ функции добротности трибосистемы позволяет установить границу значения  $Q \geq 100 \cdot 10^{16}$  Дж/м<sup>3</sup>, при превышении которой направления снижения скорости изнашивания и коэффициента трения подбором материалов в трибосистему и смазочной среды к ним становится малоэффективным. При таких значениях добротности необходимо разрабатывать и применять другие способы повышения износостойкости и снижения потерь на трение, например, изменение конструкции или технологий изготовления и т. д.

## ВЫВОДЫ

Исследована функция добротности трибосистемы и её влияние на скорость изнашивания и коэффициент трения. На основании анализа большой гаммы конструкционных материалов применяемых в трибосистемах установлено, что величина добротности обратно пропорциональна скорости изнашивания и коэффициенту трения, а функция добротности

сти имеет экспоненциальный характер. Установлено, что при превышении значения добротности более  $Q=100 \cdot 10^6$  Дж/м<sup>3</sup> снижение скорости изнашивания и коэффициента трения трибосистемы подбором материалов в трибосистему и смазочной среды к ним становится малоэффективным.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Алексеев Н.М., Буше Н.А. 1985.** Некоторые аспекты совместимости материалов при трении. I. Подповерхностные процессы. Трение и износ. т. 6, № 5, 773 – 783.
2. **Алексеев Н.М., Буше Н.А. 1985.** Некоторые аспекты совместимости материалов при трении. II. Подповерхностные процессы. Трение и износ. т. 6, № 5, 965 – 974.
3. **Алексеев Н.М., Буше Н.А. 1987.** Некоторые аспекты совместимости материалов при трении. III. Микропроцессы механической фрикционной приспособляемости. Трение и износ. т. 8, № 5, 197 – 205.
4. **Буше Н.А., Копытко В.В. 1981.** Совместимость трущихся поверхностей. М: Наука, 128.
5. **Буше Н.А. 1993.** Решенные и переменные задачи по совместимости трибосистем. Трение и износ, Т. 14, № 1, 25 – 34.
6. **Бершадский Л.И. 1984.** Самоорганизация и надежность трибосистем. Киев: Знание, 20.
7. **Бершадский Л.И., Заманский Л.С. 1982.** Управление приработкой кинематических пар трения. Проблемы трения и изнашивания. Киев: Техника. 25 – 37.
8. **Карасик И.И. 1984.** Развитие критериев и методов экспериментальной оценки прирабатываемости материалов. Вестник машиностроения. №11, 16-19.
9. **Попов А.П., Бутаков Б.И., Марченко Д.Д. 2011.** Определение напряженно-деформированного состояния тел при их контактном взаимодействии. Контактная задача. Motrol. Lublin, Vol. 13 В, 13-25.
10. **Криштал М.А., Пигузов Ю.В., Головин С.А. 1964.** Внутреннее трение в металлах и сплавах. М.: Металлургия, 245.
11. **Постников В.С. 1974.** Внутреннее трение в металлах. М.: Металлургия, 352.
12. **Шевеля В.В. 1993.** Реология износостойкости и совместимости пар трения. Трение и износ. т. 14, № 1, 48-63.
13. **Шевеля В.В., Назаренко П.В., Гладченко А.Н., Шевеля И.В. 1990.** Внутреннее трение как фактор износостойкости трибосистем. Трение и износ. Т. 11, №6, 979-987.
14. **Шевеля В.В., Гладченко А.Н., Шевеля И.В., Венедиктов В.А. 1990.** О природе типов стойкости инструмента при обработке материалов резанием. Трение и износ. т. 11, №1, 136-143.
15. **Шевеля В.В., Войтов В.А., Суханов М.И., Исаков Д.И. 1995.** Закономерности изменения внутреннего трения в процессе работы трибосистемы и его учет при выборе совместимых материалов. Трение и износ. т. 16, № 4, 734 – 744.
16. **Шевеля В.В., Трытек А. 2010.** Реология визкоупругого фрикционного контакта. Проблемы трибологии. № 4, 6-16.
17. **Шевеля В.В., Олександренко В.П. 2006.** Трибохимия и реология износостойкости. Хмельницкий: ХНУ, 278.
18. **Войтов В.А., Левченко А.В. 2001.** Интегральный критерий оценки трибологических свойств смазочных материалов на четырехшариковой машине. Трение и износ., т. 22, №4, 441-447.
19. **Войтов В.А., Сисенко И.И., Кравцов А.Г. 2014.** Трибологические свойства моторных масел для двухтактных двигателей внутреннего сгорания на растительной основе. Проблема трибологии. №1, 27-38.
20. **Войтов В.А., Кравцов А.Г., Сисенко И.И. 2013.** Перспективы использования растительных масел для изготовления смазочных материалов и рабочих жидкостей. Motrol. Lublin, Vol. 15, №7, 56-62.
21. **Войтов В.А., Левченко А.В. 2002.** Лабораторный метод оценки смазывающих свойств моторных масел на четырехшариковой машине трения. Вестник ХДАДТУ, вип.17, 42-48.
22. **Войтов В.А., Мазепа В.А. 2002.** Критериальный подход для оценки служебных свойств моторных масел в процессе эксплуатации ДВС. Вестник НТУ(ХПИ). Сб. науч. тр. “Автомобиле- и тракторостроение”. Харьков: НТУ (ХПИ), №10, т.1, 135-138.
23. **Войтов В.А., Кравцов А.Г. 2008.** Определение трибологических свойств рос- опухолевых масел по сравнению с нефтяными маслами. Вестник ХНТУСГ, вип. №75, т. 1, 382-386.
24. **Войтов В.А., Кравцов А.Г. 2013.** Оценка трибологических и эксплуатационных свойств рабочих жидкостей на основе растительных масел. Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК. Минск: БГАТУ, 96-105.
25. **Войтов В.А., Захарченко М.Б. 2015.** Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 1. Расчет скорости работы диссипации в трибосистеме. Проблеми трибології, № 1, 114-122.

GOOD QUALITY FACTOR OF TRIBOSYSTEM  
AS A FUNCTION OF DURABILITY AND  
FRICTION LOSS

**Summary.** The criteria of assessing the compatibility of materials in tribosystem (lubricating medium and flow characteristics of structures of materials of the fixed and movable frictional componentry) among themselves and the lubricant are grounded and proposed as a tribosystem good quality factor. This dimensional quantity assesses the possibility of mating materials in tribosystem to transform the work of friction forces into the thermal energy and by this to prevent from energy

storage at the surface layers (blankets) and subsurface layers of frictional componentry that can be evaluated by size of deformable volume.

The more of the work of friction forces part will be converted into heat and less volume of material will take part in deformation the more tribosystem good quality factor will takes place.

The notion of tribosystem good quality factor adds to notion of compatibility of materials in tribosystem as a (cap)ability of the contacting materials for adapt oneself to each other and to changeable conditions of friction with taking into account of the materials interaction with lubricant and environment and it ensures the equipment longevity and stable operability during of all operation life.

Improvement of tribological behavior of lubricant (the availability of surface-active and chemical-active substances in lubricating medium) as well the increase of internal friction of materials structure of the fixed and

movable frictional componentry will increase the tribosystem good quality factor. At these conditions the lubricating medium is heavier factor than the internal friction of structure of the mating materials.

The tribosystem good quality factor and its influence on wear rate and friction coefficient have been researched. It is found that the value of  $Q$  tribosystem good quality factor is inversely proportional to the rate of wear and coefficient of friction and the function of the good quality factor is exponential. It is shown that when the  $Q$  tribosystem good quality factor value is exceeded more than  $100 \cdot 10^{16} \text{ J/m}^3$  the way of lessen of the wear rate and friction coefficient of tribosystem by the selection of materials and lubricant medium of tribosystems becomes ineffective.

**Key words:** tribosystem; compatibility of materials in tribosystem; tribosystem good quality factor; wear rate; friction coefficient.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ДОЗИРОВАНИЯ И СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ КОМБИКОРМОВ

*Денис Бойко, Олександр Науменко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка*

*Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

*Denis Bojko, Aleksandr Naumenko*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraina. E-mail: [khstua@lin.com.ua](mailto:khstua@lin.com.ua)*

**Аннотация.** В статье приведены основные сведения о влиянии качества комбикормов на продуктивность животных и себестоимость продукции животноводства.

Доказана целесообразность приготовления комбикормов непосредственно в хозяйствах. Определены основные факторы которые влияют на качество комбикормов, а именно - технологические операции дозирования компонентов комбикормов и их смешивание.

Выполнены аналитические исследования конструктивных исполнений дозаторов и смесителей сыпучих материалов и в результате их анализа определены основные направления их усовершенствования.

Предложена новая конструкция многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата, в которой технологические операции дозирования и смешивания выполняются одним рабочим органом. Это позволит значительно сократить энергетические затраты на приготовление комбикормов, повысить их качество и в итоге снизить себестоимость продукции животноводства.

**Ключевые слова:** комбикорма, эффективность, продукция животноводства, дозаторы, смесители, технологические операции, себестоимость продукции.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность использования кормовых ресурсов, особенно зерновых кормов, определяются научно обоснованным подходом к кормлению сельскохозяйственных животных и птицы, так как они содержат большое количество легко перевариваемых питательных веществ, обладают повышенной питательности и содержат в 1 кг 8-14 МДж обменной энергии, 80-400г перевариваемого протеина, а также витамины В и Е [1, 2].

В структуре производства мяса, молока и других продуктов животноводства, корма составляют более 60%, из которых значительная часть приходится на фуражное зерно, использовать которое необходимо только в переработанном виде в составе сбалансированных по питательной ценности комбикормов [3, 4].

На сегодняшний день приготовление комбикормов развивается по двум направлениям. Первое - наращивание мощностей крупных комбикормовых предприятий. Второй – разработка малогабаритных агрегатов и установок для приготовления комбикормов в условиях хозяйств из местного сырья.

Опыт многих сельскохозяйственных предприятий показывает целесообразность местного производства комбикормов с использованием местного сырья и обогащения их промышленными обогатительными добавками (премиксами). При этом существенно снижаются транспортные расходы, максимально используется собственная кормовая база, появляется возможность оперативного регулирования рецептуры комбикормов и суточного их расхода при соблюдении требуемого качества. Однако, машины, которые используются в хозяйствах для приготовления комбикормов, не всегда обеспечивают необходимую рецептуру и их качество, в связи с несовершенством устройств для дозирования и смешивания компонентов комбикормов [5, 6].

Технологические операции - дозирование и смешивание в технологии приготовления комбикормов, следуют одна за другой и, каждая из них в отдельности в равной степени влияет на качество конечного продукта. Это объясняется тем, что отклонение процентного содержания отдельных компонентов от заданной рецептом величины, точности дозирования и равномерности их распределения в процессе смешивания, снижает кормовую и биологическую и питательную ценность комбикорма, приводит к нарушению баланса минеральных элементов в организме животного, неудовлетворительно сказывается на продуктивности, росте и здоровье сельскохозяйственных животных.

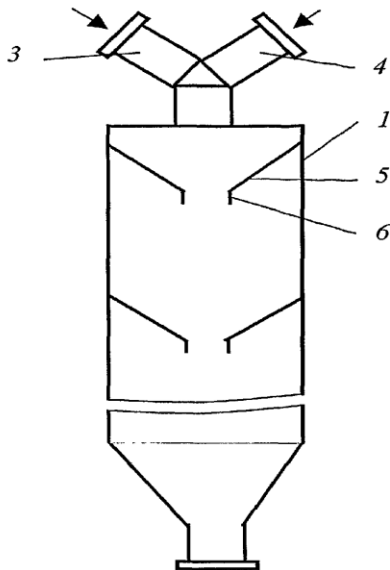
### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Агрегаты для приготовления многокомпонентных кормовых смесей, в частности комбикормов, состоят из дозаторов и смесителей. Разнообразие конструкций дозаторов и смесителей определяют многовариантность создания агрега-

тов для приготовления комбикормов [7-10]. Наряду с комбикормовыми агрегатами, в которых дозаторы и смесители используются как отдельные машины, существуют также фасовочно-смесительные агрегаты, в которых дозаторы и смесители существуют как одно целое.

Наиболее простыми конструкциями дозаторов-смесителей являются агрегаты шнекового и ленточного типов. Технологический процесс приготовления смесей в дозаторах-смесителях шнекового типа состоит из дозированной загрузки шнека отдельными компонентами и смешивания в процессе их движения по рабочему объему шнека. Как правило, дозаторы-смесители шнекового типа рассчитаны на два компонента. Для дозирования компонентов в смесительную часть агрегата устанавливается или многокомпонентный дозатор, или несколько дозаторов для каждого компонента [11]. Аналогично, как и в шнековых так и в ленточных дозаторах-смесителях смешивания компонентов происходит при их транспортировке. Недостатком таких смесительных агрегатов является низкое качество смеси и высокая энергоемкость процесса ее приготовления [12, 13].

Существуют также конструкции дозаторов-смесителей непрерывного действия с объемным дозированием компонентов, в которых механическое воздействие на сыпучий материал происходит за счет гравитационных или центробежных сил [14, 15].



**Рис. 1** Конструктивная схема гравитационного дозатора-смесителя: 1 – колонна цилиндрическая; 3, 4 – загрузочные патрубки; 5 – поверхности конические; 6 – отверстия

**Fig. 1** Structural chart of gravity metering device-mixer: 1 – colon cylindrical; 3, 4 – the load union couplings; 5 – surfaces conical; 6 – openings

Гравитационный дозатор-смеситель (рис.1) конструктивно выполнен в виде цилиндрической колонны 1, внутри которой смонтированы друг над другом конические поверхности 5 с отвер-

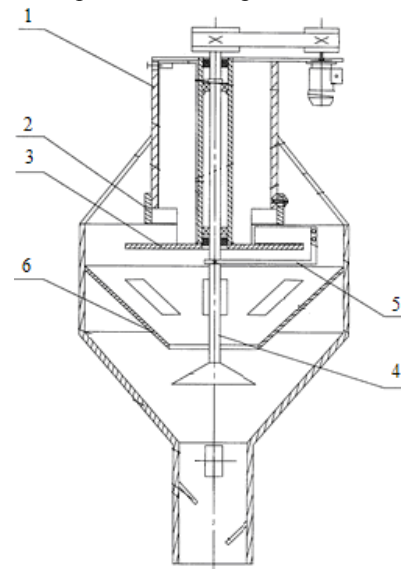
ствиями 6, диаметры которых обеспечивают создание определенного запаса сыпучего материала.

Подача компонентов смеси в смеситель осуществляется через загрузочные патрубки 3 и 4. Процесс смешивания происходит в результате неравномерного движения частиц компонентов по коническим поверхностям. Однако гравитационные дозаторы-смесители не могут обеспечить заданное качество комбикормов по причине разнообразия их механико-технологических свойств.

Наиболее приемлемыми конструкциями дозаторов-смесителей, которые могут быть использованы для приготовления комбикормов с большим соотношением смешиваемых компонентов является центробежные дозаторы-смесители непрерывного действия. Их преимущества над другими классами являются высокая производительность, малые энергоемкость и металлоемкость [16-17].

Смешивание компонентов в центробежных дозаторах-смесителях происходит в пространстве тонких разреженных слоев, которые движутся по поверхности вращающегося ротора, при пересечении потоков, имеющие различные направления и их соударения с препятствиями и др. Рабочие органы центробежных дозаторов-смесителей как правило являются телами вращения (дисками, цилиндрами, полыми срезанными конусами),

Одним из дозаторов-смесителей [18], в котором реализован центробежный способ смесеобразования представлен на рис. 2.



**Рис. 2** Конструктивная схема дозатора-смесителя центробежного типа: 1 – бункер; 2 – юбка телескопическая; 3 – диск; 4 – вал приводной; 5 – скребок; 6 – воронка

**Fig. 2** Structural chart of metering device-mixer of centrifugal type: 1 – bunker; 2 – skirt telescopic; 3 – disk; 4 – billow a drive; 5 – scraper; 6 – crater

Повышение качества смесей в приведенном дозатор-смесителе происходит за счет того, что он состоит из бункера 1, установленный верти-



кально и разделенного на сектора заслонками, телескопической юбки 2, которая установлена на нижней части бункера, диска 3, диаметр которого больше диаметра юбки и неподвижно установленного относительно бункера, приводного вала 4, скребков 5, которые взаимодействуют с диском и воронки 6, что диаметрально превышает размеры диска.

Кроме того, на дозатор-смеситель установлена дополнительная лейка, причем основная воронка жестко связана с бункером и имеет ряд отверстий, а дополнительная лейка жестко связана с основной воронкой и размещена под ней. На приводном валу под горловиной основной воронки установлен рассеиватель, выполненный в виде усеченного конуса, а в горловине дополнительной воронки установлены наклонные пластины, которые направлены вниз свободными концами и размещены на разных уровнях.

Приведенный краткий обзор и анализ конструкций дозаторов-смесителей показал, что повышение эффективности технологического процесса приготовления комбикормов с подобными механико-технологическим свойствам компонентов может быть достигнуто за счет создания новой конструкции многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата в котором предусмотреть выполнение процесса дозирования компонентов и их смешивания механическим воздействием центробежных сил одним рабочим органом. Создание малогабаритных полутвердых смесительных агрегатов с минимальным набором машин и рабочих органов позволит обеспечить высокий уровень качества комбикормов при минимальных энергетических и трудовых затратах.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определение основных направлений повышения эффективности технологических процессов приготовления комбикормов и разработка конструкции многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Перспективными направлениями повышения эффективности технологических процессов приготовления комбикормов могут быть следующие:

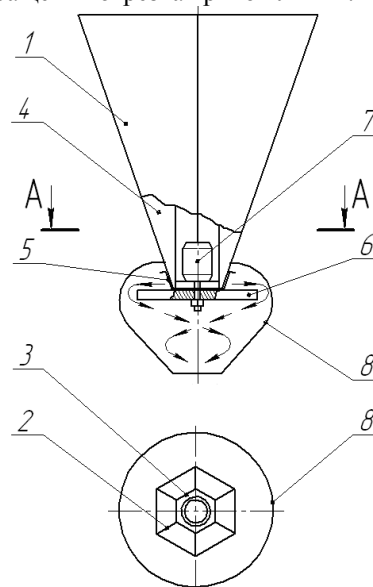
- разработка принципиально новых конструкций многокомпонентных дозирочно-смесительных агрегатов, которые реализуют технологию связанного дозирования и сглаживания погрешностей входных потоков компонентов в смеситель;
- использование центробежных сил в процессах дозирования и смешивания компонентов комбикормов;
- минимизации времени смешивания;
- обеспечение точного дозирования ингредиентов комбикормов за достаточно короткие промежутки времени;

- осуществление процесса смешивания компонентов комбикормов при разреженном или тонкослойном их движении с последующим наложением одного слоя на другой;

- исключения образования конгломератов в процессе смешивания.

В результате реализации предложенных направлений повышения эффективности технологических процессов приготовления комбикормов нами предложен ряд новых конструкций многокомпонентных дозирочно-смесительных агрегатов [19 - 21], схема одного из которых представлена на рисунке 3.

Предложенный многокомпонентный дозирочно-смесительный агрегат для приготовления комбикормов состоит из накопительного бункера 1, который разделен перегородками 2 и частями призматической трубы 3 на отдельные отсеки 4, количество которых соответствует количеству смешиваемых компонентов. В нижней части отсеков расположены гравитационные дозаторы выполнены в виде регулируемых выпускных отверстий с заслонками 5 и горизонтально расположенного вращающегося диска 6, который закреплен на валу электродвигателя 7. Рабочие элементы многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата расположены в выгрузном кожухе 8, который выполнен в виде поверхности вращения отрезка кривой линии.



**Рис. 3** Конструктивная схема многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата: 1 – бункер; 2 – перегородки; 3 – труба; 4 – отсеки; 5 – заслонки; 6 – диск; 7 – электродвигатель; 8 – кожух

**Fig. 3** The construction scheme of the multicomponent dosing and mixing unit: 1 – the bunker; 2 – septum; 3 – trumpet; 4 – compartments; 5 – valve; 6 – of disc; 7 – electric motor; 8 – a casing

Многокомпонентный дозирочно-смесительный агрегат работает следующим образом. Компоненты смеси загружаются в отдель-

ные отсеки 4 накопительного бункера 1. Затем с помощью заслонок 5 устанавливается необходимая производительность каждого дозатора, что обеспечивает необходимое соотношение смешиваемых компонентов. Под действием гравитационных сил на вращающемся диске 6 формируются отдельные слои компонентов смеси. Далее, при включении электродвигателя 7, компоненты смеси под действием центробежных сил распределяются по плоскости диска 6 и двигаясь с ускорением по криволинейным траекториям по диску 6 частично смешиваются. После схождения компонентов смеси с диска 6 они по спиральной траектории движутся в направлении выгрузного отверстия. В результате взаимодействия потоков компонентов смеси с выгрузочным кожухом, который постоянно сужается, согласно закону сохранения количества движения, приводит к увеличению их скоростей, пересечения траекторий и достижения турбулизация потока на выходе из смесителя, что создает условия для качественного их смешивания. Таким образом, обеспечивая заданную дозированную подачу каждого из компонентов смеси ведет к повышению качества дозирования, а взаимодействие сложившихся потоков с кожухом смесителя обеспечивает качественное их смешивания.

#### ВЫВОДЫ

В результате изучения и анализа конструкций дозаторов-смесителей сыпучих материалов, определены основные направления их совершенствованию и предложена новая конструкция многокомпонентного дозирочно-смесительного агрегата в котором совмещены операции дозирования и смешивания.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Васильев С. Н., Федоренко И.Я. 2003.** Производство и использование комбикормов в коллективных и фермерских хозяйствах. – Барнаул: Наука, 150.
2. **Денисов, Н.И. Тараканов М.Т. 1970** Производство и использование комбикормов. – М.: Колос, 236.
3. **Боден С.М. 1991.** Научные основы кормления сельскохозяйственных животных. Сельское хозяйство за рубежом. №5, 11–13.
4. **Боярский Л.Г. 2001.** Технология кормления и полноценное кормление сельскохозяйственных животных. Ростов н/Д: Феникс, 200.
5. **Сыроватка В.И. 1981.** Приготовление комбикормов, обогатительных и лечебных добавок. М.: Россельхозиздат, 45.
6. **Новобранцев Ф.К. 1960.** Исследование работы смесителя кормов. Тр. ВНИИ механизации и электрификации сельского хозяйства, вып., 36–43.
7. **Каталымов А.В., Лабартович В.А. 1990.** Дозирование сыпучих и вязких материалов. Л.: Химия, 240.
8. **Макаров Ю.И. 1973.** Аппараты для смешения сыпучих материалов. М.: Машиностроение, 216.
9. **Siarkowski Z. 2005.** Weryfikacja energetyczna metody doboru maszyn i urzadzen do produkcji zboz na cele paszjwe. // Motrol. Motoryzacja i energetika rolnictwa. Lublin. Tom 7. 176-181.
10. **Sementsov V.V., Boyko I.G. 2013.** Development of energykeeping construction of gravity metering device of friable forages. // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin Tom 15. No 7. 10-13.
11. **Perez E. 2001.** Module - Dosing and mixing systems. Norway: Agricultural University, 231.
12. **Richardson C.R. 1996.** Quality Control In Feed Production. Lubbock: Texas Tech University, 236.
13. **Кулаковский И.В. 1988.** Машины и оборудование для приготовления кормов: Справочник в 2 частях / М.: Росагропромиздат, 286.
14. **Макаров, Ю.И. 1981.** Классификация оборудования для переработки сыпучих материалов. Химическое и нефтяное машиностроение. №6, 33–35.
15. **Бородулин, Д.М. 2012.** Развитие смесительного оборудования центробежного типа для получения сухих и увлажненных комбинированных продуктов. Кемерово, 178.
16. **Зайцев, А.И. 1984.** Современные конструкции и основы расчета смесительных аппаратов с тонкослойным движением сыпучих материалов / Обзорная информация. Серия: Хим-фарм. пром. – М: Изд-во. ЦБНТИ Мед. пром., 23.
17. **Иванец, В. Н. 1989.** Интенсификация процесса смешивания высокодисперсных материалов с направленной организацией потоков: автореф. дисс. ... докт. техн. наук. Одесса, 32..
18. **Пат. 104867 Российская Федерация, U1 B 01 F 5/22.** Смеситель-диспергатор / И.А. Бакин, О.С. Карнадуд, Д.В. Сухоруков; опубл. 27.05.2011, Бюл. № 18, 3.
19. **Пат. 2216394 Российская Федерация, МПК B01 F7/26.** Центробежный смеситель / В. Н. Иванец, И. А. Бакин, Г. Н. Белоусов, Д. М. Бородулин, А. С. Волков; опубл. 20.11.2003, Бюл. № 32. – 6.
20. **Пат. 46543 Украина, МПК A23N 17/00, G01F 11/00.** Гравитационный дозирочно-смесительное устройство сыпучих колрмов /Бойко Д.И.; опубл. 25.12.2009, Бюл. №24, 3.
21. **Пат. 53255 Украина, МПК A23N 17/00, G01F 11/00.** Гравитационный дозирочно-смесительное устройство сыпучих кормов /Бойко Д.И.; опубл. 27.09.2010, Бюл. №18, 3.
22. **Пат. 98996 Украина, МПК A23N 17/00, G01F 11/00.** Гравитационный дозирочно-смесительное устройство сыпучих колрмов /Бойко Д.И.; опубл. 12.05.2015, Бюл. №9, 4.

**INCREASE OF EFFICIENCY OF PROCESSES  
OF DOSAGE AND MIXING OF  
COMPONENTS OF THE MIXED FODDERS**

**Summary.** In the article basic information is resulted about influence of quality of the mixed fodders on the productivity of animals and prime cost of stock-raising.

Expedience of preparation of the mixed fodders directly in economies is proven. Basic factors such as technological operations of components dosage of the mixed fodders and their mixing which influence on quality of the mixed fodders are defined.

The structural embodiment of metering devices and mixers of friable materials are researched ana-

lytically and as a result of analysis the basic directions of batchers and mixers improvement are determined.

The new construction of multicomponent dosage-mixer aggregate is proposed in which the technological operations of dosage and mixing are executed by one working body. It will allow considerably shortening the power expenses on preparation of the mixed fodders, to raise the forage quality and in the total to cut the prime cost of products of stock-raising.

**Key words:** mixed fodders, efficiency, products of stock-raising, metering devices, mixers, technological operations, prime cost of production.



## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ГРУБЫХ И СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ

*Николай Брагинец, Александр Вертий*

*Луганский национальный аграрный университет*

*Ул. Артема, 44, Харьков, 61002, Украина. E-mail: [rector\\_lnau@ukr.net](mailto:rector_lnau@ukr.net)*

*Nikolay Braginets, Aleksandr Vertiy*

*Lugansk National Agrarian University*

*St. Artema, 44, Kharkov, 61002, Ukraine. E-mail: [rector\\_lnau@ukr.net](mailto:rector_lnau@ukr.net)*

**Аннотация.** На основе проведенных теоретических исследований поставлена задача экспериментальной проверки разработанного и изготовленного измельчителя грубых и стебельчатых кормов, в котором используется комбинированный рабочий орган, состоящий из пяти ножей, четыре из которых осуществляют поперечное резание и один – продольное резание.

Экспериментальные исследования позволяют определить конструктивно-технологические параметры рабочих органов и режимов работы установки, обеспечивающих выполнение ее технологического процесса с минимальной энергоемкостью и максимальной производительностью при высоких показателях качества измельчения указанных кормов. С точки зрения системного подхода указанный измельчитель стебельчатых и грубых кормов как система, состоит из трех подсистем: загрузки, измельчения и выгрузки.

Исследования проводились на кафедре механизации производственных процессов в животноводстве Луганского национального аграрного университета и учебного научно-производственного аграрного комплекса «Колос» в 2012 – 2014 гг. по пяти этапам: лабораторно-экспериментальные, изучение механико-технологических свойств измельчаемых кормов, однофакторные и многофакторные эксперименты.

Оценку удельных затрат энергии учитывали по параметрам, которые характеризуют работу измельчителя грубых и стебельчатых кормов: производительности и мощности, а также его качество измельчения кормов: степень измельчения и коэффициент продольного расщепления.

Для проведения факторного эксперимента были отобраны пятнадцать факторов, из которых определены более значимые, эффективно влияющие на параметры и режимы работы измельчителя грубых и стебельчатых кормов: частота вращения ротора измельчителя, подача кормов в измельчитель, размеры ячеек решет и расположения плавающих ножей, а также их уровни и интервалы варьирования.

Для выяснения влияния вариантов расположения ножей на роторе на критерий оптимизации и был проведен однофакторный эксперимент с фиксацией других факторов на нулевом уровне, а для выявления факторов  $x_1...x_4$  на критерий оптимизации

провели четырехфакторный эксперимент по плану Бокса близким к Д-оптимальному.

При проведении экспериментальных исследований использовалось специально изготовленное и стандартное оборудование.

**Ключевые слова:** комбинированный рабочий орган, продольное резание, система, подсистемы, коэффициент продольного расщепления, плавающие ножи, факторный эксперимент.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Разработанный и изготовленный измельчитель грубых и стебельчатых кормов требует экспериментальной проверки и проверки его эффективности в работе.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Обоснованный и разработанный комбинированный рабочий орган, состоящий из двух типов ножей, которые одновременно осуществляют поперечное и продольное резание связан с общей теорией измельчения грубых и стебельчатых кормов, которая рассмотрена в работах известных ученых: В.П. Горячкина, В.А. Желиговского, Н.Е. Резника, С.В. Мельникова, Г.М. Кукты и др. [1–9].

Научно-техническая информация, приведенная в указанных работах, требует дальнейшей разработки и проверки в экспериментальных исследованиях.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

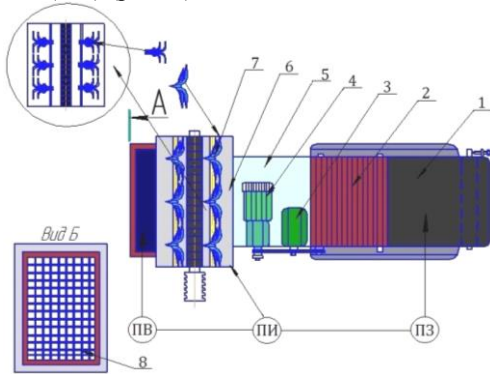
Для проведения экспериментальных исследований была разработана экспериментальная установка, новизна которой подтверждена патентом Украины № 69756 (рис. 1).

В данной установке используется комбинированный рабочий орган, состоящий из пяти ножей, четыре из которых осуществляют поперечное резание и один – продольное резание (рис. 2).

Программой экспериментальных исследований предусмотрено подтверждение теоретических исследований, определение конструктивно-технологических параметров рабочих органов и режимов работы установки, обеспечивающей выполнение технологического процесса с минимальной энергоемкостью, максимальной производительностью при высоких показателях качества измельчения.

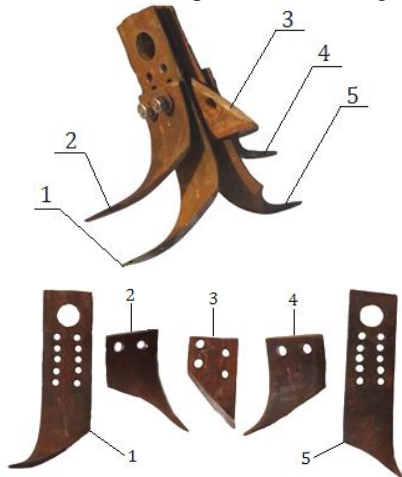
Измельчитель работает следующим образом: в питатель, состоящий из горизонтального (ленточного) и наклонного (пластинчатого) транспортера подается корм в спрессованном виде, измельчается рабочими органами и выгружается через решетку в выгрузную горловину в емкость [10].

С точки зрения системного подхода измельчитель грубых кормов, как система, включает три подсистемы: загрузки (ПЗ), измельчения (ПИ) и выгрузки (ПВ) (рис. 1).



**Рис. 1.** Схема установки: ПЗ – подсистема загрузки; ПИ – подсистема измельчения; ПВ – подсистема выгрузки; 1 – ленточный транспортер; 2 – наклонно-планчатый транспортер; 3 – редуктор, изменяющий направление вращения; 4 – электродвигатель для привода; 5 – стол; 6 – барабан с ротором и комбинированными ножами; 7 – комбинированный нож; 8 – решетка

**Fig. 1.** Schema of equipment ПЗ (SF) – Subsystem of filling; ПИ (SG) – Subsystem of grinding; ПВ (ST) – Subsystem of taking out; 1 – belt conveyor; 2 – sideling-lath conveyor; 3 – reduction gear, changing rotation direction; 4 – electric motor for driving gear; 5 – base platform (plate); 6 – drum with rotor and compound knives; 7 – compound knife; 8 – grid



**Рис. 2.** Комбинированный нож: 1 – основной нож (правый); 2 – плавающий нож; 3 – прямой нож; 4 – регулирующий нож (левый); 5 – основной нож (левый)

**Fig. 2.** Compound knife: 1 – basic knife (right); 2 – moveable knife; 3 – straight knife; 4 – adjusting knife (left); 5 – basic knife (left)

Исследования указанной системы проводилось по следующим этапам:

1. Изучение механико-технологических свойств измельчаемых кормов.

2. Экспериментальные исследования влияния конструктивных и режимных параметров на технологическую эффективность измельчаемых кормов.

3. Определение производительности измельчителя в зависимости от частоты вращения рабочего органа подачи кормов, угла установки рабочего органа, количества, конструкции и схемы расположения ножей на барабане.

4. Определение затрат энергии на измельчение разных кормов предложенным измельчителем в зависимости от частоты вращения барабана, подачи кормов на измельчение и схемы расположения ножей.

5. Проведение многофакторного эксперимента, оптимизация процесса измельчения.

Для решения указанных задач производились поэтапно экспериментальные исследования в следующей последовательности [11]:

1. Лабораторно-экспериментальные.

2. Изучение механико-технологических свойств измельчаемых кормов.

3. Однофакторные эксперименты.

4. Многофакторные эксперименты.

Экспериментальные исследования проводились на кафедре механизации производственных процессов в животноводстве Луганского национального аграрного университета и учебного научно-производственного аграрного комплекса ЛНАУ «Колос» в 2012 – 2014 годах на основе методик планирования экспериментов, а также методик, разработанных авторами.

В процессе проведения экспериментов определили [12–14]:

– массовую часть влаги в материале;

– объемную массу измельчаемого материала;

– средневзвешенную длину частиц до и после измельчения;

– степень измельчения, однородность измельченного материала, а также качество расщепленных частиц;

– производительность и энергоемкость процесса измельчения.

Для оценки удельных затрат энергии необходимо, кроме учета параметров, характеризующих работу измельчителя ( $N_w$ ,  $W_u$ ) учитывать качество измельчения корма ( $\lambda$ ) и их расщепления ( $K_k$ ).

Основным критерием качества измельчения грубых кормов [15] предложено считать вес фракции заданного размера и количество расщепленных частиц пробы, которые определяются через коэффициент качества ( $K_k$ ) из зависимости:

$$K_k = \frac{\sum P_i - P_{зад}}{G} \cdot I \rightarrow \min, \quad (1)$$

где:  $K_k$  – безразмерный коэффициент качества;  $\sum P_i$  – масса пробы, г;  $P_{зад}$  – масса фракции, состоящая из частиц физиологически обоснованных размеров, г;  $G$  – масса расщепленных частиц, г;  $I$  – сумма квадратов

относительного отклонения фактической длины частиц от физиологически обоснованной длины:

$$I = \sum \left( 1 - \frac{l_i}{l_{зао}} \right)^2 \frac{P_i}{\sum P_i} \rightarrow \min, \quad (2)$$

где:  $l_i$  – средний размер частиц данной фракции, мм;  $l_{зао}$  – физиологически обоснованный размер частиц, учитывающий размеры наиболее ценных в физиологическом подходе частиц, заданных зоотехническими требованиями, так и размеры переизмельченных и недостаточно измельченных частиц, мм;  $P_i$  – масса частиц заданной фракции, г.

Указанный показатель качества позволяет учитывать качество измельчения как при переизмельчении корма, так и при недостаточном его измельчении.

Поэтому, удельную энергоёмкость процесса измельчения грубых кормов целесообразно определять с учетом степени измельчения и качества измельченных частиц по математической зависимости [15, 16]:

$$\mathcal{E} = \frac{N_c K_k}{W \lambda}, \quad (3)$$

где:  $\mathcal{E}$  – удельная энергоёмкость процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов с учетом степени и качества измельчения, кДж/кг;  $N_c$  – суммарная мощность процесса измельчения, кВт;  $K_k$  – безразмерный коэффициент качества;  $W$  – производительность измельчителя кормов, кг/с;  $\lambda$  – степень измельчения кормов.

При этом нами учитывалось, число и размеры измельченного корма ограниченных зоотехническими требованиями, в соответствии с которыми длина резки корма для крупного рогатого скота должна находиться в пределах 30 – 50 мм. При увеличении частиц корма энергозатраты на процесс измельчения уменьшаются, но увеличиваются затраты энергии животных на переваривание корма [7, 8].

Математическая зависимость (3) позволяет более объективно определять удельную энергоёмкость процесса измельчения грубых кормов при различных степенях измельчения и качества измельченных частиц и более точно характеризовать степень совершенства рабочего процесса универсального измельчителя кормов.

На основании проведенных теоретических исследований и анализа литературных источников для проведения экспериментальных исследований нового измельчителя были отобраны следующие факторы (табл. 1), для проведения многофакторного эксперимента [17, 18].

К наиболее значимым фактором, влияющим на параметры и режимы работы измельчителя грубых и стебельчатых кормов, следует отнести: частоту вращения ротора измельчителя; подачу корма в измельчитель, размеры решет и расположение плавающих ножей.

При дальнейших исследованиях указанные факторы фиксировали на оптимальном уровне.

Для выявления влияния факторов  $x_1 \dots x_4$  на критерий оптимизации провели четырехфакторный эксперимент по плану Бокса ( $B_4$ ) близким к Д-оптимальному.

**Таблица 1.** Факторы, влияющие на процесс работы универсального измельчителя грубых и стебельчатых кормов

**Table 1.** Conditions, that influence the working process of universal grinding machine of gross and stem forages

№	Факторы	Значения
1	Диаметр ротора, мм	250
2	Диаметр ротора с закрепленными ножами, мм	550
3	Диаметр камеры измельчения, мм	600
4	Количество рядов пальцев, шт	6
5	Общая длина комбинированного ножа, мм	170
6	Количество комбинированных ножей, шт	18
7	Состав комбинированного ножа: основных ножей; плавающих ножей; прямых ножей.	2 2 1
8	Количество регулировок плавающих ножей и шаг регулировок, мм	5 10
9	Варианты расположения комбинированных ножей	123123 321321 132132 231231
10	Варианты расположения плавающих ножей, мм ( $l_i$ )	0, 20, 40
11	Частота вращения ротора, об/мин ( $n_p$ )	830, 930, 1030
12	Подача корма в измельчитель, кг/с ( $q$ )	18, 22, 26
13	Размеры отверстий решета, мм ( $l$ )	20, 30, 40, 50
14	Влажность измельчаемого корма	20–22
15	Материал	Солома озимой пшеницы, стебли кукурузы

На основании анализа проведенных исследований выбираем интервалы и уровни варьирования факторов и сводим в таблицу 2. Для определения влияния факторов  $x_1 \dots x_4$  на критерий оптимизации проводим эксперимент по четырех мерной матрице оптимального плана Бокса-Бенкина ( $B_u$ ) для четырех исследуемых факторов [19, 20].

**Таблица 2.** Уровни и интервалы варьирования факторов  
**Table 2.** Levels and intervals of changing conditions

№	Факторы	Кодовое обозначение	Уровни варьирования			Интервал варьирования
			+1	0	-1	
1	Частота вращения ротора, об/мин	$x_1$	1030	930	830	100
2	Подача корма в измельчитель, т/ч кг/с	$x_2$	7,0	6,0	5,0	1,0
			26,0	22,0	18,0	4,0
3	Размеры решет, мм	$x_3$	50	40	30	10
4	Расположение плавающих ножей на основных, мм	$x_4$	60	40	20	20

При проведении экспериментальных исследований была принята следующая их последовательность.

Для выяснения влияния вариантов расположения ножей в роторе на критерии оптимизации провели однофакторный эксперимент с фиксацией других факторов на нулевых уровнях.

При проведении экспериментов принимали трехкратную повторность опытов [16, 17]. Однородность дисперсий опытов проверяли по критерию Кохнера для 95% уровня вероятности.

Продолжительность каждого опыта составила 3 минуты.

Результаты однофакторного эксперимента обрабатывали методами математической статистики. По результатам многофакторного эксперимента строились математические модели – уравнения регрессии в виде полиномов второго порядка:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^K b_i x_i + \sum_{i < j}^K b_{ij} x_i x_j + \dots + \sum_{i=1}^K b_{ii} x_i^2, \quad (4)$$

где:  $Y$  – критерий оптимизации,  $x_i, x_j$  – независимые факторы,  $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}$  – теоретические коэффициенты регрессии.

К натуральному виду математической модели приводили с помощью зависимости:

$$x_i = (X_i - X_{0i}) / \varepsilon,$$

где  $x_i$  – кодированное значение фактора (безразмерная величина), для верхнего уровня, центра эксперимента и нижнего уровня, они обозначены соответственно +1, 0, -1,  $X_i$  – натуральное значение факторов,  $X_{0i}$  – натуральное значение фактора на нулевом уровне,  $\varepsilon$  – натуральное значение интервала варьирования фактора, которые определяли из зависимости:

$$\varepsilon = \frac{X_i^B - X_i^H}{2}; \quad (5)$$

где:  $X_i^B$  – значение фактора на верхнем уровне;  $X_i^H$  – значение фактора на нижнем уровне.

Для обработки опытных данных использовались программы: Statistica 8 for Windows и Mathcad 15, при помощи которых рассчитаны коэффициенты регрессии, по которым составлены математические модели по каждому критерию оптимизации как функции откликов  $n_p, q, l, l_1$ .

Значимость коэффициентов регрессии определили по критерию Стьюдента. Адекватность полученных моделей проверили по критерию Фишера.

С целью изучения поверхности отклика полученных моделей строились двумерные сечения с контурными линиями, которые соответствуют полученным значениям параметров оптимизации.

Для получения двумерных сечений использовались ранее указанные программы.

## ВЫВОДЫ

1. С целью обоснования и оптимизации конструктивно-технологических параметров измельчителя грубых и стебельчатых кормов была изготовлена экспериментальная установка, включающая подсистемы загрузки, измельчения и выгрузки.

2. Для исследования влияния конструктивно-технологических параметров измельчителя и механико-технологических свойств грубых и стебельчатых кормов, разработана программа и методика экспериментальных исследований.

3. Для разработки методики экспериментальных исследований измельчителя грубых и сочных кормов использовались общеизвестные, усовершенствованные и оригинальные методики.

4. При проведении экспериментальных исследований использовалось стандартное и специально изготовленное оборудование.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горячкин В.П., 1968.** Собрание сочинений в 3 т / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 484.
2. **Желиговский В.А. 1960.** Элементы теории сельскохозяйственных машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов / В.А. Желиговский. Тбилиси, 342.
3. **Резник Н.Е. 1975.** Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н.Е. Резник. М.: Машиностроение, 311.
4. **Кукта Г.М. 1964.** Испытания сельскохозяйственных машин / Г.М. Кукта. М.: Машиностроение, 223.
5. **Вольвак С.Ф. 1998.** Обоснование технологического процесса и параметров рабочих органов гибкого универсального малогабаритного кормоприготовительного агрегата в варианте измельчения грубых кормов, Луганск, 178.
6. **Братишко В.В. 2007.** Обоснование процесса работы и параметров двухступенчатого измельчителя зеленых кормов для свиней и водоплавающей птицы, Глеваха, 159. (Украина).



7. **Завражнов А.И., Николаев Д.И. 1990.** Механизация приготовления и хранения кормов. М. Агропромиздат, 336.
8. **Беляничков Н.Н., Смирнов А.И. 1990.** Механизация животноводства и кормопроизводства. М.: Агропромиздат, 271.
9. **Кукта Г.М. 1986.** Машины и оборудование для приготовления кормов. М.: Агропромиздат, 303.
10. **Брагинец Н.В. 2013.** Изучение конструктивно-технологических параметров рабочего органа для измельчения грубых и стебельчатых кормов / Н.В. Брагинец, А.А. Вергий // Весник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенка, вип. 132, 223–227.
11. **Ялпачик Ф.Е., Ялпачик Г.С. 1987.** Стандарты и показатели качества и энергоёмкости процесса измельчения кормов необходимо улучшить. Механизация и электрификация с.х. № 1, 24 – 25. (Украина).
12. **Крамаренко Л.П. 1936.** Сопrotивление растений перерезанию. М.: Сельхозгиз, 536.
13. **Dariusz Andrejko 2011.** – Wplyw obrobki cieplnej promieniami podczerwonymi na proces przemialu ziarna pszenicy odmiany korynta. [Text]: Dariusz Andrejko, Mariusz Kania, Anna Latka, Leszek Rydzak. / Motrol, Motoryzacja I energetyka rolnictwa. – Lublin. Tom 13. – 7-13.
14. **Horynski M. 2005.** Wykorzystanie wlasciwosci elektrycznych do weryfikacji stopnia przemialu ziarna zboz. [Text]: M. Horynski. / Motrol, Motoryzacja I energetyka rolnictwa. – Lublin. Tom 7. – 92-96.
15. **Мурзагалиев К.Г. 1983.** Совершенствование технологического процесса и обоснование параметров измельчителя грубых кормов молоткового типа: Автореферат дис...канд. техн. наук., Саратов, 22.
16. **Мельников С.В. 1972.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. Л.: Колос, 200.
17. **Мельников С.В., Алешкин В.П., Рошин П.М. 1980.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 168.
18. **Ревенко И.И., Хмелевский В.С. 1999.** Совершенствование и обоснование параметров измельчителя и смесителя кормов. Механизация с.х. производства, Киев, 139 – 142. (Украина).
19. **Сабликов Н.В. 1956.** Исследование процесса резания стеблей ножами соломосилосорезок. М.: 191.
20. **Василенко М.П., Василенко И.И. 1985.** Механизация и автоматизация процесса приготовления и дозирования кормов. М.: Агропромиздат, 140.

## EXSPERIMENTAL RESEARCHES OF SHREDDING MACHINE OF COARSE AND STALKY FODDER

**Summary.** On the basis of theoretical research the task of experimental verification of developed and manufactured shredding machine of coarse and stalky fodder is posed. In machine the compound working body is used and it consists of five knives, four of which, do vertical cutting and one – horizontal cutting.

Experimental researches will allow determining the constructional and technology characteristics of working bodies and working modes of the machine and it will ensure the technology process with minimal energy intensity and maximum productivity at high shredding quality of mentioned forages. From the point of system view the shredding machine of coarse and stalky fodder as a system, consists of three subsystems: feeding (inputting), shredding, unloading.

Researchers were hold at Department of Mechanization of Production Processes in Livestock Farming in Luhansk National Agrarian University and Training Science-Productional Agrarian Complex “KOLOS” from 2012 to 2014 years in next stages: laboratory-experimental, study of mechanic-technology characteristics of shredding forage, one and many factors experiment.

The specific energy consumption was evaluated by actual parameters, which characterize the work of shredding machine of coarse and stalky fodder: (productivity and capacity) and also parameters, which characterize quality of shredding forage (reduction ratio and index of longitudinal splitting).

Fifteen factors were selected to carry out the factor experiment. Among them the most important factors which effective influence on the parameters of working modes of shredding machine of coarse and stalky fodder were chose: speed of machine's rotor; forage feeding to shredding machine; cells' size of grid and position of moveable knives and also the levels and intervals of factors changing were considered.

To clarification the influence of rotor knives positions on optimization criterions the single-factor experiment was carried out with fixing of other factors at zero level. To reveal the influence of the  $x_1, \dots, x_4$  factors on optimization criterion the four-factors experiment by Boks plane close to D-optimal was also fulfilled.

Special and standard equipment were used while experimental researchers.

**Key words:** compound working gear, longitudinal cutting, system, subsystems, the ratio of the longitudinal splitting, moveable knives, factor experiment.



## ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

*Иван Гевко, Иван Кучвара, Андрей Дячун, Андрей Гупка*

*Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя  
Ул. Русская 56, Тернополь, Украина, E-mail: [ivan.kuchvara@gmail.com](mailto:ivan.kuchvara@gmail.com)*

*Ivan Hevko, Ivan Kuchvara, Andriy Djachun, Andriy Gypka*

*Ternopil Ivan Puluj National Technical University  
Ruska st. 56, Ternopil, Ukraine, E-mail: [ivan.kuchvara@gmail.com](mailto:ivan.kuchvara@gmail.com)*

**Аннотация.** Одним из важных вопросов современного сельскохозяйственного машиностроения является повышение надежности машин, долговечности их винтовых рабочих органов, приводов, их узлов и отдельных деталей. Одним из важных моментов такого состояния являются винтовые конвейеры и их рабочие органы, которые находятся в середине недвижимого кожуха, при транспортировке, измельчении, смешивании сыпучих материалов. Это реализуется изготовлением профильных винтовых элементов рабочих органов навивкой, эксплуатационная надежность которых в 1,7 ... 2,5 раза больше, чем прокатных. Целью данной работы является теоретическое исследование процесса навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин, и вывод аналитических зависимостей для определения их конструктивных параметров и параметров технологического оснащения необходимого для их формообразования.

В работе рассмотрен процесс навивки ленты на эллипсную оправку в холодном и горячем состояниях, и установлено специфика навивки на оправку отличного от цилиндрического профиля. Выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров процесса навивки, и необходимых конструктивных параметров технологической оснастки. В результате проведенных теоретических и практических исследований установлено влияние геометрических параметров оправки, материала заготовки и ее геометрических параметров на силовые параметрами процесса навивки.

Также в работе представлено универсальное устройство для навивки профильных винтовых элементов для сельскохозяйственных машин, которое было спроектировано согласно расчетной схемы, и проведенных теоретических и экспериментальных исследований. Описаны его устройство и принцип его работы.

На основе результатов теоретических исследований получены графические зависимости крутящего момента, который нужно приложить для вращения оправки, и прижимной силы ролика от геометрических параметров оправки и полосы.

**Ключевые слова:** винтовая спираль, технологическая оснастка, профильный шнек, технологический процесс, навивка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из важных вопросов современного сельскохозяйственного машиностроения является повышение надежности машин, долговечности их винтовых рабочих органов, приводов, их узлов и отдельных деталей. Одним из важных моментов такого состояния являются винтовые конвейеры и их рабочие органы, которые находятся в середине недвижимого кожуха, при транспортировке, измельчении, смешивании сыпучих материалов. Поэтому важным вопросом является создание конструктивных схем энергосберегающих винтовых конвейеров и их рабочих органов, работоспособное состояние которых обеспечивает уменьшение износа винтовых элементов и энергопотребления. К таким способам относится изготовления профильных винтовых элементов рабочих органов навивкой, эксплуатационная надежность которых в 1,7...2,5 раза больше, чем прокатных.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам изготовления винтовых рабочих органов (ВРО) посвящены работы авторов Гевко Б.М. [1], Василькова В.В. [2, 3], и Рогатынского Р.М. [4]. Также проблемам эксплуатации ВРО посвященные работы авторов Гевко Б.М. [5, 6], Меринец Н. [7], Гевко И.Б. [8], и других, также исследованы проблемы изготовления специальных профильных ВРО Ляшук А.Л., Драгана А.П., Гевко И.Б., и другие [9-11]. Однако вопросы, которые возникают при изготовлении профильных винтовых рабочих органов тел вращения с переменным внешним диаметром остались мало исследованными и нуждаются в доработке.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является теоретическое исследование процесса навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин, и вывод аналитических зависимостей для определения силовых параметров процесса и конструктивных параметров технологического оснащения необходимого для их формообразования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим процесс навивки ленты на оправку, расчетная схема которого представлена на рис. 1. В процессе навивки происходит сжатие волокон ленты на внутреннем диаметре и растяжение волокон ленты на внешнем диаметре винтового эллиптического элемента. Определим момент сгиба ленты в этих зонах, рассмотрев процесс деформации в горячем и холодном состоянии.

Как известно, радиальные напряжения возникающие в зоне растяжения ленты определяются по формуле [12]:

$$\sigma_{\rho 1} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{R}{\rho}, \quad (1)$$

где:  $\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние среднего главного напряжения, равен 1,15;  $\sigma_s$  – предел текучести материала эллиптичности винтового элемента, МПа;  $R$  – внешний радиус гибки, мм;  $\rho$  – полярная координата радиуса гибки, мм.

Аналогично определяем радиальные напряжения в зоне сжатия [12]:

$$\sigma_{\rho 2} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{\rho}{r}, \quad (2)$$

где:  $r$  – внутренний радиус гибки, мм.

Тангенциальные напряжения в зоне растяжения:

$$\sigma_{\theta 1} = \beta \sigma_s \cdot \left( 1 - \ln \frac{R}{\rho} \right). \quad (3)$$

Тангенциальные напряжения в зоне сжатия:

$$\sigma_{\theta 2} = -\beta \sigma_s \cdot \left( 1 + \ln \frac{\rho}{r} \right). \quad (4)$$

Особенностью навивки эллипсных винтовых элементов является то, радиусы кривизны, а соответственно и радиусы гибки ленты являются переменными в течение одного оборота эллипсной оправки.

Поэтому внутренний радиус гибки заготовки  $g$  можно определить на основе уравнения радиуса

кривизны эллипса [13] по формуле:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{y_0^2}{a^4} + \frac{x_0^2}{b^4} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (5)$$

где:  $a$  – половина большей оси эллипса, мм;  $b$  – половина меньшей оси эллипса, мм;  $x_0, y_0$  – координаты точки, в которой определяется радиус кривизны в системе координат  $xoy$ , мм.

В параметрическом виде уравнение эллипса имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= b \sin \theta; \\ y &= a \cos \theta, \end{aligned} \quad (6)$$

где:  $\theta$  – угловой параметр, находится в пределах  $0 \leq \theta \leq 2\pi$  и определяет угол поворота эллипсной оправки, рад.

Подставляя уравнение (6) в формулу (5) получим:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (7)$$

Согласно внешний радиус  $R$  гибки ленты можно определить по формуле:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} + \beta_y B, \quad (8)$$

где:  $\beta_y$  – коэффициент усадки ленты во время навивки;  $B$  – ширина ленты, мм.

Момент гибки ленты определяем по формуле:

$$M = \left( \int_{\rho H}^R \sigma_{\theta 1} \rho d\rho + \int_r^{\rho H} \sigma_{\theta 2} \rho d\rho \right) H, \quad (9)$$

где:  $\rho_n$  – радиус нейтральной поверхности напряжений, мм;  $H$  – толщина ленты, мм.

Радиус нейтральной поверхности напряжений определяем по формуле [12]:

$$\rho_H = \sqrt{Rr}. \quad (10)$$

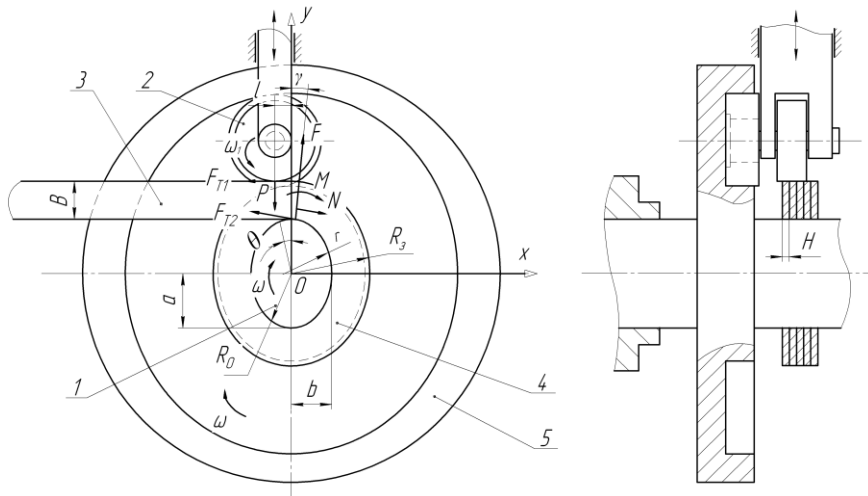


Рис. 1. Расчетная схема процесса навивки ленты на оправку: 1 – эллипсная оправка; 2 – прижимной ролик; 3 – лента; 4 – винтовой эллипсный элемент; 5 – торцевой кулачок, форма которого соответствует эквидистанты эллипсной оправки 1

Fig. 1. Calculate scheme of tape winding process on mandrel: 1 – ellipse mandrel; 2 – presser roller; 3 – tape; 4 – screw ellipse element; 5 – end face cam, the shape of which corresponds to shape of ellipse mandrel 1

Подставляя формулы (7), (8) в формулу (10), получим:

$$\rho_H = ab \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{4}} \times \sqrt{a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} + \beta_y B} \quad (11)$$

Подставляя формулы (3), (4) в формулу (9), учитывая формулу (10) находим:

$$M = \beta \sigma_s \frac{H \beta_y^2 B^2}{4} \quad (12)$$

На основе формулы (12) делаем вывод, что момент гибки ленты в горячем состоянии не зависит от радиуса кривизны эллипсной оправки, а следовательно он будет постоянным в течение одного оборота оправки.

В случае навивки ленты на эллипсную оправку в холодном состоянии происходит укрепление материала ленты, причем величины тангенциальных напряжений определяются по формулам [12]:

- в зоне растяжения:

$$\sigma_\theta = \beta \left[ \sigma_{TO} \left( 1 - \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left( 2 \ln \frac{\rho}{\rho_H} - \ln \frac{\rho R}{\rho_H^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right]; \quad (13)$$

- в зоне сжатия:

$$\sigma_\theta = -\beta \left[ \sigma_{TO} \left( 1 + \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left( 2 \ln \frac{\rho}{\rho_H} + \ln \frac{\rho R}{\rho_H^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right], \quad (14)$$

где:  $\sigma_{TO}$  – экстраполированный предел текучести материала ленты, МПа;  $\Pi$  – Линейный модуль укрепления материала ленты, МПа.

Подставляя уравнение (13), (14), (7), (8) в уравнение (9) после интегрирования и сокращений находим:

$$M = \beta H \left[ \sigma_{TO} \frac{\beta_y^2 B^2}{4} + \Pi \left( \frac{2a^4 b^4 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^3 + 2a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} \beta_y B + \beta_y^2 B^2}{4} \right) \times \ln \sqrt{1 + \frac{\beta_y B}{a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{2a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} \beta_y B + \beta_y^2 B^2}{8}} \right] \quad (15)$$

На основе формулы (15) делаем вывод, что в процессе навивки ленты на эллипсную оправку в холодном состоянии происходит изменение момента гибки ленты от угла поворота эллипсной оправки. Причем наибольший момент гибки возникает при угле поворота  $\theta = 0, \pi$  радиан, наименьший момент гибки возникает при углах поворота  $\theta = 1/2\pi, 3/4\pi$  радиан.

Согласно расчетной схеме на рис. 1 уравнение равновесия части ленты, подвергшейся деформации запишем следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{по оси } x: & -F_{T1} - F_{T2} \cos \gamma + N \cos \gamma + F \sin \gamma = 0 \\ \text{по оси } y: & -P + F_{T2} \sin \gamma - N \sin \gamma + F \cos \gamma = 0 \\ \text{сума моментов:} & Pl + F_{T1} R_3 + F_{T2} R_0 - N \rho_H - M = 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где:  $F_{T1}$  – сила трения между роликом и лентой, Н;  $F_{T2}$  – сила трения между лентой и эллипсной оправкой, Н;  $\gamma$  – угол давления оправы, град;  $N$  – продольная сила, Н;  $F$  – равнодействующая нормальных контактных напряжений на ленте, Н;  $P$  – сила гибки прижимным роликом, Н;  $l$  – расстояние между центрами оправы и прижимного ролика, мм;  $R_3$  – внешний радиус взаимодействия винтового элемента относительно центра вращения оправы, мм;  $R_0$  – расстояние от центра вращения оправы к ее поверхности, мм.

Силы трения определяем по зависимостям:

$$F_{T1} = \mu_1 \cdot P; \quad (17)$$

$$F_{T2} = \mu_2 \cdot F, \quad (18)$$

где:  $\mu_1$  – коэффициент трения между прижимным роликом и лентой;  $\mu_2$  – Коэффициент трения между оправкой и винтовым элементом.

Равнодействующую нормальных контактных напряжений находим по формуле:

$$F = \sigma_r \cdot H \cdot L, \quad (19)$$

где  $\sigma_r$  – контактные нормальные напряжения на внутреннем радиусе профильной винтовой заготовки (ПВЗ), МПа;  $L$  – длина трапецевидной лепесток по внутреннему диаметру, мм.

При известном моменте гибки  $M$ , можно найти все силы, возникающие в процессе навивки, решив систему уравнений (16). В данном случае:

$$F = \frac{-P \cdot (\mu_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma - 1)}{\mu_2 \cdot \sin \gamma + \operatorname{tg} \gamma \cdot (-\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) + \cos \gamma}; \quad (20)$$

$$N = \frac{\mu_1 \cdot P + F \cdot (\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\cos \gamma}. \quad (21)$$

Экспериментальные исследования показали, что максимальная сила гибки  $P$  прижимным роликом возникает на начальной стадии деформирования, то есть, когда угол  $\gamma$  равен нулю. Поэтому, для упрощения расчетов, решение системы уравнений (16) будет следующим:

$$P = F; \quad (22)$$

$$N = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P; \quad (23)$$

$$P = \frac{M}{l + \mu_1 \cdot (R_3 - 1) + \mu_2 \cdot (R_0 - 1)}. \quad (24)$$

Расстояние от центра вращения оправы к ее поверхности определяем по формуле:

$$R_0 = \sqrt{a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta}. \quad (25)$$

Внешний радиус взаимодействия винтового элемента относительно центра вращения оправки определяем по формуле:

$$R_3 = \sqrt{(a + B)^2 \cos^2 \theta + (b + B)^2 \sin^2 \theta}. \quad (26)$$

Следует заметить, что здесь коэффициент трения  $\mu_1$  между прижимным роликом и профильной лентой является величиной приведенной и не отвечает непосредственным значению коэффициента трения для контактирующих материалов. Момент, который необходимо приложить для вращения оправы, зависит от конструктивных особенностей

оправ и в общем случае определяется согласно рисунку 1 по зависимости:

$$M_0 = k_M \cdot P \cdot (l + \mu_1 \cdot R_3), \quad (27)$$

где  $k_M$  – коэффициент, учитывающий конструктивные исполнения оправки.

На основе приведенных выше формул можно проектировать необходимое технологическое оснащение (Рис. 2) [17]. При этом, для уменьшения момента вращения оправки, а следовательно, и уменьшение требуемой мощности навивки ПВЗ, нужно свести к минимуму коэффициент трения  $\mu_1$ , например, используя смазочные вещества.

Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок выполнено в виде станины 1, ступенчатой оправки 2, торцевая поверхность которой выполнена в виде винтовой поверхности 3 с шагом равным толщине полосы 4, профильной формы 5. В центре ступенчатой оправки 2 жестко закреплен торцевой копир-кулачок 6. С правого торца которого выполнена [-образная выточка 7, которая соответствует эквидистанте профильной оправки 5. В торцевой части копир-кулачка 6 выполнен осевой паз 8, который является во взаимодействии с изогнутым концом 9 полосы 4.

Параметры (радиусы) профильной оправки 5 выполнены размером меньше параметрам навивной профильной заготовки 10 с учетом ее упругости. Кроме этого профильная оправка 5 выполнена конусной формы в сторону восхождения навивной заготовки под углом  $1 \dots 3^\circ$  для удобства ее снятия с оправки.

Радиальный прижим полосы 4 осуществляется прижимным роликом 11, установленным на оси 12 в осевой паз 13 штока 14, а с левой стороны прижимного ролика на этой же оси установлен копирующий ролик 15, который внешним диаметром у взаимодействия с внутренним диаметром выточки 7,

форма которой соответствует эквидистанте эллипсной оправки 5 с возможностью его осевого перемещения вместе с направляющим штоком 14, и вместе с прижимным роликом 11 осуществляет осевые перемещения при формировании профильной винтовой заготовки 10.

В торцевой поверхности большей ступени (копир-кулачка 6) по ее центру выполнено винтовое отверстие 16. Которое является в жесткой взаимосвязи с винтовой поверхностью 17 меньшего диаметра торца профильной оправки 5. На правом торце профильной оправки 5 выполнены фаски 18 под ключ для ее крепления или снятия с копир-кулачка 6. Причем винтовая поверхность 17 имеет противоположное направление винтовой заготовки 10, а точка приложения прижимного ролика 11 находится в зоне деформации ленточной заготовки на участке формирования винтовой заготовки 4 в зоне минимального радиуса профильной оправки.

Работа устройства для навивки профильных заготовок осуществляется следующим образом. Заготовка в виде полосы 4 устанавливается в направляющие 19 и изогнутым концом 9 фиксируется в пазу 8 копир-кулачка 6 и сверху полоса прижимается прижимным роликом 11. Включается привод, профильная оправка 5 проворачивается и осуществляет процесс навивки винтовой профильной заготовки 10. После окончания технологического процесса навивки профильной заготовки 10 прокрутка профильной оправки продолжается и с помощью винтовой насечки на внешнем диаметре прижимного ролика 11 и конусного выполнения профильной оправки 5 навивная профильная заготовка 10 снимается с оправки. В случае значительной ее длины она размещается в направляющем желобе 20, который жестко крепится к раме 1.

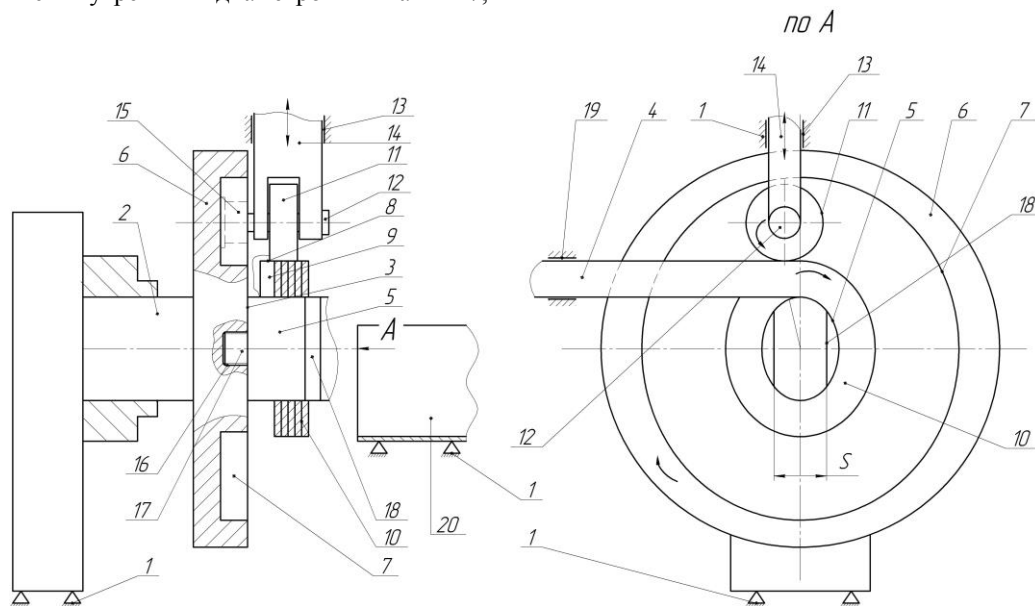
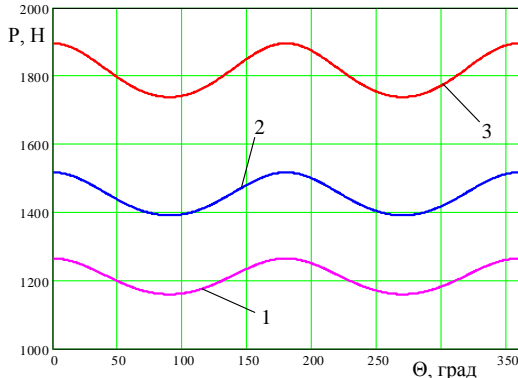


Рис. 2. Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок [17]

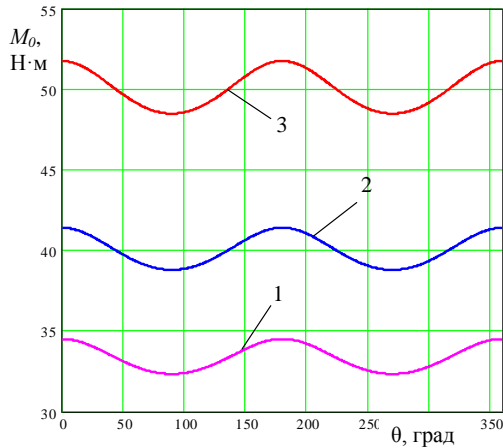
Fig. 2. Universal device for profile screw blanks winding [17]

Результаты теоретических исследований представлены на графиках (рис. 3-6).



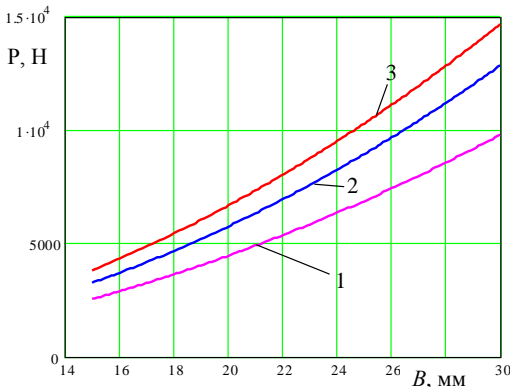
**Рис. 3.** Графики зависимости силы гибки прижимным роликом от угла поворота оправы (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1,5\text{mm}$

**Fig. 3.** Graphical dependencies of pressure roller bending force from mandrel twisting angle (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$  1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1.5\text{mm}$



**Рис. 4.** Графики зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от угла поворота оправы (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1,5\text{mm}$

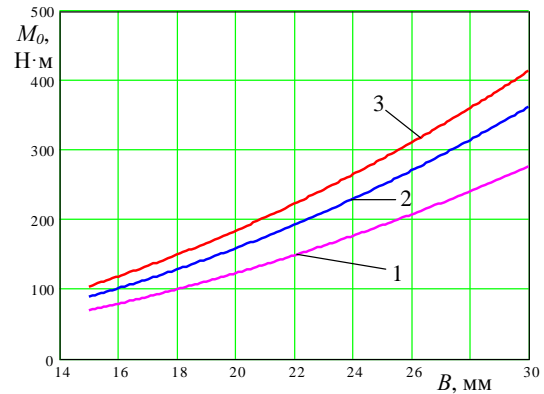
**Fig. 4.** Graphical dependencies of the torque, which must apply to rotate the mandrel from mandrel twisting angle (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$  1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1.5\text{mm}$



**Рис. 5** Графики зависимости максимальной силы гибки прижимным роликом от ширина ленты

(Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2,5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

**Fig. 5.** Graphical dependencies of the maximum bending force of the pressure roller from belt width (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2.5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$



**Рис. 6.** Графики зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от ширина ленты (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2,5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

**Fig. 6.** Graphical dependencies of torque, which must be applied to rotate the mandrel from the tape width (Steel 3,  $R_m = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2.5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

#### ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен процесс навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин на оправку с целью улучшения условий работы и расширения технологических условий;

2. Выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров процесса навивки и конструктивных параметров технологического оснащения;

3. По результатам расчетов конструктивных параметров технологического оснащения спроектировано универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок.

4. По результатам теоретических исследований проведен комплекс экспериментальных испытаний и построено графические зависимости изменения зависимости максимальной силы гибки прижимным роликом от ширина ленты и зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от ширина ленты.

#### БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. **Гевко Б.М. 1986.** Технология изготовления спиралей шнеков. Львов: Вища школа, 128.
2. **Васильков В.В., Лясота О.Н. 2007.** Новые технологические процессы изготовления широко ленточных спиралей шнеков. Машиностроение Украины глазами молодых: прогрессивные идеи-наука-производство: всеукраинская молодежная научно-техническая конференция. Одесса, 47-48. (Украина)

3. **Васильков В.В. 2005.** Технологическое обеспечение производства винтовых заготовок из листового проката: дис. кандидата техн. наук: 05.02.08. Тернополь, 263. (Украина)
4. **Рогатынский Р.Н., Гевко И.Б., Дячун А.Е. 2014.** Научно-прикладные основы создания винтовых транспортно-технологических механизмов. Тернополь: ТНТУ имени Ивана Пулюя, 278. (Украина)
5. **Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. 1989.** Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов: Изд-во при Львов. ун-те, 176.
6. **Гевко Б.М. 1993.** Механизмы с винтовыми устройствами. Львов: Высшая школа, 205. (Украина)
7. **Меринец Н. 2013.** Математическое моделирование процесса взаимодействия шнека с зерном в агрегате «мокрого» измельчения. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.15. No 7. 24-28.
8. **Гевко И.Б. 2008.** Винтовые транспортно-технологические механизмы. Расчет и конструирование. ТГТУ им. Ивана Пулюя, Тернополь, 307. (Украина)
9. **Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко И.Б., Драган А.П., Новосад И.Я. 2008.** Технологические основы формообразования специальных профильных винтовых деталей. Тернополь, СМП "Тайп", 367. (Украина)
10. **Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко И.Б., Драган А.П., Новосад И.Я. 2008.** Технологические основы формообразования специальных профильных винтовых деталей. Тернополь: ТНТУ имени Ивана Пулюя, 367. (Украина)
11. **Васильков В. В., Пилипец М.И., Радик Д.Л. 2002.** Описание геометрии разнопрофильных винтовых заготовок. Вестник тернопольского государственного технического университета. Тернополь, Т. 7, № 2. 75-83. (Украина)
12. **Зубцов М. Е. 1980.** Листовая штамповка. Л.: Машиностроение. 432.
13. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. 1981.** Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М.: Наука, 720.
14. **Lytvynov O., Tana W. 2006.** Towards the dynamic calculation of machines. Motrol. Том 8А, 210-223.
15. **Owen P.J. and Cleary P.W. 2009.** Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology, 193(3), 274-288.
16. **Fernandez J.W., Cleary P.W., Bride W. 2009.** Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December.
17. Пат. № 99015, Украина МПК В21D 11/06. Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок. Заявители и владельцы патента: Гудь В.З., Дячун А.Е., Кучвара И.Н., Гевко И.Б. Заявл: 22.12.2014; опубл: 12.05.2015, Бюл.№ 9.
18. Патент № 87037 Украина, В21D 11/06. Устройство для навивки винтовых заготовок / Ляшук А.Л., Гурик О.Я., Кучвара И.Н., Гевко И.Б., Саранчук Л.И. - U201305486; Заявл. 29.04.2013; Опубл. 27.01.2014, бюл. № 2/2014.
19. Screw Conveyor. Dimensional standarts. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: - Mode of access: <http://www.cemanet.org> – 6.

#### INVESTIGATION OF THE POWER CHARACTERISTICS OF THE ELLIPSE SCREW ELEMENTS SHAPING

**Summary.** One of the important issues in modern agricultural engineering are the reliability of machines, durability of their screw operating members, drives, their units and some parts. Among them screw conveyors and their operating members located inside the unmovable case while transporting, grinding and mixing of bulk cargo materials, are of special importance, production of profile screw elements of the operating members by winding, the operation reliability of which is in 1,7..2,5 times higher than those casted, in particular.

The objective of our work is to investigate theoretically the process of winding of the profile screw operating members of agricultural machines, to deduce the analytical dependencies for finding their design parameters and parameters of technological equipment needed for their shaping.

In our paper the process of belt winding on the ellipse case in cold and hot states has been analyzed and the specific characteristic of winding on the case, which differs from that of cylinder profile, has been determined. Analytical dependencies for finding power parameters of the winding process have been deduced as well as necessary design parameters of the technological equipment. As the result of carried out theoretical and experimental investigations the effect of geometric parameters of the case, the blank material and its geometric parameters on the power parameters of winding process has been determined.

Besides, versatile device for winding profile screw elements for agricultural machines which was designed according to the calculation scheme and carried out theoretical and experimental investigations has been presented. Its construction and the principle of operation have been described.

Basing on the results of theoretical investigations the graphic dependences of the torque to be applied to the case rotation and the pressing roller force on the geometric parameters of the case and the belt, have been obtained.

**Key words:** screw spiral, technological equipment, profile screw, technological process, winding.



## ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА МИКРОКЛИМАТ В ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ

*Сергей Кульбаба, Алексей Чигрин*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка  
Проспект Московский 45, Харьков, Украина. E-mail: [sergeykulbaba@gmail.com](mailto:sergeykulbaba@gmail.com)*

*Sergey Kulbaba, Aleksey Chygryn*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraina. E-mail: [sergeykulbaba@gmail.com](mailto:sergeykulbaba@gmail.com)*

**Аннотация.** В работе представлены результаты аналитических исследований снижения затрат энергии на микроклимат в птицеводческих помещениях. Анализ затрат ресурсов на производство пищевых куриных яиц показывает, что затраты тепловой и электрической энергии при выращивании и содержании птицы составляет от 20 до 30%. Из них, на отопление приходится от 20 до 30%, на вентиляцию от 40 до 45%, остальные затраты энергии - это освещение, раздача корма, сбор яиц и удаление помета. Как видно, повышение энергоэффективности технологического процесса поддержания микроклимата в производственных помещениях, зависит от использования и внедрения ресурсосберегающих технологических приемов, в первую очередь на отопление и вентиляцию. Целью работы - является показать основные технологические приемы позволяющие значительно сократить потребление энергии на отопление и вентиляцию производственных помещений в птицеводстве. Данные технологические приемы можно разделить на такие пункты: улучшенная теплоизоляция помещения (при выращивании и содержании птицы, особенно в холодный период года, до 40-60% тепла в птицеводческих помещениях расходуется через ограждающие конструкции); регулируемая вентиляция (снижение скорости вентиляторов позволяет снижать потребление энергии до 30%); циркуляция воздуха (для экономии электроэнергии необходимо сохранение однородной температуры воздуха внутри помещения); поддержание чистоты в производственных помещениях; применение локального обогрева и систем утилизации тепла (повышение энергоэффективности систем отопления возможно за счет применения локальный обогрева и систем утилизации тепла). Внедрение данных технологических решений позволяет снизить затраты энергии на микроклимат от 30 до 50% и позитивно повлиять на продуктивные показатели при содержании птицы.

**Ключевые слова:** птицеводство, технология, содержание птицы, микроклимат, вентиляция, отопление.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В птицеводческих помещениях поддержания необходимых параметров микроклимата является

важным фактором высокой продуктивности и сохранности птицы.

Из показаний зоотехнических данных известно, что продуктивность сельскохозяйственной птицы на 20% зависит от качества породы, на 45-50% - от кормления и качества кормов и на 20-30% - от содержания [1, 2]. В условиях повышенной концентрации поголовья птицы при клеточном содержании (до 30 гол/м<sup>2</sup>) важное значение уделяется не просто поддержанию зоотехнических норм и требований, а искусственному формированию оптимальных параметров окружающей среды, которые обеспечивают стойкость к условиям интенсивной эксплуатации [1, 3].

Учитывая важность создания условий содержания птицы в производственных помещениях не удивительно, что большая часть энергии, на птицефабриках, расходуется на обеспечение оптимальных климатических условий, особенно температуры, влажности и воздухообмена. Потребление энергии в птицеводческих хозяйствах зависит от многих факторов, а именно: погода, температура и степень влажности окружающей среды, размеры фермы, времени производства. Например, в Англии, где погода холодная, на отопление приходится около 84 % от общего объема потребления энергии, на вентиляцию 7 %, освещение 6 %, а на работу электродвигателей и водяных насосов 3 % [4]. В Иордании и Египте, где климат мягче, отопление составляет от 55 до 60 % от общего количества потребляемой энергии, вентиляция от 20 до 30 %, освещение от 5 до 10 %, а работа электродвигателей и водяных насосов от 5 до 7 % [5]. В Украине, анализ затрат ресурсов на производство пищевых куриных яиц показывает, что затраты тепловой и электрической энергии при выращивании и содержании птицы составляет от 20 до 30% [6]. Из них, на отопление приходится от 20 до 30%, на вентиляцию от 40 до 45%, остальные затраты энергии - это освещение, раздача корма, сбор яиц и удаление помета [7].

Как видно, повышение энергоэффективности технологического процесса поддержания микроклимата в производственных помещениях, зависит от использования и внедрения ресурсосберегающих технологических приемов, в первую очередь на отопление и вентиляцию.

## АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При выращивании и содержании птицы значительная часть энергетических ресурсов затрачивается на отопление и вентиляцию птицеводческих помещений. Известны исследования [7, 12, 15, 16] показывают ряд технологических решений позволяющих снизить затраты энергии на вентиляцию и отопление птицеводческих помещений. Данные приемы внедрялись при выращивании ремонтного молодняка птицы и содержании взрослого поголовья курей-несушек. Приемы касались технологических моментов касательно конструкций помещений и регулировки подачи воздушного потока вентиляционными системами.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является показать основные технологические приемы позволяющие значительно сократить потребление энергии на отопление и вентиляцию производственных помещений в птицеводстве. При этом, предложенные приемы также оказывают положительное влияние и на продуктивные показатели выращивания и содержания птицы.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Важные технологические приемы позволяющие сократить затраты энергии на вентиляцию и отопление птицеводческих помещений можно разделить на такие пункты:

#### 1. Улучшенная теплоизоляция помещения.

При выращивании и содержании птицы, особенно в холодный период года, до 40-60% тепла в птицеводческих помещениях расходуется через ограждающие конструкции. Как указывают авторы [7], утепление минерально-ватными материалами, толщина слоя которого составляет от 40 до 50 мм, дает возможность снизить тепловые затраты на 40-50%. Снижение утечки воздуха, для поддержания нормальной температуры внутри помещения, позволяет дополнительно снизить затраты тепловой энергии. Например, уменьшение потерь тепла через завесу, заполнение отверстий, использование надлежащих занавесок и установка двойных штормов в птичниках позволит увеличить экономию тепловой энергии от 30 до 50% [8, 9]. Исследования авторов [10, 11] показывают, что применение изоляционных материалов (пена и др.) позволяет уменьшить потери тепла через поверхности помещения на 75% и является одним из лучших инвестиций при проектировании птичников и вентиляционно-отопительных систем.

#### 2. Регулируемая вентиляция.

Многие производители игнорируют надлежащее управление вентиляцией, которая является одним из главных ключей к достижению максимальной эффективности использования энергетических ресурсов для отопления, особенно в холодную пору. Подбор оптимального количества вентиляторов и регулирование сечения приточных каналов для обеспечения рекомендуемой скорости потока воздуха позволяют получить необходимое количество

свежего воздуха при минимальных затратах на вентиляционно-отопительные процессы [12, 13]. Как указывают авторы [14] снижение скорости вращения вентилятора на 10 % вызывает соответствующее уменьшение количества поступающего свежего воздуха, но снижает потребление энергии до 30 %.

При регулировке вентиляции и влажности, для удовлетворения потребностей птицы в птичниках, необходимо обращать внимание на следующие аспекты: (а) снижение влажности, (даже если влажность немного выше нормы, требуется значительное количество энергии на отопление); (б) влажность повышается, когда температура внутри птичников растет; (в) вентиляция должна быть увеличена в течение летних дней.

Следует отметить, что вентиляция на птицефермах обеспечивает нужное количество кислорода, необходимого для дыхания цыпленка и метаболизма; уменьшает концентрацию вредных газов, такие как аммиак, диоксид и монооксид углерода. С помощью вентиляции формируется умеренный воздух, уменьшается избыток тепла летом и избыток влажности в зимний период, снижается запыленность внутри помещения, что ведет к снижению количества респираторных заболеваний.

На качество воздуха внутри птицеводческого помещения влияет ряд факторов: тип и конструкция здания; степень теплоизоляции; температура и относительная влажность окружающей среды, как внутри, так и снаружи птичника; тип, возраст, плотность посадки птицы внутри птичника [15].

#### 3. Циркуляция воздуха.

Для экономии электроэнергии необходимо сохранение однородной температуры воздуха внутри помещения. Неудовлетворительное перемещение воздуха внутри помещения приводит к накоплению теплого воздуха вблизи потолка и холодного – на полу. Надо помнить, что такой эффект приводит к дополнительным затратам на поддержание одной температуры по всему объему помещения, и вызывает появление болезней у птицы. Поэтому поддержание циркуляции воздуха и однородной температуры внутри помещения может уменьшить потребление энергии от 10 до 30%, а также улучшить качество воздуха внутри помещения [16].

4. Поддержание чистоты в производственных помещениях.

Поддержание чистоты в птичниках позволяет снизить работу вентиляции на удаление выбросов. В некоторых случаях это приводит к уменьшению расхода электроэнергии на вентиляцию до 30%, и может быть использовано, например, для компенсации затрат стоимости лечения в птицеводстве.

5. Применение локального обогрева и систем утилизации тепла.

Повышение энергоэффективности систем отопления возможно за счет экономии тепловой энергии путем перехода с централизованных систем отопления на локальный обогрев и систем утилизации тепла.

Сокращение использования систем централизованного отопления и замены его автономными системами объясняется такими преимуществами: бо-

лее низкая себестоимость получения единицы тепла (в отдельных случаях разница достигает 30-40 %); резкое сокращение потерь тепла в связи с ликвидацией имеющихся внутри предприятия многокилометровых теплотрасс, идущих от котельной; появление возможности отключения источников тепла в зимний период во время технологических перерывов [17, 18]. Использование систем лучистого обогрева вместо подачи нагретого воздуха газогенераторами во многих случаях позволяет экономить электроэнергию от 10 до 30%.

По мнению многих специалистов [17, 19], эффективным технологическим решением снижения энергоёмкости процесса создания микроклимата, является утилизация теплоты удаляемого из помещения воздуха. Исследования показали, что применение различных теплоутилизационных устройств обеспечивает коэффициент утилизации теплоты в пределах 0,3-0,5 [17].

#### 6. Использование автоматизации оборудования.

В снижении энергопотребления важнейшее значение приобретает автоматизация оборудования для создания микроклимата, и также оптимизация управления тепловой мощностью и подачей воздуха (требования к точности их регулирования значительно возросли).

На многих птицефабриках применяются устаревшие блоки управления вентиляцией («Климат-47 и другие тиристорные регуляторы»). Это сложные в обслуживании и ремонте изделия выполнены на элементах, которые в большинстве своем сняты с производства, глубина регулирования скорости вращения вентиляторов невелика. На пониженных оборотах двигателя переходят в пусковой режим, начинают греться, потребляемый при этом ток растет, а срок службы электродвигателей сокращается. Двигатели с «мягкой» характеристикой регулируются тиристорами чуть лучше, но они также греются и выходят из строя, а после перемотки не регулируются [20, 21].

Разработанные системы управления микроклиматом в птицеводческих помещениях компаниями «Big Dutchman», «Hellman», «Salmet», НПФ «Резерв», «Термотехносервис», «Техна» и др. [17, 22, 23, 24, 25]. Система управления микроклиматом позволяет контролировать температуру в трех и более точках помещения, влажность воздуха, температуру окружающей среды, разрежение воздуха, уровень углекислого газа в птичнике. На основании сравнения заданных параметров птичника и текущих значений параметров микроклимата в птичнике, система управления осуществляет: расчет необходимого объема притока воздуха, разрежения, угла открытия форточек и др. Базовыми устройствами системы являются измерительные датчики и шкаф управления со встроенным климат-контроллером и частотный преобразователь, плавно регулирующий скорость вращения вентиляторов. Шкаф управления позволяет осуществить всю коммутацию, режимы ручного управления, функции защиты оборудования автоматическими выключателями, в то время как климат-контроллер, являясь сердцем системы, производит

все измерения, расчеты, фиксирует события и выдает сигналы управления на исполнительные механизмы: вентиляторы, нагреватели, увлажнители, сервоприводы заслонок и др.

Автоматика контроля и регулирования поддержания оптимальных параметров микроклимата позволяет не только повлиять на точность технологического процесса и своевременное реагирование на изменения параметров, но и снизить затраты электроэнергии до 30% в сравнении с системами не оснащенными автоматическими устройствами.

### ВЫВОДЫ

В работе изложены основные технологические моменты по снижению затрат энергии на микроклимат при выращивании и содержании птицы. Данные приемы позволяют снизить затраты энергии на микроклимат от 30 до 50% и позитивно повлиять на продуктивные показатели при содержании птицы.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Левченко А.Г. 1991.** Организация и пути интенсификации производства яиц и мяса кур. К.-Изд-во Украинской сельскохозяйственной академии. 52.
2. **Georgiy Cherevko, Tetiana Kohana, Igor Maginowicz. 2006.** Alternative energy sources in agri-industrial complex in Ukraine. Motrol. Motoryzacja i ener-getyka rolnictwa "Motorization and power industry in agriculture". Tom 8A. Lublin, 106 – 116.
3. **Мишуров Н.П. 2004.** Энергосберегающее оборудование для обеспечения микроклимата в животноводческих помещениях: науч.-аналит. обзор, М.: Росинформагротех. 93.
4. **Barry Caslin, Mairead Cirillo. 2011.** Agriculture and Food Development Authority, United Kingdom, Energy Use in Agriculture. 86.
5. **2012.** Pouled or Company, Chweifat, Lebanon. Number 4. 21.
6. **Ивко И.И. 2003.** Перспективы ресурсосбережения в птицеводстве / Межвед. тематический научный сб. „Птицеводство”. (Материалы IV Украинської конференції по птицеводству с международным участием) / ІП УААН. Вып. 5. 407-418. (Украина)
7. **Сахацкий М.И., Ивко И.И., Ионов И.А. 2001.** Справочник птицевода / Под редакцией М.И. Сахацкого. 160. (Украина)
8. **1989.** Minimizing Heating Costs in Broiler Houses. / Poultry Housing Tip. Volume 1. Number 2.1.
9. **Tom W. Smith, Jr. 2009.** Reducing energy costs in poultry houses. USA: Mississippi State University. 7.
10. **Jess Campbell, Gene Simpson, Jim Donald. 2006.** Poultry House Energy Retrofits for Fuel and Cost Savings. Number 43, 4.
11. **Jess Campbell, Jim Donald, Kenneth Macklin. 2007.** Controlling Sidewall Energy Losses. Number 46. 4.

12. **Jess Campbell, Gene Simpson, Jim Donald 2006.** Cold Weather Intel Management. Number 39. 4.
13. **Oleksandr Kotenko. 2006.** Peculiarities of the calculation of the thermal load of heating systems with the use of gas infrared heaters (ir-heaters). Motrol. Motoryzacja i ener-getyka rolnictwa "Motorization and power industry in agriculture". Tom 8A. Lublin, 176 – 181.
14. **Pawan Kumar. 2010.** Training Manual on Energy Efficiency for Small and Medium Enterprises: <http://www.apo-tokyo.org/>.
15. **Mike Czarick, Gary Van Wicklen. 2009.** 15 cost-saving ideas for poultry housing. Available online at: <http://www.wattagnet.com/>
16. **Mohammad Ata.** Ventilation in poultry Houses (Arabic). Available online at: <http://kenanaonline.com/>.
17. **Ильин И.В. 2003.** Энергосберегающее вентиляционно-отопительное оборудование для животноводческих ферм / Тракторы и сельскохозяйственные машины - №2. 21-24.
18. **Ильин И.В. 2003.** Обоснование энергосберегающего вентиляционно-отопительного оборудования для животноводства: научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства, перспективные технологии и технические средства для животноводства: проблемы эффективности и ресурсосбережения. / Сб. науч. тр.: т. 12, ч. 1.: Подольск: ГНУВНИИМЖ. 179-185.
19. **Тихомиров Д.А. 2004.** Эффективность использования электротеплоутилизаторов в системах обеспечения микроклимата животноводческих помещений: Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. М: ГНУ ВИЭСХ. Ч. 3. 256-260.
20. **Мурусидзе Д.Н., Филонов Р.Ф. 2003.** Электромеханизация создания микроклимата в животноводческих помещениях. Механизация и электрификация сельского хозяйства - №. 2. 12 – 15.
21. **2004.** Новейшие беспроводные технологии на службе птицеводств: микроклимат под контролем. / Рекламный CD ООО «НПФ «Севекс».
22. Животноводческое оборудование и кормораздаточная техника для успешного содержания домашней птицы. Available online at: <http://www.bigdutchman.ua/>.
23. Willkommen bei Hellmann Poultry. Available online at: <http://www.hellmannpoultry.com/>.
24. Система контроля и управления птичником. Available online at: <http://ttsrus.com/sistema-upravleniya/>.
25. Оборудование для птицеводства. Available online at: <http://texha.ru/>.

#### WAYS TO REDUCE THE ENERGY COSTS FOR MICROCLIMATE IN POULTRY HOUSES

**Summary.** The results of analytical studies of reduction of the energy consumption for microclimate control in poultry houses.

Cost analysis of resources for the production of food hen eggs shows that the cost of heat and electricity in the poultry is in average from 20 to 30%. Among the resources expenses the heating takes from 20 to 30%, ventilation is 40 to 45%, the rest of the cost of energy - it is lighting, feed distribution, egg collection and manure removal. As can be seen, the increase of energy efficiency process of microclimate in production facility depends of the use and implementation of resource-saving processing methods, primarily for heating and ventilation.

The aim of the work - is to show the main technological methods that allow to significantly reducing the energy consumption for heating and ventilation of production facility in poultry.

Mentioned technological procedures can be divided into the following items: improved thermal insulation of facility (to 40-60% of the heat is spends in poultry houses through the building walling during works in poultry farming especially in the cold season); adjustable ventilation (fan speed reduction helps to reduce energy consumption up to 30%); air circulation (to save energy it is necessary to keep a homothermal temperature of the air inside the room); cleanliness in production facilities; the use of local heating and heat recovery systems (energy efficiency of heating systems is possible to rise through the use of local heating and heat recovery systems).

Implementation of mentioned technological solutions make possible to reduce the energy consumption for microclimate control in average from 30 to 50% and positively impact on production of the poultry farming.

**Key words:** poultry farming, technology, poultry, microclimate, ventilation, heating.

## ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛЕНТОЧНОГО ЭЛЕВАТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ РАЗГРУЗКИ

*Наталья Фидровская<sup>1</sup>, Игорь Лукьянов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Украинская инженерно-педагогическая академия,*

*ул. Университетская 16, м. Харьков, 61003, Украина. E-mail: [mot@uipa.ua](mailto:mot@uipa.ua)*

<sup>2</sup>*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*ул. Артема 44, г. Харьков, 61002, Украина. E-mail: [lukjanov\\_5959@mail.ru](mailto:lukjanov_5959@mail.ru).*

*Natali Fidrovska<sup>1</sup>, Igor Lukyanov<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Ukrainian Engineering Pedagogics Academy,*

*St. Universitetska 16, Kharkiv, 61003, Ukraine. E-mail: [mot@uipa.ua](mailto:mot@uipa.ua)*

<sup>2</sup>*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture  
St. Artem 44, Kharkiv, 61002, Ukraine. E-mail: [lukjanov\\_5959@mail.ru](mailto:lukjanov_5959@mail.ru)*

**Аннотация.** Рассмотрены условия образования обратной сыпи в рабочую и холостую трубу ленточного элеватора и зависимость интенсивности этого процесса от кинематического режима работы элеватора с центробежной разгрузкой.

Проведен анализ работ, посвященных исследованию механического травмирования зерна и образованию обратной сыпи. Результаты этих работ неоднозначны, а порой, и противоречивы, в связи с тем, что в качестве основного критерия принималась скорость ленты. Однако указанные процессы зависят от характера траекторий и скоростей выброса сыпучего материала из ковша, а они в свою очередь зависят кроме скорости ленты, от диаметра барабана и коэффициента внутреннего трения зернового материала. В качестве критерия механического травмирования материала некоторыми авторами принята предельная кинетическая энергия соударения, и соответственно предельная скорость зерна от удара, при которых у упруго-пластических зерен отсутствует остаточная деформация, а у хрупких – не происходит дробление. Этот критерий позволяет регламентировать скорости выброса и соударения зерновок на любом участке элеватора. Этими же авторами приводится анализ условий соударения зерна с ограничительным сводом головки элеватора, при которых можно практически исключить травмирование зерновки и уменьшить обратную сыпь. В ряде работ выдвигаются различные гипотезы о характере движения зерна при выходе из ковша, на их основании получены зависимости для определения скорости выброса и построения траекторий свободного движения зерна в головке нории, однако эти результаты не подтверждаются практикой эксплуатации.

В основу данного исследования положены результаты работы по определению реальных траекторий выброса зерна при центробежной нагрузке при различных кинематических показателях, полученные с помощью скоростной киносъемки. Реальные траектории представляют собой спиральные кривые, направленные выпуклостью в сторону движения

ковша. При малых углах начала выброса движение зерна по таким траекториям, может привести к интенсивному образованию обратной сыпи в верхней части рабочей трубы. Получено уравнение, определяющее зависимость угла начала выброса от показателей кинематического режима при различных коэффициентах внутреннего трения материала. Установлено, что обратная сыпь возникает при углах начала выброса до 30°, а траектория движения зерна – это логарифмическая спираль, параметры которой позволяют определить скорость выбрасывания при различных положениях ковша в процессе вращения.

По результатам исследования рекомендуется выбирать показатель кинематического режима так, чтобы разгрузка начиналась при повороте ковша на угол, незначительно превышающий 30°. При этом практически отсутствует обратная сыпь в рабочую трубу и уменьшается в холостую, увеличивается скорость разгрузки ковша и повышается эффективность работы элеватора.

**Ключевые слова:** ленточный ковшовый элеватор, центробежная разгрузка, обратная сыпь, кинематический режим, внутреннее трение, скорость выброса.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В связи с увеличением объемов погрузочных работ связанных с перемещением зерновых и других сыпучих грузов, возрастает спрос на элеваторы высокой производительности 150...600 т/ч и выше. Как правило, это скоростные норрии с центробежной разгрузкой ковшей, у которых, по сравнению с тихоходными, меньшая нагрузка на рабочую ветвь, меньшие габариты привода и стоимость, но есть и такие недостатки, как неполная разгрузка ковшей и, связанная с этим, обратная сыпь в рабочую трубу, а также в холостую, в случае раннего начала разгрузки, и, как следствие, повышенная травмируемость, вплоть до дробления, зернового материала. Вследствие этого большое значение приобретает выбор оптимального кинематического режима работы элева-

тора, позволяющий минимизировать отрицательные факторы. Однако до настоящего времени для этого имеется недостаточное количество данных. Поэтому исследование процесса центробежной разгрузки является, по-прежнему, актуальной проблемой механики неустановившегося движения сыпучего материала.

#### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Повреждению зерна нориями посвящен ряд работ, в основном, по травмированию семенного материала, требования к которому особенно высоки. Выявлено влияние таких факторов как влажность и размер зерен [1], количество пропусков зерна через элеватор [2], величина контактных напряжений в зерновке при ударе о поверхность разной жесткости [3] и др. Во всех работах в качестве критерия механического повреждения принималась скорость ленты. Влияние ее, как основного фактора на механическое повреждение зерна, рассматривалось и в других работах, однако до настоящего времени нет единого мнения о ее критическом значении: в работе [4] рекомендуется – 0,8 м/с, в работе [5] – 1,2 м/с, а в работах [6, 7] – до 2,6 м/с. Такой разброс объясняется применением при анализе различных критериев травмирования и способов его определения, а также тем, что данные были получены на конструкционно различных типах норий. В работе [8] приводятся данные о повреждении зерновки на отдельных участках элеватора в виде условного коэффициента, который равен: 0,8 - при ударе в головке нории, 0,9 – при ударе ковша по зерну в бункере, 0,5 – при ударе, вследствие встречи ковша с потоком при загрузке и 0,5 – за счет обратной сыпи в бункер. Встречный удар, возможен при обратной сыпи в рабочую трубу, в ее верхней части, и тогда соответствующий ему коэффициент может увеличиваться до 1,0 и больше.

Что касается товарного зерна, то данные о допустимой степени его травмирования и оптимальных режимах транспортировки практически отсутствуют. В работе [9] в качестве критерия травмирования и дробления товарного зерна с влажностью до 17% предложена величина предельной кинетической энергии соударения, при которой остаточная деформация упруго пластических зерен не превышает 0,5...3 мкм, а хрупкие зерна не подвергаются дроблению. Этот критерий позволяет определить предельную скорость соударения зерна при ударе о различные рабочие органы и поверхности машины. Соударения зерна с поверхностью головки нории рассмотрены в работе [10], в которой даны рекомендации по выполнению контура свода головки и качества его поверхности, что практически исключает травмирование зерна на этом участке.

Процесс образования обратной сыпи при центробежной разгрузке также отражен в литературе неоднозначно, а порой, и противоречиво. Так в работах [6, 11] утверждается, что количество обратной сыпи с ростом скорости ленты увеличивается, а в работе [12] утверждается, что уменьшается. Это противоречие объясняется тем, что скорость ленты

не может быть единственным критерием качества центробежной нагрузки, так как решающую роль в этом играют траектория и скорость выброса из ковша, которые зависят от показателя кинематического режима работы элеватора (соотношения скорости ленты и диаметра приводного барабана) и, значительно, от влажности зерна.

В работах [13-16] выдвигаются различные гипотезы о процессе выхода материала из ковшей при различных режимах работы элеватора, на основании которых получены зависимости для направления и величины вектора относительной скорости зерновки, что позволяет определить параметры ее траектории движения в головке нории. Но эти результаты, как показывает практика, не определяют реальные процессы центробежной разгрузки.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – определить показатели кинематических режимов при центробежной разгрузке, обеспечивающих эффективную работу элеваторов с наименьшими потерями, вследствие обратной сыпи, и с наименьшим процентом травмирования зерна.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При исследовании центробежной разгрузки были использованы данные о характере реальных траекторий выброса зернового материала из ковша при его различных положениях на барабане в зависимости от показателя кинематического режима  $h/r_B$ , полученные П.П. Артемьевым с помощью скоростной киносъемки и приведенные в источнике [17]. Анализ этих траекторий показывает, что они представляют собой спиральные кривые, выпуклость которых направлена в сторону движения ковша, при этом вектор относительной скорости (скорости выброса) в точке выброса отклоняется от радиус – вектора, проведенного из центра вращения через эту точку, в сторону противоположную направлению движения ковша. Такая же картина наблюдается при выбросе зернового материала из ковша на видеоматериалах сайта [www.go4V.com](http://www.go4V.com) компании 4V Elevator components.ltd. На основании этого можно сделать предположение о том, что такой характер движения материала при малых углах поворота барабана с ковшом, соответствующий началу выброса, может, при определенных режимах, стать причиной образования обратной сыпи в рабочую трубу, в ее верхней части.

Движение частиц по спирали во вращающемся ковше происходит в результате одновременного движения вдоль ковша под действием сдвигающей силы, и движения к верхней стенке ковша под действием центробежной силы. Выход материала начинается с нижнего слоя, который имеет одну поверхность трения с основным массивом, и который испытывает наименьшее сжатие частиц от действия центробежной силы, возрастающей с увеличением радиуса расположения частиц в ковше. Основной массив играет роль выбрасывающей лопатки, форма которой меняется по мере движения ковша по барабану (т.е. по мере разгрузки). Сдвигающей силой слоя частиц материала является реакция связи слоя с

основным материалом, фактически сила трения. Нормальная составляющая силы трения, действующая на частицу материала, будет определяться разницей между центробежной силой и проекцией силы веса на радиус-вектор окружности (рис.1).

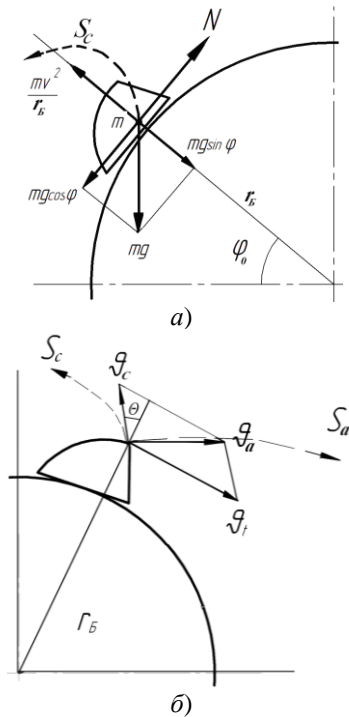


Рис. 1. Расчетная схема выхода материала из ковша: а) начало движения, б) скорости выбрасывания материала

Fig. 1. Design model release material from the bucket: a) the beginning of the rash, b) the discharge velocity of the material

Таким образом, реакцию связи можно представить в виде:

$$N = \left( \frac{m\vartheta^2}{r_B} - mg \sin \varphi_0 \right) f', \quad (1)$$

где:  $m$  – масса частицы,  $f'$  – коэффициент внутреннего трения материала,  $\varphi_0$  – угол поворота барабана с ковшом,  $\vartheta$  – окружная скорость ленты.

Исключив массу частицы, условие начала движения нижнего слоя примет вид:

$$\left( \frac{\vartheta^2}{r_B} - g \sin \varphi_0 \right) f' = g \cos \varphi_0. \quad (2).$$

Условие (2) позволит определить угол поворота барабана с ковшом, при котором начинается движение частиц слоя в зависимости от показателя кинематического режима  $p = h/r_B$  или  $p = g \cdot r_B / \vartheta^2$ .

На рис. 2 приведены зависимости угла поворота  $\varphi_0$ , соответствующего началу выброса в зависимости от показателя кинематического режима, при различных коэффициентах внутреннего трения, которые в свою очередь зависят от влажности зернового материала. Значения влажности приведены для пшеницы. Кривая 1, на всех рисунках (а-з) соответствует равномерному, без толчков и ударов, движению ковша относительно центра вращения барабана.

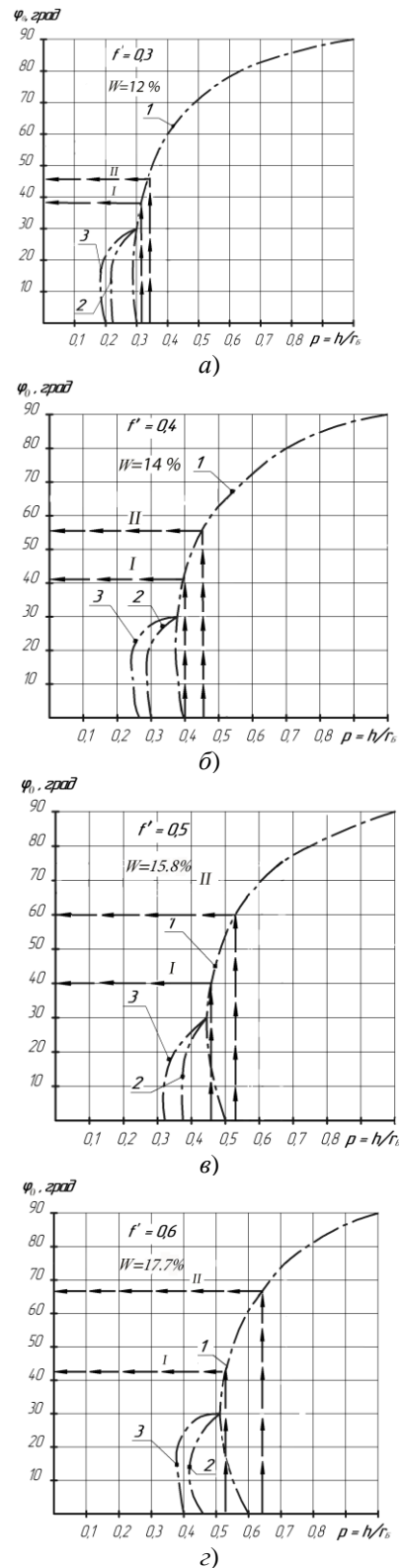


Рис. 2. Зависимость угла начала выбрасывания от показателя кинематического режима, кривые соответствуют: 1 –  $K_0 = 1,0$ , 2 –  $K_0 = 1,3$ , 3 –  $K_0 = 1,5$ ; рекомендуемые показатели кинематического режима: I – минимальный, II – с коэффициентом запаса 1,2.

Fig. 2. Dependence of the angle from the beginning of the discharge indicator kinematic regime, curves correspond to: 1 –  $K_0 = 1,0$ , 2 –  $K_0 = 1,3$ , 3 –  $K_0 = 1,5$ ; the recommended indicator of kinematic regime: I – minimum, II – with a safety factor of 1,2

При угле поворота ковша  $\varphi_0 \leq 30^\circ$  кривая уходит в область менее скоростных кинематических режимов. Однако в пределах этого угла поворота ковша равномерность движения не соблюдается. В момент захода ковша на барабан, он испытывает толчок в радиальном направлении. Это связано с возникающим импульсом центробежной силы, а также с тем, что стенка ковша не может, как лента, копировать поверхность барабана, в результате этого и происходит подбрасывания. В расчетах передаточный коэффициент динамичности при толчках принимают в пределах  $K_\partial = 1,2 \dots 1,5$  [18]. Толчок приводит к увеличению скорости выбрасывания, что соответствует более скоростному режиму работы. В этом случае показатель кинематического режима  $p = h / K_\partial r_B$ , и значения углов начала выбрасывания определяются кривыми 2 или 3. На возможность начала выброса при углах  $15^\circ - 30^\circ$  указывается А.О. Спиваковским [19]. Это подтверждается данными Карловского машиностроительного завода, при испытании норрии производительностью 350 т/ч, с диаметром барабана 912 мм, при скоростях ленты 3,0...3,8 м/с. В процессе испытаний было установлено, что при скорости 3,5 м/с ( $p=0,365$ ) начинается обратная сыпь в рабочую трубу, а при скорости 3,8 м/с ( $p=0,3$ ) в верхней части трубы образовывается устойчивый «фонтанчик» обратной сыпи. В результате норрия выпускается со скоростью 3,2 м/с ( $p=0,456$ ) при этом дробление зерна в норрии составляло приемлемые 0,3 %. Испытания проводились для пшеницы с влажностью 14 %, с соответствующим коэффициентом внутреннего трения  $f'=0,4$  (рис. 2б). Режимы  $p=0,365$  и  $p=0,3$  четко попадают в зону кривых 2 и 3, а режим  $p=0,456$  соответствует участку равномерного движения с углом начала выброса  $\varphi_0 = 55^\circ$ . В теоретической работе [20] утверждается, что крутильное колебательное движение ковша происходит на протяжении всего движения по приводному барабану, однако учитывая большую величину натяжения ленты на этом участке, колебательный процесс вряд ли возможен, что подтверждается характером реальных траекторий выброса. При  $f'=0,6$  выброс зернового материала при малых углах  $\varphi_0$  возможен на менее скоростных кинематических режимах, в связи с ростом сдвигающей силы, однако на практике это не подтверждается, так как резко падает скорость движения материала по спирали внутри ковша (будет показано далее).

Скорость движения по спирали  $\mathcal{G}_C$ , это скорость скольжения частиц слоя по массиву основного материала (скорость выброса), имеющая существенное влияние на движение частиц после выброса. Она определяет скорость метания  $\mathcal{G}_a$  и траекторию движения зерна в головке норрии (рис. 1б). Поэтому является важным определение ее величины при различных положениях ковша на барабане. Для этого нужно установить тип спирали на основании анализа реальных траекторий выброса, приведенных в указанных выше работах. Начальное движение частиц не происходит вдоль радиуса, поэтому реальная спираль при вращении не будет архимедовой. При проведении касательной к спирали в точке вы-

хода материала, определяемой пересечением кромки верхней стенки ковша со спиралью и радиус-вектором, проведенным из центра вращения через эту точку, было установлено, что с учетом точности построений, угол между этими линиями (угол  $\theta$ ) при всех положениях ковша является одинаковым, что присуще логарифмической спирали. Значение этого угла, угла между касательной и радиус-вектором, при показателях кинематического режима  $h/r_B = 0,23$  и  $h/r_B = 0,72$  [17], можно найти по зависимости, полученной по результатам графического исследования:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{gr'_B}{g^2}. \quad (3)$$

Движение частицы по логарифмической спирали внутри ковша рассмотрено в работе [10], с учетом действия на частицу всех сил: центробежной силы, силы веса, силы Кориолиса, тангенциальной силы инерции, реакции связи и силы трения, в проекции на оси координат  $y-x$ , из которых координата  $y$  – касательная к спирали в рассматриваемой точке. В результате было получено уравнение движения частицы по спирали в виде:

$$y'' + 2f\omega y' = r\omega^2(\cos \theta + f \sin \theta) - g[\sin(\varphi - \theta) + f \cos(\varphi - \theta)]. \quad (4)$$

Решение этого уравнения для скорости скольжения частицы по спирали имеет вид:

$$\mathcal{G}_C = \left[ \frac{r\omega \cos(\theta + \rho')}{2 \sin \rho'} - \frac{g \sin(\varphi - \theta + \rho')}{2\omega \sin \rho'} \right] \times (1 - e^{-2f'\varphi}), \quad (5)$$

где:  $\omega$  – угловая скорость;  $\rho' = \operatorname{arctg} f'$  – угол внутреннего трения частиц материала;  $\varphi = \omega t$  – угол поворота барабана с ковшем;  $r$  – текущий радиус-вектор точки на спирали внутри ковша.

В этом уравнении два неизвестных угол  $\theta$  и текущий радиус-вектор  $r$ . Угол  $\theta$  определяется зависимостью (3). Функцию изменения радиус-вектора  $r$  можно установить путем анализа физики движения частицы по логарифмической спирали. Решение задачи движения частицы на горизонтальном вращающемся диске получены академиком Василенко П.М. [21]:

$$\mathcal{G}_C = \sqrt{r^2 \omega^2 - 2f'g \frac{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \theta}}{\operatorname{ctg} \theta} (r - r_0)}, \quad (6)$$

где:  $r$  – радиус диска;  $r_0$  – радиус точки попадания частицы на диск;  $\omega$  – угловая скорость.

Из этой зависимости следует, что скорость скольжения зависит от значения радиуса  $r_0$ , который определяет длину дуги спирали, по которой предстоит пройти частице. С ростом радиуса длина дуги уменьшается, и скорость скольжения возрастает за счет снижения сопротивления перемещению. При движении частицы в ковше длина дуги спирали непрерывно уменьшается, вследствие перемещения точки выхода, и скорость скольжения увеличивается. Из этого следует, что радиус-вектор должен изменяться по зависимости, структура которой должна

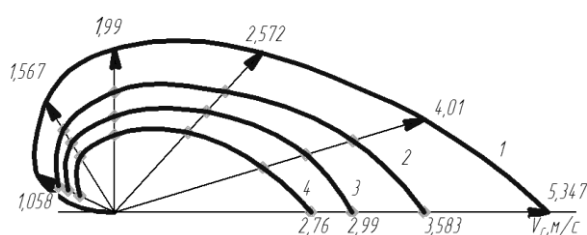


соответствовать структуре изменения скорости. Она может быть представлена в виде:

$$r = \left[ r_B + B(1 - e^{-2\varphi \operatorname{tg} \theta}) \right], \quad (7)$$

где:  $B$  – вылет ковша.

Фактически эта зависимость представляет собой уравнение особой логарифмической спирали в полярных координатах. Анализ этого уравнения показывает, что текущий радиус-вектор не достигает значения радиуса кромки верхней стенки ковша ни при каких значениях угла  $\theta$ , т.е. в ковше практически при всех кинематических режимах разгрузки останется какой-то слой материала, образующий, впоследствии, обратную сыпь в холостую трубу. Это подтверждается практикой эксплуатации как зарубежных, так и отечественных элеваторов, а также в источнике [22], где устанавливается и норма обратной сыпи не более 2%.



**Рис. 3.** Годограф скоростей выбрасывания  $\mathcal{G}_C$  (м/с) при различных коэффициентах внутреннего трения и влажности:

- 1 –  $f' = 0,4$ ,  $W = 14\%$ ; 2 –  $f' = 0,5$ ,  $W = 15,8\%$ ;  
3 –  $f' = 0,6$ ,  $W = 17,7\%$ ; 4 –  $f' = 0,7$   $W = 19\%$

**Fig. 3.** Hodograph ejection velocity  $\mathcal{G}_C$  (m/s) at different ratios of internal friction and humidity:

- 1 –  $f' = 0,4$ ,  $W = 14\%$ ; 2 –  $f' = 0,5$ ,  $W = 15,8\%$ ;  
3 –  $f' = 0,6$ ,  $W = 17,7\%$ ; 4 –  $f' = 0,7$   $W = 19\%$

По зависимости (5) можно установить влияние коэффициента внутреннего трения частиц материала на скорость скольжения. На рис.3 представлены годографы векторов скорости в зависимости от угла поворота ковша для норрии  $Q = 350$  т/ч, диаметр барабана 912 мм, вылет ковша  $B = 200$  мм, скорость ленты 3,5 м/с ( $p = h/r_B = 0.3655$ ) при коэффициентах трения для пшеницы  $f' = 0,4$  ( $W = 14\%$ ) и  $f' = 0,6$  ( $W = 17,7\%$ ). Значения  $\mathcal{G}_C$  вычислялись через каждые  $30^\circ$  угла поворота ковша. Сравнение годографов показывает падение скорости скольжения (выброса) на всех этапах разгрузки ковша при увеличении коэффициента трения  $f'$ . При влажности зерна свыше 18% центробежная разгрузка будет сопровождаться резким увеличением обратной сыпи и работа норрии будет не эффективной, что и подтверждается в источнике [21].

### ВЫВОДЫ

В соответствии с полученными результатами можно отметить, что для эффективной работы норрии с наименьшими потерями вследствие обратной сыпи и наименьшим процентом травмирования зер-

на от этого фактора, необходимо выбирать кинематический режим с показателем, при котором начало разгрузки должно начинаться при угле поворота барабана с ковшом незначительно превышающем значение  $30^\circ$ . На рис. 2 стрелками показаны минимально допустимые значения этого показателя (положение I), и его значение с коэффициентом запаса 1, 2, учитывающим нестабильность влажности зерна с отложением в большую сторону (положение II). Расчеты показывают, что с уменьшением угла начала выброса увеличивается время прохождения ковша по рабочей дуге и увеличивается скорость выброса при соответствующем диаметре барабана. При выборе показателя кинематического режима придется находить компромисс между скоростью ленты и диаметром барабана. Этот компромисс может быть найден путем определения диаметра барабана из условия обеспечения необходимой тяговой способности, с возможными его вариациями [23], и тогда становится определенным значение скорости ленты.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. Пугачев А.Н. 1976. Повреждение зерна машинами. М.: Колос, 380.
2. Громов А.Г., Глитов В.П., Новиков П.А. 1969. Влияние режимов работы ковшевых элеваторов на повреждение зерна. Науч. тр. ч. ЧИМЭСХ вып. 36-63, 325-332.
3. Аржанов В.Г., Солунский Д.А., Тантлевский А.В. 1985. Повышение эффективности работы зерновых норрий. Промыш. транспорт. М.: №10, 57-62.
4. Анискин В.П., Дрынча В.М., Пехальский И.А. 1992. Повреждение семян зерновых культур при машинной обработке. Вестник сельскохозяйственной науки. М.: №1, 94-105.
5. Шибаев Н.М. 1957. Механическое повреждение зерна и меры их устранения. Вестник сельскохозяйственной науки. М.: №9, 70-79.
6. Блохин П.В., Малонеева Е.Р., Сорокина Г.А. 1978. Пути снижения механических повреждений семян пшеницы норриями. Техника, технология и экономика хранения и переработки зерна – Тр. ВНИИЗ. М.: Вып. 88, 102-112.
7. Бедыч Т.В. 2008. Влияние рабочих органов машин на травмирование зерна. Международный с/х журнал. М.: №4, 71-72.
8. Чудин И.А. 1980. Исследование повреждения зерна на отдельных участках норрии. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №8, 16-18.
9. Богомолов А.В., Белостоцкий В.А., Лукьянов И.М. 2014. Определение прочности зерна пшеницы при ударе и выбор кинематического режима работы норрии. XV Международ. науч.-практ. конф. «Современные направления технологии и механизации процессов перерабатывающих и пищевых производств». Харьков. Вестник ХНТУСГ им. П. Василенко. Вип. №152, 26-33, 354.

10. **Богомолов А.В., Белостоцкий В.А., Лукьянов И.М., Ридный Р.В. 2014.** О возможности механического травмирования зерна при центробежном режиме разгрузки норий. «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК». Международ. науч.-практ. конф. (Минск, 4-6 июня 2014). В 2 ч. Ч.2. Минск: БГАТУ. ISBN 978-985-519-574-1. 61-66, 400.
11. **Чудин И.А. 1979.** Разгрузка ковшей нории. Механизация и электрификация сельского хозяйства. М.: №11, 49-50.
12. **Креймерман Г. 1936.** Применение больших скоростей на элеваторных нориях. Советское мукомолье и хлебопечение. М.: №6, 23-26.
13. **Сикерин А.В. 1931.** Выбрасывание материала из ковшей элеваторов. Вестник инженеров и техников. М. №2, 7-14.
14. **Козьмин П.С. 1952.** Элеваторы, транспортеры и конвейеры. Госмашиниздат. Л.–М. 186.
15. **Соколов А.Я. 1964.** Ковшовые элеваторы. Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств. М. Пищевая промышленность. 58-68.
16. **Борисов А.М. 1980.** Исследование процесса разгрузки норийных ковшей без дна. М. Тракторы и сельхозмашины. №8, 20-24.
17. **Долголенко А.А. 1959.** Машины непрерывного транспорта. М. Речной транспорт. 234.
18. **Заблонский К.П. 1985.** Детали машин. Киев. Вища школа. 518.
19. **Спиваковский А.О., Дьячков В.К. 1968.** Транспортирующие машины. М. Машиностроение. 504.
20. **Лейкин В., Бортун В. 2012.** Уточненная математическая модель динамического движения элеватора. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. MOTROL commission of motorization and energetic in agriculture Vol. 14, № 3. Lublin-Rzeszow 2012. 87-95, 223.
21. **Василенко П.М. 1960.** Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. Изд-во Украинской Академии с/х наук. 283.
22. **Иванов А.Н., Лейкин А.Я., Хувес Э.С., Черный М.С. 1964.** Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном. М. Колос. 231.
23. **Богомолов А., Белостоцкий В., Лукьянов И. 2014.** Обеспечение тяговой способности ленточно-барабанного механизма вертикальных элеваторов. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. MOTROL commission of motorization and energetic in agriculture Vol. 16, № 7. Lublin-Rzeszow 2014. 106-110, 178.

## THE INFLUENCE OF KINEMATIC OPERATING MODES OF THE BELT ELEVATOR ON THE EFFICIENCY OF CENTRIFUGAL UNLOADING

**Summary.** The conditions for the formation of a reverse fall into working and idle pipe of belt elevator and dependence of this process of the kinematic operating mode of the elevator with centrifugal unloading are considered.

An analysis of studies of the mechanical injury of grain and formation of grain reverse fall are carried out. The results of these studies are sometimes contradictory, because the main criterion was the tape speed. However, these processes depend of the character of the trajectory and speed of emission of friable material from the bucket, and they in own turn beside the tape speed depend of the diameter of the drum and the internal friction coefficient of the grain material. As a criterion of the mechanical injury of grain material some authors accepted the limit kinetic energy of the concussion, and thus limit grain speed to strike, with this one the elastic-plastic grains do not deform permanently, the fragile grains do not break to pieces. This criterion makes it possible to regulate the rate of release and the concussion of kernels anywhere on the elevator. The same authors analyze the conditions of the grain concussion with the elevator restrictive heads, with which the injury of grain could be stopped and the reverse fall of grain can be reduced. A number of studies the various hypotheses about the nature of the grain movement of grain at the outlet of the bucket are considered and the dependences for determining the speed of grain unloading are got as well the trajectories of free movement of grain in the elevator head are build, however, these results are not confirmed by the practice of exploitation.

The basis of the study is the results of work as to definition of the actual trajectory of grain under centrifugal load at various kinematic indices obtained by high-speed photography. The real trajectory are spiral curves directed bulge in the guideline of movement of the bucket. At small angles of ejection start the grains movement along such trajectories can lead to an intense formation of grain feedback fall in the upper part of the working tube. The equation that determines the dependence of the angle of grain feedback fall start of the kinematic mode indicators are got for different coefficients of internal friction of the material. It is found that the reverse grain fall occurs at the 30° angle of the fall start and the trajectory of grain movement is logarithmic spiral. Parameters of the logarithmic spiral allow determining the unloading speed at various bucket positions during rotation.

The study recommended choosing the kinematic mode so that the unloading began at the turn of the bucket at an angle slightly greater than 30°. At the same time in the working tube there is practically no reverse fall and in the idle is reduced one. The speed of the bucket unloading is increased as well the efficiency of the elevator.

**Key words:** belt bucket elevator, centrifugal unloading, return fall, kinematic mode, internal friction, the discharge speed.

## ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ ДИФFUЗОРА ДВУХШНЕКОВОГО УПЛОТНИТЕЛЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЯЕМОГО В НЕМ ДАВЛЕНИЯ

*Дмитрий Милько*

*Таврический государственный агротехнологический университет  
Проспект Б. Хмельницкого 18, Мелитополь, Украина. E-mail: [milko\\_dmitry@mail.ru](mailto:milko_dmitry@mail.ru)*

*Dmitry Milko*

*Tavria State Agrotechnological University  
B. Khmelnytsky avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: [milko\\_dmitry@mail.ru](mailto:milko_dmitry@mail.ru)*

**Аннотация.** В работе представлены результаты теоретических исследований изменения давления в диффузоре сложного профиля для двухшнекового уплотнителя растительного сырья. Автором предлагается разделить диффузор на две части, а именно на начальную рабочую зону и рабочую зону диффузора. Далее в каждой из частей анализируются возникающие усилия и противодействия. Начальная зона представляет собой форму из двух совмещенных цилиндров. Непосредственно в начальной зоне завершается процесс скручивания и осуществляется процесс транспортировки ко второй рабочей зоне. Поэтому в начальной зоне учитываются только усилия на трение о внешнюю поверхность головки. Тогда как вторая зона представляет собой совмещение двух усеченных конусов. Именно во второй части и происходит уплотнение растительного сырья. Во второй части диффузора учитываются уже и усилия затрачиваемые на преодоление не только внешнего, но и внутреннего трения. Внутреннее трение также во многом будет зависеть и от вида растительного сырья, закладываемого на хранение, и от влажности растительной массы, обусловленной стадией уборки культуры. Полученные данные позволят оценить уровень затрат энергии на уплотнение растительного сырья способом скручивания. В свою очередь, энергетическая оценка процесса уплотнения позволяет произвести расчеты удельных затрат на производство консервированных кормов с выходом на себестоимость определенной продукции животноводства, например, молока. Именно эти показатели дадут оценку целесообразности предложенной разработки и дальнейшего внедрения данной технологии при закладке растительного сырья на хранение.

**Ключевые слова:** двухшнековый уплотнитель, растительное сырье, диффузор, сложный профиль, скручивание.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Важным условием качественного сохранения растительного сырья является избежание развития патогенной микрофлоры. Этой цели можно достичь путем предотвращения контактов растительного сырья с воздухом (кислородом) и добавлением консервантов разного происхождения [1-4]. На современном этапе зафиксировано очень много попыток создания условий для предотвра-

щения порчи растительного сырья во время хранения [5-7]. К этим условиям следует отнести как химические способы, так и механические. Очевидно, что одним из важных факторов, которые влияют на качество хранения, является наличие повышенного содержания влаги. С одной стороны, высвобожденную влагу после измельчения можно отвести абсорбентами, с другой стороны, уровень влаги должен остаться на определенном уровне. То есть, взглянув на упрощенную проблему, следует заметить, что необходимо максимально увеличить объемный вес монолита для вытеснения воздуха (как можно плотнее уложить растительные частички), причем усилия уплотнения не должны превышать давление тургора клеток растения. Для этих целей использовали различные приспособления, такие как гидравлические прессы, штампы, рулонные и тюковые прессподборщики и тому подобное [8]. Однако наиболее целесообразным с точки зрения энергоемкости и металлоемкости все же считаются винтовые приспособления в разнообразных их проявлениях [9-11]. При использовании в качестве прессующего органа шнеков или винтов возникает проблема согласования геометрических параметров формы пресса и диффузора [12]. Исходя из того, что планируется применять двухшнековый уплотнитель, диффузор должен иметь форму, приближенную к конусу, но расширенную в горизонтальной плоскости. Именно эта форма диффузора сможет обеспечить процесс медленного выхода из шнеков растительного сырья и дальнейшего постепенного уплотнения при уменьшении поперечного сечения диффузора рис.1.



**Рис. 1.** Уплотнение растительного сырья в двухшнековом уплотнителе

**Fig. 1.** Plant material compaction in twinscrew compactor

## АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При применении прессующих устройств уже известны исследования, где имело место обоснование формы формирующего элемента [12-]. В этих работах обоснованы разные формы, а именно цилиндрическая, коническая, пирамидальная и формы сложного профиля. Однако применение этих формирующих элементов при закладывании уплотняемого сырья на хранение с помощью двухшнекового уплотнителя нецелесообразно. Это связано с необходимостью постепенного уменьшения площади поперечного сечения исходного отверстия со всех сторон с одинаковой интенсивностью.

Ниже предложен формирующий элемент, который позволит, постепенно уменьшая площадь поперечного сечения исходного отверстия, равномерно сжимать растительное сырье, постепенно вытесняя воздух, который остался в растительном сырье во время скручивания в двухшнековом уплотнителе [16-18].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – обосновать форму диффузора для двухшнекового уплотнителя растительного сырья и теоретически исследовать характер изменения давления в канале сложного профиля.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Важной составляющей определения мощности двухшнекового уплотнителя, кроме расходов энергии на транспортировку растительного сырья, есть определение давления в рабочем канале формирующего элемента. Кроме того, от равномерности распределения давления в рабочем канале зависит и качество полученного в результате хранения растительного сырья.

Как свидетельствуют предыдущие исследования, значения коэффициентов внутреннего ( $f_v$ ) и

внешнего ( $f$ ) трения растительного сырья в определенной степени являются функциями давления [12]. Поэтому целесообразно отдельно рассматривать каждый участок, принимая средние значения коэффициентов внутреннего ( $f_v$ ) и внешнего ( $f$ ) трения, учитывая, что они изменяются в зависимости от давления. Система усилий, которые действуют на выделенные элементарные объемы этих участков, приведена в таблице 1 и таблице 2.

Начальная зона головки двухшнекового преса принимает форму двух совмещенных цилиндров, соединенных прямоугольниками для плавного перехода растительного сырья из шнековой части в формирующий элемент. Обычно этот участок имеет сугубо "накопительный" и "транспортирующий" характер. Это происходит благодаря тому, что растительное сырье попадает сюда уже структурированным и в некоторой степени уплотненным [19, 20].

На этом участке можно считать, что энергия, которая передается растительному сырию, тратится только на преодоление внешнего трения по поверхности головки. При этом на объем растительного сырья, которое находится в середине, действуют усилия, представленные на рис. 2 в табл. 1.

Поскольку сумма усилий, которые действуют по оси  $x$ , равняется нулю, после математических преобразований получим выражение, которое выглядит как:

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{4f(H + \pi D)}{\pi D + 4HD} \cdot \Delta L, \quad (1)$$

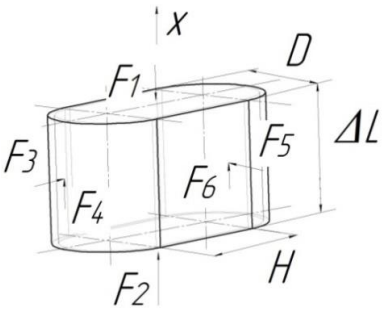
где  $p$  – усилия, которые действуют на определенном участке,  $H$  – расстояния между осями цилиндров (рис. 1),  $D$  – диаметр цилиндра.

Проинтегрировав зависимость (1) от  $-L/2$ , где  $p = p_1$ , до  $+L/2$ , где  $p = p_2$ , получим, что величина давления в конце участка со стороны шнека можно представить в виде выражения:

$$P_2 = P_1 e^{\frac{fL(H + \pi D)}{\pi D^2 + 4HD}} \quad (2)$$

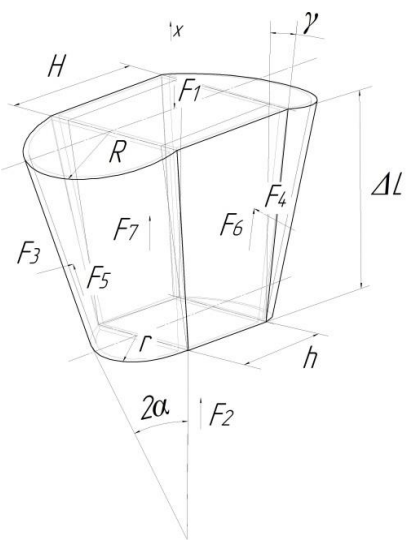
**Таблица 1.** Схема усилий, которые действуют на элементарные объемы растительного сырья уплотняемого в рабочей зоне головки

**Table 1.** Scheme efforts acting on the elementary volume of plant material that is compacted in the working area of the head

Форма канала	Усилия	Площадь
 <p>Рис. 2. Схема усилий, которые действуют в головке</p> <p>Fig. 2. Scheme efforts acting in the head</p>	$F_1 = \left( p + \frac{\Delta p}{2} \right) A_1;$ $F_2 = \left( p - \frac{\Delta p}{2} \right) A_2;$ $F_3 = A_3 p;$ $F_4 = F_{\text{мер.1}} = A_4 f p;$ $F_5 = A_5 p;$ $F_6 = F_{\text{мер.2}} = A_6 f p.$	$A_1 = A_2 = \frac{\pi D^2}{4} + HD;$ $A_3 = A_4 = \pi D \cdot \Delta L;$ $A_5 = A_6 = H \cdot \Delta L.$

**Таблица 2.** Схема усилий, которые действуют на элементарные объемы растительного сырья уплотняемого в рабочей зоне диффузора

**Table 2.** Scheme efforts acting on the elementary volume of plant material that is compacted in the working area of the diffuser

Форма канала	Усилия	Площадь
 <p>Рис. 2. Схема усилий, которые действуют в диффузоре Fig. 2. Scheme efforts acting in the diffuser</p>	$F_1 = A_1 \left( p + \frac{\Delta p}{2} \right);$ $F_2 = A_2 \left( p - \frac{\Delta p}{2} \right);$ $F_3 = A_3 p;$ $F_4 = A_3 p;$ $F_5 = F_{\text{тр.вн}} = A_5 f_{\text{вн}} p;$ $F_6 = F_{\text{тр.вн}} = A_6 f_{\text{вн}} p;$ $F_7 = F_{\text{тр.вн}} = \frac{\Delta V \cdot \Delta L}{A_7} f_{\text{вн}} p.$	$A_1 = DH + \frac{\pi D^2}{4};$ $A_2 = dh + \frac{\pi d^2}{4};$ $A_3 = A_5 = \frac{\pi(D+d) \cdot \Delta L}{2 \cos \alpha};$ $A_4 = A_6 = \frac{\Delta L(H+h)}{2 \cos \gamma};$ $A_7 = 2\Delta L(b+h) + \pi d \Delta L;$ $\Delta V = \frac{BH + \sqrt{BHb} - 2bh}{3} \cdot \Delta L + \frac{\pi(D^2 + Dd - 2d^2)}{12}.$

$$P_2 = P_1 \frac{L(6\pi D^2 b - 3\pi^2 d^3 - 24dh^2 + 6\pi D^2 h - 24bdh - 6\pi bd^2 - 18\pi d^2 h + 3\pi^2 D^2 d + 2\pi f_{\text{тр.вн}} d + 24DHb + 24DHh - \pi D^2 f_{\text{тр.вн}} + \pi D f_{\text{тр.вн}} d + 12\pi DHd)}{6(\pi D^2 + 2HD + 2dh)(2b + 2h + \pi d)}. \quad (3)$$

Обычно профилирующий участок приближенно напоминает собой цилиндр, который с двух сторон под определенным углом осесимметрично усечен наклонными плоскостями, однако в нашем случае профилирующий или формирующий участок (диффузор) выглядит, как усеченный конус, который разделили пополам, и между этими частями установили две пластины под углом наклона конуса (рис. 3 в табл. 2). В нашем случае, действующие усилия в этой части тратятся как на преодоление внешнего трения растительного сырья по стенкам диффузора, так и на внутреннее трение растительного сырья, которое образует пластическую деформацию в массе.

Таким же образом, анализируя сумму действующих усилий по оси x, которые будут равняться нулю, после математических превращений и интегрирования получим выражение, которое будет выглядеть как (3). Получив выражение для определения усилий сопротивления в диффузоре и имея коэффициенты внутреннего сопротивления и трения по металлической поверхности материалов растительного происхождения, не сложно рассчитать мощность привода оборудования для уплотнения растительного сырья.

### ВЫВОДЫ

1. На основе проведенных аналитических исследований можно отметить, что принятый метод

равновесия усилий позволил получить зависимости для определения основных технических и технологических параметров двухшнекового пресса.

2. Обоснована форма диффузора, обеспечивающая минимизацию затрат энергии с учетом физико-механических, реологических свойств растительного сырья и геометрических параметров рабочего канала оборудования.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Особов В.И. 2009.** Механическая технология кормов. М.: Колос, 344.
2. **Пестис В.К. 2009.** Кормление сельскохозяйственных животных: учебное пособие для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по специальностям «Ветеринарная медицина», «Зоотехния» / под ред. В.К. Пестиса. Минск: ИВЦ Минфина, 540.
3. **Александров С.Н. 2003.** Технология производства кормов. М.: ООО «Издательство АСТ», 235.
4. **Новак Я., Приступа В., Мисерке О. 2003.** Трудоемкость подготовки силоса. Мотрол, Механизация и электрификация растениеводства. Люблин. Том 5. 129-134. (Польша).
5. **Смурыгин М.А. 1977.** Корма. Справочная книга. / Под ред. М. А. Смурыгина. М.: Колос, 368.

6. **Дубовской И.И. 2008.** Формирование и развитие эффективной системы кормопроизводства: теория, методология, практика: Автореф. докт. эконом. наук: 08.00.05. Курск: АПК ФГОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет им. К.Д. Глинки», 49.
7. **Тен А.Г. 1982.** Кормопроизводство. М.: Колос, 463.
8. **Гусаков В.Г. 2007.** Организационно-технологические нормативы производства продукции животноводства и заготовки кормов: сборник отраслевых регламентов. Минск: Белорус. наука, 283.
9. **Геррман Х. 1975.** Шнековые машины в технологии. / Под ред. Л. М. Фридмана. Л.: Химия, 232.
10. **Груздев И.Э., Мирзоев Р.Г., Янков В.И. 1978.** Теория шнековых устройств. Л.: Издательство Ленинградского университета, 144.
11. **Гевко Б.М. 1986.** Технология изготовления спиралей шнеков. Львов: Высшая школа. Издательство при Львовском университете, 128.
12. **Гемзе А.Л. 1985.** Выбор основных параметров шнековых прессов для формования строительных изделий из асбестоцементных масс: Дис. канд. техн. наук: 05.02.16. – М.: РГБ, 244.
13. **Генералов М.Б. 2002.** Механика твердых дисперсных пород в процессах химической технологии. Калуга: Издательство Н.Бочкаревой, 592.
14. **Кокорин В.Н. 2012.** Теория и практика процесса прессования гетерофазных увлажненных механических смесей на основе железа. Ульяновск: УлГТУ, 236.
15. **Жданович Г.М. 1969.** Теория прессования металлических порошков. М.: Металлургия, 264.
16. **Вегржин А. 2003.** Проблемы исследования качества работы уборочной техники растительных материалов. Мотрол, Механизация и электрификация растениеводства. – Люблин. Том 5. 227-233. (Польша).
17. **Новак Я., Вегржин А, Гах С. 2005.** Потребление энергии при заготовке силоса в тюках. Мотрол, Механизация и электрификация растениеводства. Люблин. Том 7. 143-147. (Польша)
18. **Милько Д.А. 2014.** Теоретические исследования продуктивности двухшнекового уплотнителя с односторонним вращением шнеков. Вестник Украинского отделения международной академии аграрного образования - Вип. 2. 146 – 154. (Украина).
19. **Милько Д.А. 2015.** Методика экспериментальных исследований двухшнекового уплотнителя. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенко Вып. 157. 2015. 113-119. (Украина).
20. **Милько Д.А. 2012.** Анализ теоретических исследований процесса уплотнения кормовой массы. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенко Вып. 120. 240-244. (Украина).

#### **GROUNDING OF DIFFUSER FORM OF THE TWINSCREW COMPACTOR AND THEORETICAL RESEARCH OF PRESSURE CHANGING**

**Summary.** The results of theoretical research of changing pressure in the complex profile diffuser for twin-screw compactor of plant materials are presented at the paper.

The author proposes to separate the diffuser in two parts, in particular for the primary working zone and the diffuser working zone. Further, emerging efforts and counteractions and are analyzed in each of the parts. The primary zone is the form combined of two cylinders. The process of twisting is completed directly at the primary zone and the process of transporting to the second work area is performed. Therefore, in the primary zone the efforts on friction to the head outer surface only are taken into account. The second zone is a combination of two truncated cones. The plant materials are compacted exactly at the second part of the diffuser. The efforts spending to overcome not only external but also internal friction is already taken into account at the second part of the diffuser. Internal friction will largely depend on the type of settable for store plant material and the humidity of plant matter caused by harvesting stage of crops.

The obtained data will allow estimating the energy consumption for compaction of plant materials by twisting. For own turn, the energy estimation of the compaction process enables the calculation of unit costs for preserved feed production with access to the cost calculation of certain livestock products for example milk. Exactly these indicators will evaluate the expediency of proposed development and the further introduction of this technology for setting the plant material to storage.

**Key words:** twin screw compactor, plant material, diffuser, complex profile, twisting.



## ОБОСНОВАНИЕ ЭТАПОВ СИСТЕМНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ КОНФИГУРАЦИЕЙ ПРОЕКТОВ СИСТЕМ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В ПОЛЕВОДСТВЕ

*Елена Сиваковская*

*Луцкий национальный технический университет  
Ул. Львовская, 75, Луцк, Украина. E-mail: [goodlenchik@gmail.com](mailto:goodlenchik@gmail.com)*

*Elena Sivakovskaya*

*Lutsk National Technical University,  
St. Lvivska, 75, Lutsk, Ukraine. E-mail: [goodlenchik@gmail.com](mailto:goodlenchik@gmail.com)*

**Аннотация.** С целью обоснования этапов исследования процессов управления конфигурацией проектов систем поддержания принятия решений в полеводстве использовано метод системного подхода, индукции и дедукции, системного анализа и синтеза, а также морфологического анализа. На основании системного подхода к производству полеводческой продукции выделено две основные его системы: технико-технологическую и организационно-техническую, каждая из которых выполняет свойственные ей функции – производство полеводческой продукции и управление проектами этого производства. Для этих систем обоснованы их составляющие, которые отображаются характеристиками входящих потоков (предметов труда и информации), технико-технологическими и организационно-техническими параметрами их преобразования, а также показателями выходных продуктов (полеводческой продукции и управленческих распоряжений). Между этими составляющими существуют причинно-следственные связи, предопределяющие концептуальный план множества проектов и программ создания систем поддержки принятия решений в полеводстве. Анализ этих связей позволил выделить пять главных этапов системного исследования процесса управления конфигурацией проектов систем поддержки принятия решений. Первый этап этого исследования состоит из определения архитектуры программ производства полеводческой продукции. Второй предусматривает выделение двух систем технико-технологической и организационно-технической. Третий этап касается управления конфигурацией систем поддержки принятия решений организационно-технической системы. Четвертый этап предусматривает управление архитектурой программ систем поддержки принятия решений. И пятый этап предусматривает собственно управления конфигурацией проектов этих систем.

**Ключевые слова:** система поддержки принятия решений, проект, управление, конфигурация, полеводство.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность производства полеводческой продукции в значительной степени зависит от качества управления соответствующими проектами,

программами и портфелями, которое, в свою очередь предопределяется обоснованностью управленческих решений. С целью обеспечения обоснованности этих решений создаются информационно-аналитические системы поддержки принятия решений (СППР). При создании этих систем осуществляется управление их проектами и программами. Методы и модели управления этими проектами и программами еще не разработаны. Они характеризуются предметными особенностями, которые должны учитываться при управлении. Отсутствие методологических разработок по управлению этими проектами и программами, в частности по управлению их конфигурацией, является научно-практической проблемой.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросы создания автоматизированных систем управления производственными процессами рассматривались многими учеными [4-16]. Они достаточно проработаны как в научном, так и практическом отношении. В частности, процесс создания таких систем регламентирован стандартом [2-4]. В тоже время использовать его для управления проектами создания систем поддержки принятия решений в полеводстве можно лишь концептуально. Для этой цели следует основываться на соответствующей методологии [2-4], которая должна быть усовершенствованной с учетом особенностей предметной области. Управление конфигурацией проектов лимитируется практическим руководством [4-7]. Анализ методологических его основ позволяет заключить, что они являются достаточно обоснованными, однако требуют адаптации к предметным областям. Кроме того, этим руководством не предусмотрен системный анализ процесса управления, что, на наш взгляд, является его недостатком.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Выполнить системный анализ производства полеводческой продукции и по его результатам обосновать этапы системного исследования процесса управления конфигурацией проектов СППР.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассматривая производство полеводческой продукции с позиции системного подхода, можем выделить две его основные подсистемы (системы): 1) технико-технологическую ( $Z$ ); 2) организационно-техническую (управленческую) ( $U$ ) (рис. 1.). Каждая из них выполняет соответствующие функции, которые совокупно обеспечивают производство полеводческой продукции. В этом случае технико-технологическая система непосредственно осуществляет качественные преобразования предметов труда: почвы, семян, удобрений и выращенного урожая, а управленческая - обеспечивает формирование условий, чтобы эти преобразования происходили качественно и эффективно. Качественные преобразование указанных предметов труда осуществляются не хаотично, а организовано, по технологиям. Они в разрезе отдельных полей, сельскохозяйственных культур и видов проектных работ образуют полеводческие проекты, их программы и портфели. Управление этими проектами, программами и портфелями осуществляется подсистемами управления ( $U$ ), состоящих из менеджеров и СППР. Менеджеры с помощью СППР решают управленческие задачи и на основе полученных результатов обосновывают решения о выдаче тех или иных команд ( $K$ ) на выполнение полеводческих проектов, которые могут касаться как входных потоков требований на выполнение полеводческих проектов ( $X$ ), так и параметров технико-технологических систем ( $Z$ ), или же ресурсного их обеспечения ( $R$ ). Эти команды ( $K$ ) могут поступать параллельно, последовательно, или же комбинировано.

Учитывая изложенное, можно утверждать, что параметры подсистем  $Z$  и  $U$  имеют между собой связи, которые следует учитывать при управлении конфигурацией проектов СППР. Эти связи называются внутренними системными связями, которые в явном виде записываются выражением:

$$Y = f(X, Z, R, I, U, K, T), \quad (1)$$

где:  $Y$  – показатели произведенной полеводческой продукции;  $X, Z$  – соответственно характеристики входящих потоков заказов на выполнение полеводческих проектов и параметры технико-технологической системы для их выполнения;  $R$  – характеристики ресурсного обеспечения проектов;  $I, U, K$  – соответственно характеристики входной информации, параметры организационно-технической (управленческой) системы и показатели выходных команд (распоряжений);  $T$  – продолжительность функционирования полеводческих систем.

Это выражение отражает системную задачу синтеза множества аргументов, которые определяют показатели (функцию) произведенной полеводческой продукции. При определенных параметрах технико-технологической ( $Z$ ) и управленческой ( $U$ ) систем, которые лежат в основе управления конфигурацией проектов СППР, решаются задачи анализа. В частности, одной из первых задач анализа является задача определения соответствия между характе-

ристиками входящих потоков заказов на выполнение полеводческих проектов ( $X$ ) и параметрами технико-технологических систем ( $Z$ ). Определение этого соответствия является одной из основных функций управленческих систем ( $U$ ). Не вдаваясь в глубокое обоснование метода определения соответствия между  $X$  и  $Z$ , отметим, что в этом случае причиной (аргументом) является  $X$ , а следствием (функцией) является  $Z$ . Поэтому можем записать:

$$Z = f(X). \quad (2)$$

Эта зависимость раскрывается при фиксированных всех других системных составляющих. Очевидно, характеристики потоков информации  $I_X, I_Z, I_Y$  зависят от этих системных составляющих:

$$I_X = f(X); I_Z = f(Z); I_Y = f(Y). \quad (3)$$

В тоже время параметры ( $U$ ) организационно-технических систем определяются:

$$U = f(I_X, I_Z, I_Y, K_X, K_Z, T). \quad (4)$$

Учитывая наличие связей (3, 4), можно предположить, что параметры  $U$  зависят от составляющих технологических систем:

$$U = f(X, Z, Y, T). \quad (5)$$

Эта связь является базой для обоснования конфигурации СППР, а также управления конфигурацией проектов их создания для отдельных сельскохозяйственных товаропроизводителей. Анализируя параметры ( $U$ ) организационно-технических систем, можно выделить следующие их составляющие: 1) менеджеры  $См$ ; 2) технические средства  $T_{ny}$  для автоматизированного решения управленческих задач; 3) технические средства  $T_{ni}$  для измерения состояния составляющих технологической подсистемы ( $X, Z, Y$ ); 4) программные продукты ( $Пн_y$ ) для автоматизированного решения управленческих задач; 5) базы данных ( $Бд$ ), используемый для управления полеводческими проектами; 6) базы знаний ( $Бз$ ) для управления этими проектами; 7) коммуникационные технические средства ( $T_{нк}$ ); 8) алгоритмы решения управленческих задач ( $Ал$ ):

$$U = См, T_{ny}, T_{ni}, T_{нк}, Ал, Пн_y, Бд, Бз. \quad (6)$$

Каждая из указанных составляющих организационно-технических составляющих технологических систем земледелия являются множествами, которые определяются параметрами  $Z$  соответствующих технико-технологических систем. Менеджерами этих систем обычно специалисты - агрономы и инженеры, которые обосновывают и принимают решения о выдаче тех или иных предписаний (команд) по реализации полеводческих проектов. Именно для повышения качества этих распоряжений создаются компьютерные системы поддержки принятия решений (СППР), которые включают составляющие  $T_{ny}, T_{ni}, T_{нк}, Ал, Пн_y, Бд, Бз$ . Эти составляющие и образуют конфигурацию СППР, которая отображается параметрам  $U_c$ :

$$U_c = (T_{ny}, T_{ni}, T_{нк}, Ал, Пн_y, Бд, Бз). \quad (7)$$

Указанные составляющие параметров СППР являются основанием для концептуального определения множества проектов программ создания СППР. То есть, каждая составляющая параметров СППР в первом приближении отражает проект, ко-

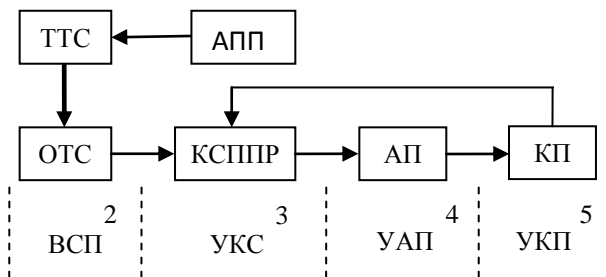


торый следует реализовать, чтобы создать соответствующий продукт - СППР. Учитывая это, можем в первом приближении архитектуру программ (проектов) ( $\sum P_{cp}$ ) создания СППР записать выражением:

$$\sum P_{cp} = (P(Tn_w), P(Tn_y), P(Tn_k), P(Al), P(Pn_y), P(Bd), P(Bz)), \quad (8)$$

где:  $P(Tn_w), \dots, P(Bz)$  – обозначение проектов по каждой составляющей СППР.

Зная концептуальные параметры (структуру) продуктов СППР, а также соответствующую архитектуру программ их создания, можем перейти к обоснованию управленческих составляющих процесса управления конфигурацией проектов (программ) СППР - идентификации конфигурации и фиксирования изменений [2, 3]. Не вдаваясь к углубленному анализу этих управленческих задач, отметим, что управление конфигурацией проектов (программ) СППР в полеводстве происходит на основе многостадийного процесса: 1) управление архитектурой программ производства продукции полеводства (АПП); 2) выделение технико-технологических и организационно-технических систем (ВСП); 3) управление конфигурацией продукта (СППР) (УКС); 4) управление архитектурой программ создания СППР в полеводстве (УАП) 5) управление конфигурацией проектов этих программ (УКП) (рис. 1).



**Рис. 1.** Схема причинно-следственных связей между основными этапами системного исследования процессов управления конфигурацией проектов СППР: АПП, – архитектура программ производства полеводческой продукции; ВСП, ТТС, ОТС - соответственно этап выделения систем (подсистем) в полеводстве, технико-технологическая и организационно-техническая системы; КСППР - конфигурация СППР; АП - соответственно этап управления архитектурой программ проектов создания СППР; УКП, КП - соответственно этап управления конфигурацией проектов и конфигурация проектов (программ) создания СППР.

**Fig. 1.** Scheme of the casual connection between main stages of the systematic study process for the project management configuration system of the maintenance decision making in the husbandry: APP- the management architecture program of the husbandry, VSR, TTS, OTS- the stage of allocation systems (subsystems) in the husbandry, the technical and technological system and the organizational and technical system, KSPPR - the configuration system (subsystem) of the mainte-

nance decision making in the husbandry, AP - the architecture management software projects for the creation of DSS, UKP, KP - the stage of the management configuration projects and configuration projects for the creation of DSS.

Указанные этапы (стадии) системного исследования процесса управления конфигурацией проектов СППР касаются взаимосвязей между действующими и виртуальными системами производства полеводческой продукции, а также проектами (программами и портфелями), которые обеспечивают преобразование действующих систем из состояния «как есть» в состояние «как будет» (виртуальное состояние). В этом исследовании есть два процесса управления конфигурацией - управление конфигурацией СППР (УКС) и управления конфигурацией проектов (УКП) создание этих систем. Между этими двумя управленческими процессами лежит этап (процесс) управления архитектурой программ проектов создания СППР.

Каждый из указанных этапов системного исследования процессов управления конфигурацией проектов СППР является укрупненным, а потому для решения соответствующих задач нужно их детализировать. В частности, в первую очередь следует выяснить, каким образом следует идентифицировать полеводческие проекты, которые выполняются технико-технологическими системами (ТТС).

## ВЫВОДЫ

1. С целью обоснования методов и моделей управления конфигурацией проектами СППР в полеводстве следует исследовать процесс управления с позиции системного подхода, который позволяет выяснить все основные причинно-следственные связи, присущие данному объекту исследования.

2. Система производства полеводческой продукции состоит из двух основных подсистем : технико-технологической и организационно-технической, каждая из которых выполняет соответствующие функции.

3. Параметры (конфигурацию) СППР составляют: технические средства для автоматизированного решения управленческих задач; технические средства для измерения состояния составляющих технологической подсистемы; программные продукты для автоматизированного решения управленческих задач; базы данных, используемый для управления полеводческой проектами; базы знаний для управления этими проектами; коммуникационные технические средства; алгоритмы решения управленческих задач.

4. Составляющие параметров СППР является основанием для концептуального определения множества проектов программ создания СППР, которые, в свою очередь, определяют этапы системного исследования процессов управления конфигурацией проектов СППР: управление архитектурой программ производства полеводческой продукции; выделение систем (подсистем) в полеводстве; управле-

ние конфигурацией системы; управление архитектурой программ; управление конфигурацией проектов СППР.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. The Standard for Portfolio Management. – Project Management Institute, 2006. 65.
2. ГОСТ Р ИСО 10007-2007. Менеджмент организации. Руководящие указания по управлению конфигурацией. – М.: Стандартинформ, 2007. 12.
3. Practice Standard for Project Configuration Management 2007 Project Management Institute, Four Campus Boulevard, Newton Square, PA 19073-3299 USA, 53.
4. ANSI/EIA-649, National Consensus Standard for Configuration Management (Национальный базовый стандарт в области управления конфигурацией).
5. Руководство к своду знаний по управлению проектами: Руководство РМВОК, 4-е изд., PMI – 2008. 436.
6. P2M: Руководство по управлению инновационными проектами и программами. т. 1, версия 1.2 / пер. на рус. язык под ред. С.Д. Бушуева. – К. : Наук. Мир, 2009. 173.
7. P2M. Руководство по управлению инновационными проектами и программами организаций / Под ред. Ярошенко Ф. А. - К.: Новый друк, 2010. 160.
8. **Азаров Н.Я., Ярошенко Ф.А., Бушуев С.Д. 2011.** Инновационные механизмы управления программами развития. «Саммит-Книга», 528.
9. **Воропаев В.И., Секлетова Г.И. 2008.** Системное представление управления проектами: учебное пособие. – М.: ГОУ ДПО ГАСИС, 13.
10. **Сидорчук А., Ивасюк И., Украинец В., Луб П. 2013.** Согласование составляющих технологической системы обработки почвы и посева озимых культур. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin – Rzeszow, Vol.15, №4. 180-186.
11. **Сидорчук А., Тригуба А., Маланчук А. 2013.** Оценка ценностей сервисных программ аграрного производства. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin – Rzeszow, Vol.15, №4. 153-159.
12. **Сидорчук А., Ивасюк И., Сятковський А. 2012.** Влияние предметных условий на сроки выполнения почвообрабатывающее-посевных работ летне-осеннего периода. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Vol.14, №4. 16-20 (Украина).
13. **Сидорчук О., Чабан А., Тригуба А. 2012.** Организационные варианты конфигурации проектов ремонта сельскохозяйственных машин. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Vol.14, №4. 70-74 (Украина).
14. **Сидорчук А., Тригуба А., Макаруч А. 2012.** Оптимизация продолжительности жизненного цикла интегрированных программ уборки зерновых культур. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Vol.14, №4. 131-140 (Украина).
15. **Адамчук В.В., Сидорчук А.В., Луб П.М. и др. 2014.** Планирование проектов выращивания культур на основе статистического имитационного моделирования: монография – Нежин: Издатель ПП Лисенко М.М. 224. (Украина).
16. **Сидорчук А.В. 2007.** Инженерия машинных систем. – К.: ННЦ „ИМЕСХ” УААН, 2007. 263 (Украина).
17. **Сидорчук О.В. 2013.** Планирование механизированных зерноуборочных работ и проектов: [монография] / Под редакцией академика НААН В.В. Адамчук. - Нежин. Издатель П.П. Лисенко. 157. (Украина).

#### GROUNDING OF STAGES OF SYSTEM RESEARCH OF PROCESSES FOR THE MANAGEMENT BY PROJECT CONFIGURATION OF DECISION SUPPORT SYSTEMS IN THE FIELD HUSBANDRY

**Summary.** With the aim of grounding the stages of research the processes for management by projects configuration of decision support systems in the field husbandry the methods of a system approach, the induction, deduction as well the methods of the system analysis and synthesis and also morphological method have been used.

On the basis of the systems approach to the manufacturing of field-products two main subsystems are picked out: technic-technological and organization technical. They both perform appropriate functions – the manufacturing of field-products and management by the project in this manufacturing.

For these systems some rectangular components are grounded components which are reflected by their characteristics of incoming streams (objects of the labor and the information), technical and technological, organizational and technical parameters of their conversion, and indicators of output products (field-products and management orders). Some casual and effect connections are among components and they predict a conceptual plan for multitude of the many projects and programs of working out of decision support systems in the field husbandry.

With the help of the analysis of these connections, five main stages of the system research of process for the management by project configuration of decision support systems are singled out. The first stage of this research is the determination of the programs architecture for the manufacturing of the field-products. The second stage is the determination of two systems – the technic-technological and organization and technical. The third stage describes the management by configuration of decision support systems for the organizational and technical system. The fourth stage involves the management by software architecture of decision support systems. And the fifth stage involves the management by project configuration of these systems.

**Key words:** decision support system, project, management, configuration, field husbandry.

## МЕТОД ОБОСНОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

*Александр Сидорчук<sup>1</sup>, Владимир Скибчик<sup>1</sup>, Виктор Днес<sup>1</sup>, Леонид Сидорчук<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», ул. Вокзальная, 11, Глеваха, Украина. E-mail: [skibczyk@mail.ru](mailto:skibczyk@mail.ru)*

<sup>2</sup>*Львовский национальный аграрный университет, ул. В. Великого, 1, Дубляни, Украина*

*Alexandr Sydorchuk<sup>1</sup>, Vladimir Skibchik<sup>1</sup>, Viktor Dnes<sup>1</sup>, Leonid Sydorchuk<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*National scientific center «Institute for Agricultural Engineering and Electrification»,  
st. Vokzalna, 11, Glevaha, Ukraine. E-mail: [skibczyk@mail.ru](mailto:skibczyk@mail.ru)*

<sup>2</sup>*Lviv National Agrarian University,  
st. V. Velikogo, 1, Dubliany, Ukraine*

**Аннотация.** Для исследования систем предварительной очистки зерна использованы методы системного подхода, анализа и синтеза, статистического имитационного моделирования, дедукции и индукции, статистического анализа и итераций.

Для адекватного описания имитационной модели процесса функционирования систем послеуборочной обработки зерна их работа рассматривается во взаимодействии с уборочно-транспортными системами.

Проведен структурный анализ систем послеуборочной обработки зерна и выделены их составные части, которыми являются системы (подсистемы) предварительной, первичной, вторичной очистки и сушки зерна. Определение рациональных параметров систем послеуборочной обработки зерна заключается в системном определении рациональных параметров каждой из их составляющих.

Параметры систем предварительной очистки зерна отображаются: количеством машин предварительной очистки; их производительностью; объемом накопительного бункера; площадью площадок для временного размещения зерна; численностью обслуживающего персонала.

Метод определения рациональных параметров систем предварительной очистки зерна сельхозтоваропроизводителей базируется на выборе каждой из составляющих на основе стоимостного или энергетического критерия. Для прогнозирования числового значения этого критерия исследуется технологический процесс предварительной очистки зерна. Данный метод предусматривает итерационное исследование показателей функционирования технологических систем уборки и послеуборочной обработки зерна на основе статистического имитационного моделирования, которым учитываются все основные факторы процессов уборки и послеуборочной обработки урожая ранних зерновых культур.

Разработанный метод обоснования рациональных параметров систем предварительной очистки зерна позволяет учесть: влияние агрометеорологических условий на работу уборочно-транспортных комплексов и формирование характеристик зернового потока; влияние работы систем предваритель-

ной очистки зерна на работу уборочно-транспортных комплексов. Метод обоснования рациональных параметров систем предварительной очистки зерна предусматривает последовательное решение задач на каждом из восьми этапов.

**Ключевые слова:** метод, система, послеуборочная обработка зерна, зерновой поток, предварительная очистка, статистическое имитационное моделирование.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одно из основных направлений повышения эффективности производства зерна заключается в согласовании параметров зерноуборочно-транспортной системы (ЗТС) и системы послеуборочной обработки зерна (С ПОЗ).

Поскольку наиболее загруженной подсистемой С ПОЗ является подсистема предварительной очистки зерна (П ПОЗ), которая непосредственно взаимодействует с уборочно-транспортной системой и должна обеспечивать своевременность выгрузки транспортных средств с зерном и предварительную очистку всего нестационарного потока зерна от ЗТС, то обоснование параметров пункта послеуборочной обработки следует начать с обоснования рациональных параметров ППОЗ.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Используемые методы обоснования параметров П ПОЗ можно разделить на основные группы: 1) методы нормативных показателей [1-3]; 2) математический анализ [4-5]; 3) математическое программирование [6-7]; 4) теория массового обслуживания [8-9]; 4) имитационное моделирование [10-14]. Методы определения параметров П ПОЗ, основанные на нормативных показателях [1-3], не учитывают ряда факторов - посезонного изменения количественных и качественных характеристик зерна, поступающего на пункт в зависимости от параметров зерноуборочно-транспортного парка и условий их функционирования, программы выращивания зерновых культур;

функциональные взаимосвязи между уборочно-транспортной и очистительной системами, а также внутренние связи между составляющими этих систем.

Используемые детерминированные методы [4-7] обоснования параметров П ПОЗ, основанных на математическом анализе, не позволяют учесть вероятностные характеристики зернового потока, функциональных показателей технологического процесса обработки зерна. Они не позволяют адекватно отразить и учесть влияние агрометеорологических условий и показателей работы уборочно-транспортных комплексов на изменение характеристик потока зерна на пункт.

В методиках, основанных на теории массового обслуживания [8-9] используется упрощенная модель потока зерна на пункт, он рассматривается как простой стационарный поток. Это не позволяет учесть влияние агрометеорологических условий уборочного сезона и показателей работы уборочно-транспортных комплексов на формирование характеристик зернового потока.

Методики [10-14] статистического имитационного моделирования функционирования П ПОЗ также имеют ряд недостатков. Во-первых, не учтено влияние параметров уборочно-транспортного комплекса на изменение характеристик зернового потока, который определяет параметры пункта послеуборочной обработки. Авторами только создана статистическая модель зернового потока, учитывающая урожайность зерновых культур и ее отклонения, суточную интенсивность поступления, часовую и суточную неравномерность поступления зерна на пункт, среднесуточное и сезонное изменение влажности зерна не учитывается. Во-вторых, создание отдельных автономных имитационных моделей работы приемного отделения (предварительной очистки) и модели «сушилка-бункер-зерноочистительная машина» не позволяет учесть всех функциональных взаимосвязей между ними. В-третьих, не учтено влияние работы П ПОЗ на работу уборочно-транспортных комплексов.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать метод обоснования рациональных параметров подсистем предварительной очистки пунктом послеуборочной обработки зерна, который учитывал влияние стохастических характеристик зернового потока от ЗТС на технологический процесс его очистки и влияние функционирования П ПОЗ на работу уборочно-транспортных комплексов.

## ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для адекватного отражения в имитационной модели процесса функционирования системы послеуборочной обработки зерна следует рассматривать ее во взаимодействии с уборочно-транспортной системой. Эти сложные системы являются интегрированными, параметры одной системы определяют параметры другой и наоборот. Поэтому, определять рациональные параметры ЗТС и С ПОЗ следует системно (во взаимосвязи) [15-21].

Система послеуборочной обработки зерна состоит из следующих подсистем (рис.1.): предварительной, первичной, вторичной очистки и сушки зерна [16]. Параметры С ПОЗ обусловлены параметрами ее подсистем. Поэтому определение рациональных параметров этой системы заключается в системном определении рациональных параметров каждой ее подсистемы.

Параметры  $Z_{ПОЗ}$  П ПОЗ пункта послеуборочной обработки зерна отражаются следующими составляющими: 1) количеством машин предварительной очистки –  $N_{ПОЗ}$ ; 2) их производительностью –  $W_{ПОЗ}$ ; 3) объемом накопительного бункера (завальной ямы) –  $Q_6$ ; 5) площадью площадок для временного размещения зерна –  $S_m$ ; численностью обслуживающего персонала –  $n_{np}$  [16]:

$$Z_{ПОЗ} = f(N_{ПОЗ}; W_{ПОЗ}; Q_6; S_m; n_{np}). \quad (1)$$

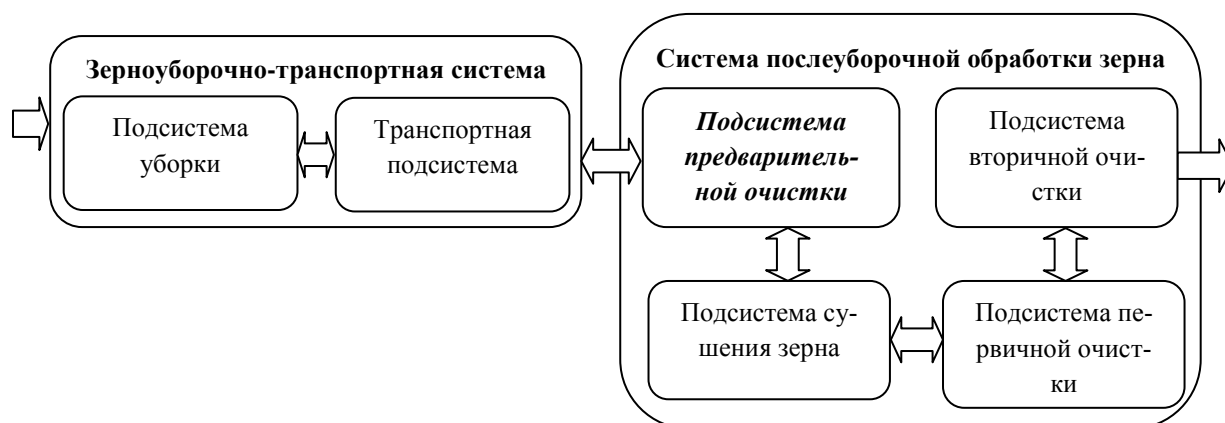


Рис. 1. Составляющие производственных систем уборки и послеуборочной обработки зерна  
Fig. 1. Parts of manufacturing systems of the gathering and the post-harvest grain

Метод определения рациональных параметров П ПОЗ пункта послеуборочной обработки зерна того или иного сельхозтоваропроизводителя (СХТ) базируется на выборе каждой из составляющих  $Z_{\text{ПОЗ}}^p$  на основе стоимостного или энергетического критерия. Для прогнозирования числового значения этого критерия исследуют технологический процесс предварительной очистки зерна (ТП ПОЗ) при заданных параметрах  $Z_{\text{ПОЗ}}$ .

Поскольку составляющие параметров  $Z_{\text{ПОЗ}}$  могут иметь разные значения, необходимо обозначить границы наиболее вероятных значений этих параметров. Это позволит сократить объем необходимых исследований. Поэтому первым этапом определения рациональных параметров  $Z_{\text{ПОЗ}}^p$  является определение напряженного периода (суток) в ТП ПОЗ. Напряженный период характеризуется максимальным значением объема собранного зерна  $Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}}$  в  $j$ -е сутки. Если для своевременного обслуживания такого потока зерна объемом  $Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}}$  подобрать машину (машины) предварительной очистки, то значение ее параметров будут такими, которые обеспечат своевременное обслуживание потока меньшего объема. Соответственно, влияние функционирования П ПОЗ при таких параметрах на работу ЗТК будет минимальным (отсутствующим) как в напряженный, так и в напряжен периоды. Поэтому, напряженный период технологического процесса послеуборочной обработки зерна (ТП ПОЗ) определяется с целью ориентировочного расчета параметров П ПОЗ, которые будут верхней границей среди множества всех возможных значений этих параметров.

Определение напряженного периода в ТП ПОЗ заключается в следующем. Максимальный объем зерна  $Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}}$  будет характерен для уборки  $k$ -й зерновой культуры с высокой урожайностью  $U_{k\gamma}^{\text{max}}$  на  $\gamma$ -м поле наибольшей площади  $S_{k\gamma}^{\text{max}}$  среди множества всех полей производственной программы хозяйства при отсутствии влияния на работу ЗТК агрометеорологических условий. Поэтому, выполнив анализ заданной производственной программы СХТ (характеристик полей с зерновыми культурами), находим поле, характеризующееся максимальными значениями указанных показателей.

Для заданного поля по методике [17] определяем оптимальные параметры ЗТК, который обеспечит темпом выполнения работ  $W_{\text{ЗТК}}^{\text{д}}$ . Зная этот темп, мы можем определить максимальный объем  $Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}}$  зерна, собранный с этого поля:

$$Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}} = \frac{S_{k\gamma}^{\text{max}} \cdot U_{k\gamma}^{\text{max}}}{W_{\text{ЗТК}}^{\text{д}}} \quad (2)$$

По результатам статистического имитационного моделирования работы ЗТК с параметрами, определенными ранее, оцениваем риск возможных потерь  $B_y$  выращенного урожая из-за несвоевремен-

ности его уборки по известной методике [17], с учетом агрометеорологических условий уборочного периода. Потери  $B_y$  характеризуют эффективность функционирования ЗТК при отсутствии влияния на ее работу П ПОЗ. В этом случае параметры  $Z_{\text{ПОЗ}}$  имеют максимальное значение и обеспечивают своевременность обслуживания потока требований. В этом случае возможные потери  $B_y$  обусловлены несогласованностью характеристик производственного плана уборки ранних зерновых культур с параметрами ЗТК.

Следующим этапом определения рациональных параметров П ПОЗ является ориентировочное определение необходимой (максимальной) суточной производительности зерноочистительной машины для напряженного периода ( $W_{\text{но.р}}^{\text{д.м}}$ ). С этой целью необходимо определить суточную производительность  $W_{\text{но.р}}^{\text{д}}$  для каждой  $r$ -й машины предварительной очистки зерна, характеризующихся разной часовой производительностью  $W_{\text{но.р}}^{\text{з}}$ . Это позволяет сформировать машины в ряд по значению  $W_{\text{но.р}}^{\text{д}}$ . При определении суточной производительности  $W_{\text{но.р}}^{\text{д}}$   $r$ -й зерноочистительной машины, необходимо учесть ее организационный режим работы. В отличие от режима работы ЗТК, допустимый фонд времени работы которых ограничивается агрометеорологическими условиями, режим функционирования П ПОЗ является независимым от природных условий. При проектировании П ПОЗ целесообразно задаваться трехсменным режимом работы зерноочистительной машины. Это позволит подобрать машину меньшей суточной производительности и, соответственно, уменьшить удельные затраты на выполнения ТП ПОЗ за счет уменьшения овеществленных средств [18]. Поэтому в наших исследованиях принимаем трехсменный режим функционирования П ПОЗ. Суточная производительность  $r$ -й зерноочистительной машины:

$$W_{\text{но.р}}^{\text{д}} = W_{\text{но.р}}^{\text{з}} \cdot t_{\text{зм}} \cdot n_{\text{зм}}, \quad (3)$$

где:  $t_{\text{зм}}$  – продолжительность смены, ч;  $n_{\text{зм}}$  – количество рабочих смен в сутки.

Зерноочистительная машина, суточная производительность которой будет равна максимальному суточному объему собранного зерна ( $W_{\text{но.р}}^{\text{д}} = Q_{\text{ЗТК}}^{j\text{max}}$ ) будет иметь искомый параметр  $W_{\text{но.р}}^{\text{д.м}}$ .

Выбор машины предварительной очистки зерна с производительностью  $W_{\text{но.р}}^{\text{д.м}}$  позволяет не рассматривать в дальнейших исследованиях зерноочистительные машины, суточная производительность которых больше.

Следующим этапом является выбор машины предварительной очистки зерна с параметрического ряда, значение суточной производительности которой  $W_{\text{но.р}}^{\text{д}}$  является ниже максимального  $W_{\text{но.р}}^{\text{д.м}}$ .



боты П ПОЗ. Начало рабочей смены –  $\tau_j^n$ , а завершение предыдущей совпадает с началом следующей ( $\tau_j^s \equiv \tau_{j+1}^n$ ), поскольку перерывы между сменами не рассматриваем.

Для каждой сутки уборки поля  $S_{k\gamma}$  на продолжительность смены функционирования П ПОЗ накладываем суточный организационно-откорректированный фонд времени работы ЗТК, который является вероятностным (разным для каждого  $j$ -го дня). Начало этого времени  $\tau_{nzj}$  и завершение  $\tau_{zzj}$  зависят от погодных условий, а именно дефицита влажности воздуха, который определяет исчезновения и появление росы. Начало работы ЗТК в  $j$ -е сутки инициирует начало работы П ПОЗ и, соответственно, начало рабочей смены ( $\tau_{nzj} \equiv \tau_j^n$ ). Ось ординат отражает суточный объем собранного урожая  $Q$ . Объем собранного урожая зерновых ЗТК в течение  $j$ -о дня (суточная производительность) зависит от продолжительности организационно-откорректированного фонда времени  $t_j^o$  работы ЗТК, урожайности  $U_{k\gamma}$ , коэффициента соломистости  $\delta_{k\gamma}$   $k$ -й зерновой культуры на  $\gamma$ -м поле и длины гона  $\gamma$ -о поля  $L_\gamma$ :

$$Q_{ЗТК}^j = f(t_j^o, U_{k\gamma}, \delta_{k\gamma}, L_\gamma). \quad (4)$$

Суточная производительность  $Q_{ЗТК}^j$  отображается углом  $\alpha_{ЗТК}^j$  (рис. 2, а) – чем больше значение  $Q_{ЗТК}^j$ , тем угол  $\alpha_{ЗТК}^j$  является большим и наоборот.

Чтобы определить продолжительность простоя ЗТК в  $j$ -е сутки ( $t_{rj}^{np}$ ), необходимо по оси ординат (рис. 2, а) отложить значение суточной производительности  $W_{no.r}^o$   $r$ -й зерноочистительной машины, которая была выбрана на предыдущем этапе. Во время выполнения повторного статистического имитационного моделирования работы ЗТК находим момент времени  $\tau_{rj}^{np}$  в который суточный объем собранного урожая превысит суточную производительность зерноочистительной машины ( $Q_{ЗТК}^j > W_{no.r}^o$ ). То есть, в момент  $\tau_{rj}^{np}$  работа ЗТК (в  $j$ -е сутки) останавливается. Дальнейший сбор зерна и его поступления к П ПОЗ приведет к возникновению риска несвоевременной предварительной очистки этого зерна. Продолжительность с момента остановки ЗТК  $\tau_{rj}^{np}$  до завершения организационно-откорректированного фонда времени его работы в  $j$ -е сутки является временем простоя данного комплекса  $t_{rj}^{np}$  из-за неспособности обслуживания потока требований на предварительную очистку зерна.

Оценив возможное появление и продолжительность простоев во время сбора других полей сезонной программы, находим суммарное значение простоя ЗТК  $t_r^{np}$  для сезона в целом ( $t_r^{np} = \sum_j t_{rj}^{np}$ ) вслед-

ствие торможения их работы из-за несвоевременности обслуживания потока зерна П ПОЗ.

Определение объема несвоевременно собранной площади  $S_{k\gamma j}^n$  в  $j$ -е сутки вследствие простоя ЗТК из-за несвоевременности обслуживания потока требований на предварительную очистку зерна заключается в следующем. Зная суточную производительность  $Q_{ЗТК}^j$  ЗТК, можно оценить, как уменьшится несобранная площадь  $S_{k\gamma j}$  в течение  $j$ -о дня сбора  $k$ -й зерновой культуры на  $\gamma$ -м поле:

$$S_{k\gamma j}^n = \frac{Q_{ЗТК}^j}{U_{k\gamma}}. \quad (5)$$

Как уже упоминалось, производительность ЗТК в каждые сутки будет разной, соответственно и объем собранной площади тоже будет неодинаков. Интенсивность уменьшения  $S_{k\gamma j}$  в  $j$ -е сутки уборки на отдельном поле отразим графически углом  $\beta_{ЗТК}^j$  (рис. 2,б). Если торможение работы ЗТК со стороны П ПОЗ отсутствует, сбор  $k$ -й зерновой культуры на  $\gamma$ -м поле будет осуществлено в оптимальный агротехнический срок  $t_{ok\gamma}$ . Это отражено кривой 1 (рис. 2, б). Если же, рассматривать остановки ( $t_{rj}^{np}$ ) работы ЗТК из-за несвоевременности обслуживания потока требований на предварительную очистку зерна, то в последствии недоиспользования комплексом организационно-откорректированного суточного фонда времени работы останется несобраным определенным объем зерна  $Q_j^n$  (рис. 2, а) и, соответственно, уменьшится суточная интенсивность уборки  $\beta_{ЗТК}^j$  (рис. 2, б). Переведа этот объем в площадь, получим искомый объем несвоевременно убранной площади в  $j$ -е сутки  $S_{k\gamma j}^n$ . Поскольку уборка этой площади переносится на следующие сутки, её продолжительность увеличится на время  $\Delta t_{k\gamma j}$  (кривая 2) (рис. 2, б). Определяем возможный объем несвоевременно убранной площади  $S_{k\gamma j}^n$  на  $\gamma$ -ом поле в  $j$ -е сутки и время  $\Delta t_{k\gamma j}$  увеличения продолжительности уборки этого поля в каждые сутки в результате торможения уборочно-транспортного процесса из-за неспособности обслужить зерновой поток, который поступает к П ПОЗ. Находим суммарное значение показателя  $\Delta t_{k\gamma}$  для отдельного поля –  $\Delta t_{k\gamma}$

$$\left( \Delta t_{k\gamma} = \sum_j \Delta t_{k\gamma j} \right).$$

Как известно [19], допустимая продолжительность уборки созревшего на поле урожая не должна превышать 5 суток ( $t_{ok\gamma} \leq 5\tilde{n}\hat{o}\hat{o}\hat{i}\hat{e}$ ). Вследствие торможения работы ЗТК, время уборки отдельного поля увеличивается на  $\Delta t_{k\gamma}$  (рис. 2, б). В результате этого продолжительность уборки отдельного поля может превышать ( $t_{ok\gamma} + \Delta t_{k\gamma} > 5\tilde{n}\hat{o}\hat{o}\hat{i}\hat{e}$ ) или не превышать ( $t_{ok\gamma} + \Delta t_{k\gamma} \leq 5\tilde{n}\hat{o}\hat{o}\hat{i}\hat{e}$ ) допустимый срок. Следует определить количество суток превышения

продолжительности уборки отдельного поля и объем несвоевременно убранной площади для каждой таких суток  $S_{kyj}^n$ . Это позволяет оценить потери из-за «стекания» и осыпания зерна в эти сутки [19].

Следующим этапом является стоимостная оценка функциональных показателей: 1) потерь зерна из-за несвоевременной уборки площадей вследствие непроизводительных простоев ЗТК -  $B'_y$ ; 2) затрат на эксплуатацию  $r$ -й зерноочистительной машины -  $B_{no.r}$ . Чтобы оценить влияние функционирования П ПОЗ с  $r$ -й машиной предварительной очистки на работу ЗТК, необходимо сравнить ранее определенные потери зерна  $B_y$  из-за осыпания и «стекания» в связи с несвоевременной его уборкой (без учета влияния функционирования П ПОЗ) с потерями  $B'_y$ , вызванными несвоевременной уборкой урожая ЗТК и простоями этих комплексов из-за торможения потока зерна на П ПОЗ. Разница этих потерь будет искомым значением потерь зерна из-за несвоевременности уборки полей, вызванной торможением потока зерна на П ПОЗ:

$$B_{yno.r} = B'_y - B_y. \quad (6)$$

Суммарные потери в результате использования выбранной  $r$ -й зерноочистительной машины составят:

$$B_{no.r}^{\Sigma} = B_{yno.r} + B_{no.r}. \quad (7)$$

По этому алгоритму определяем  $B_{no.r}^{\Sigma}$  для каждой  $r$ -й зерноочистительной машины с их параметрического ряда. Рациональные параметры П ПОЗ будут соответствовать минимальным суммарным расходам при использовании той или иной зерноочистительной машины:

$$Z_{i\dot{c}} \rightarrow Z_{i\dot{c}}^{\delta}, \hat{a}\tilde{n}\tilde{e}\tilde{e} \hat{A}_{i\dot{c}.r}^{\Sigma} \rightarrow \min. \quad (8)$$

Для сглаживания скачкообразных поступлений потока зерна П ПОЗ в течение суток, используют накопительный бункер объемом  $Q_6$ . Наличие площадки площадью  $S_m$  обеспечивает своевременность выгрузки транспортных средств с зерном в случае пиковой суточной интенсивности потока и накопления резерва необработанного зернового материала и возможности работы зерноочистительной машины при отсутствии поступления зерна из-за прекращения работы ЗТК. Суммарный объем  $Q_6$  и объем, который может поместиться на площади  $S_m$  площадки, является резервным объемом  $Q_p$ , необходимым для обеспечения бесперебойной работы зерноочистительной машины.

На основе статистического имитационного моделирования работы ЗТК, определив необходимую суточную производительность зерноочистительной машины и суточную тенденцию возможного увеличения объема поступления зерна П ПОЗ, можно обосновать необходимый резервный объем  $Q_p$  для временного размещения зерна (рис. 2, а).

Зная суточную производительность зерноочистительной машины, можно определить суточный объем обработанного зерна  $Q_{поз}^j(\tau)$  в любой мо-

мент времени  $\tau$   $j$ -й суток. Для каждой  $j$ -й суток уборочного сезона определяется возможное максимальное превышение  $(Q_p^j(\tau))$  объема поступления зерна  $Q_{зтк}^j(\tau)$  над объемом обработанного зерна  $Q_{поз}^j(\tau)$  в момент времени  $\tau$ . Аналитически это можно отобразить следующим образом:

$$Q_p^j(\tau) = Q_{зтк}^j(\tau) - Q_{поз}^j(\tau) > 0. \quad (9)$$

То есть, для каждой  $j$ -х суток уборочного сезона находим возможный максимальный объем зерна  $Q_p^j$ , обслуживаемый с определенной задержкой относительно времени его поступления на П ПОЗ. Чтобы избежать простоя транспортных средств с зерном, поступившего на обслуживание в  $j$ -е сутки, необходимо обеспечить резервный объем, равный максимальному значению  $Q_p^j(\tau)$  в это время ( $Q_p^j = \max Q_p^j(\tau)$ ), при условии  $Q_p^j(\tau) > 0$ . Среди найденных значений  $Q_p^j$  в каждые сутки уборочного сезона, находим максимальное значение  $(Q_p = \max Q_p^j)$ , которое будет искомым параметром П ПОЗ.

## ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод обоснования рациональных параметров подсистем предварительной очистки зерна позволяет учесть: влияние агрометеорологических условий уборочного сезона и показателей работы уборочно-транспортных комплексов на формирование характеристик зернового потока; зависимость параметров подсистем предварительной очистки от этих характеристик и влияние работы подсистемы предварительной очистки на работу уборочно-транспортных комплексов.

2. Представленный метод предусматривает восемь этапов обоснования рациональных параметров подсистем предварительной очистки пунктов последующей уборочной обработки зерна:

а) определение напряженного периода в технологическом процессе предварительной очистки зерна; определение возможных потерь выращенного урожая из-за несвоевременности его уборки без учета влияния функционирования подсистем предварительной очистки зерна;

б) формирование параметрического ряда машин предварительной очистки по значению их суточной производительности;

в) определение функциональных показателей работы уборочно-транспортных комплексов с учетом влияния работы каждой зерноочистительной машины;

г) стоимостная оценка функциональных показателей;

д) определение потерь зерна из-за несвоевременности его уборки, вызванной торможением потока зерна;



е) определение суммарных потерь в результате использования каждой из очистных машин параметрического ряда;

ж) выбор очистной машины по минимальному значению этих потерь, параметры которой будут рациональными;

з) обоснование необходимого резервного объема и количества исполнителей для подсистем предварительной очистки с подобранной зерноочистительной машиной.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Эрк Ф.М., Иванов А.Е., Могильницкий В.М. и др. 1987.** Методические рекомендации по технологии и механизации послеуборочной обработки семян зерновых культур. Л. 35.
2. Нормы технологического проектирования предприятий послеуборочной обработки и хранения продовольственного фуражного зерна и семян зерновых культур и трав. Министерство сельского хозяйства и продовольствия Российской Федерации. – М., 1999. 33.
3. **Новиков А.В., Непарко Т.А., Чеботарев В.П. 2014.** Выбор технологических параметров машин зерноочистительно-сушильного комплекса. Материалы Междунар. науч.-практич. конф.: Современные проблемы освоения новой техники, технологии, организации технического сервиса в АПК. – Минск: БХАТУ. – Ч.2. 41 – 46.
4. **Павловский Г.Т. 1970.** Технологические основы проектирования поточного процесса уборки и послеуборочной обработки урожая зерновых культур. Труды ВИМ, т.46. 195-211.
5. **Шмидт А.В. 1998.** Обоснование состава и структуры универсальной поточной линии послеуборочной обработки зерна: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» - Воронеж. 20.
6. **Пьянов С.В. 2004.** Совершенствование механизации уборки и послеуборочной обработки зерна в условиях крупнотоварного зернопроизводства: На примере хозяйств Северо-Кавказского региона, вошедших в клуб "Агро-300": автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства». – Ставрополь. 21.
7. **Шепелев В.Д. 2007.** Обоснование технико-технологической согласованности процессов уборки и послеуборочной обработки зерна: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» – Челябинск. 21.
8. **Янко В.М. 1966.** О статистическом моделировании предприятий послеуборочной обработки зерна. Труды Всесоюзного научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства. Т.40. 251-258.
9. **Азаров В.М. 1974.** Обоснование поточной технологии обработки продовольственного зерна на примере хозяйств лесостепной зоны Алтайского края автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства». Омск, 24.
10. **Шоренко И.Н. 2004.** Обоснование рациональной структуры технических средств уборки и послеуборочной обработки семенного зерна с учетом фенологии и топологии полей: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства». – Санкт-Петербург– Пушкин. 19.
11. **Елизаров В.П. 1977.** Предприятия послеуборочной обработки и хранения зерна (расчет на ЦВМ). М.: Колос. 215.
12. **Макарычев Е.А. 1975.** Исследование и оптимизация структуры предприятий послеуборочной обработки зерна методом статистического моделирования автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства». – М. 30.
13. **Котов Б.И., Степаненко С.П., Швидя В.А. 2012.** Системно-проектный подход к управлению комплексом машин на току. Труды Таврийского государственного агротехнологического университета. – Мелитополь: ТДАТУ. – Вип. 12, т. 5. 78–85 (Украина).
14. **Михайлов Е.В. 2014.** Методология обоснования состава и функциональных параметров технических средств послеуборочной обработки зерна (на примере Юга Украины): автореферат диссертации на соискание ученой степени докт. техн. наук: спец: 05.05.11 «Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства» – Мелитополь. 41. (Украина)
15. **Dubrovin V., Krasowski E., Rogovskii I. 2011.** Комплексный показатель эффективности системы машин в растениеводстве. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Tom 13 В. 20-24 (Украина).
16. **Сидорчук А.В., Скибчик В.И., Сидорчук Л.Л. и др. 2013.** Моделирование работы пунктов послеуборочной обработки зерна. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Глеваха. Вип. 98, т.2. 344–353 (Украина).
17. **Сидорчук А.В., Днесь В.И. Макаручук А.В. и др. 2013.** Управление уборкой ранних зерновых культур. Сборник научных докладов Междунар. научн.-техн. конф., посвященной 145-летию со дня рождения основоположника земледельческой механики В.П. Горячкина. – М.: ВИМ – Ч.2. 42-45.
18. **Сидорчук О.В. 2013.** Планирование механизированных зерноуборочных работ и проектов: [монография] / Под редакцией академика НААН В.В. Адамчук. - Нежин. Издатель П.П.Лисенко. 157. (Украина).

19. **Табашников А. Т. 1985.** Оптимизация уборки зерновых и кормовых культур. Москва Агрпромиздат. 159.
20. **Сидорчук А., Тригуба А., Макаруч А. и др. 2012.** Оптимизация продолжительности жизненного цикла интегрированных программ уборки зерновых культур. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Vol.14, №4. 131-140.
21. **Сидорчук А. Тригуба А., Маланчук А. 2013.** Оценка ценностей сервисных программ аграрного производства. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Rzeszow, Vol.15, №4. 153-159.

#### **METHOD OF THE GROUNDING THE RATIONAL PARAMETERS OF SYSTEMS FOR THE PRECLEANING OF GRAIN**

**Summary.** The methods of systems approach, analysis and synthesis, statistical and imitation simulation, deduction and induction, statistical analysis and iterations were used for the research of systems for the precleaning of grain.

To adequate representation by simulation model the process of functioning of systems for the post-harvest grain processing are considered in the interaction with harvesting and transport systems.

The structural analysis of systems for the precleaning of grain is carried out and the main component parts (subsystems of the precleaning, the first, the secondary clearing and the grain drying) are picked out. Rational parameters of systems for the precleaning of grain are

defined by means of system determination of rational parameters for each of the parts (subsystems).

Parameters of systems for the precleaning of grain are next: the number of equipment of the precleaning, machinery output, a volume of the service bin, the area of territories for temporality store of grain, number of service personnel.

The method of the definition of the rational parameters of systems for the precleaning of grain from the agricultural producers is grounded on the choice of each component on basis of the cost and energy criterion. The numeric value of this criterion is prognosticated with the help of research of the technological process of the grain precleaning. This method foresees the iterative analysis of indexes of the functioning of technological systems for the harvesting and post-harvest grain processing on the base of the statistical and imitation simulation. Simulation considers all main factors of harvesting processes and post-harvest grain processing as well.

Developed method of the ground for rational parameters of systems for the precleaning of grain allows to consider: the impact of agrometeorological conditions upon the work of the harvesting and transport complexes and the formation of characteristics for the grain flow; the impact of the work of systems for the precleaning of grain upon the work of the harvesting and transport complexes. The procedure of the grounding of the rational parameters of systems of grain precleaning predicts the sequential decision of tasks at the each of eight steps.

**Key words:** method, system, post-harvest grain, debris flow, precleaning, statistical and imitation modeling.

## ИСПРАВЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСИ ОТВЕРСТИЯ КОМБИНИРОВАННЫМ ОСЕВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

*Михаил Степанов, Марина Иванова*

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
Ул. Фрунзе, 21, Харьков, Украина. E-mail: [ivamari85@rambler.ru](mailto:ivamari85@rambler.ru)*

*Mihail Stepanov, Maryna Ivanova*

*National technical university «Kharkov polytechnic institute»  
Frunze st., 21, Kharkov, Ukraine. E-mail: [ivamari85@rambler.ru](mailto:ivamari85@rambler.ru)*

**Аннотация.** В статье рассматривается способ исправления погрешности расположения оси исходного отверстия и уменьшение ее влияния на формирование погрешностей, вызванных появлением неуравновешенной составляющей радиальной силы резания, который основан на управлении глубиной резания. Предложена математическая зависимость, которая позволяет учитывать влияния глубины резания на величину упругих деформаций оси стандартного спирального сверла под действием неуравновешенной радиальной составляющей силы резания, возникающей в результате разности глубин резания между лезвиями сверла из-за смещения оси исходного отверстия. Выполнены аналитические исследования, которые показали, что с уменьшением глубины резания величина упругих деформаций оси стандартного спирального сверла также уменьшается. В связи с этим для уменьшения указанных погрешностей предложено выполнять поэтапный съем общего припуска, используя комбинированный осевой инструмент. Проанализированы три различных варианта распределения припуска между ступенями комбинированного осевого инструмента, а именно: равномерное снятие припуска; постепенное уменьшение глубины резания; снятие вначале маленькой глубины резания, затем ее увеличение с дальнейшим постепенным уменьшением. Выполнены соответствующие аналитические исследования на примере двухступенчатого сверла. Результаты исследований показали, что для исправления погрешности расположения оси исходного отверстия и уменьшения ее влияния на величину неуравновешенной составляющей радиальной силы и погрешности, связанные с ее появлением, целесообразно использовать вариант, в котором вначале снимется маленькая глубина резания, затем ее увеличение с дальнейшим постепенным уменьшением. Замечено, что могут возникнуть трудности для технической реализации вышеизложенного подхода при условии малой разницы диаметров ступеней комбинированного осевого инструмента.

**Ключевые слова:** комбинированный осевой инструмент, глубина резания, смещение оси.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Достижение требуемой точности при максимальной производительности является сложной зада-

чей отрасли технологии машиностроения, в которой особое место занимает обеспечение точности обработки отверстий. Как правило, отверстия обрабатывают осевыми мерными инструментами и, обычно, первой операцией является операция сверления. При этом может возникнуть погрешность расположения оси отверстия, что может привести к появлению неуравновешенной радиальной силы при обработке осевым мерным инструментом на последующих переходах. В свою очередь, возникновение неуравновешенной радиальной силы может вызвать отклонение оси инструмента и, как следствие, оси отверстия.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованию точности обработки отверстий посвящено достаточно много работ [1-10]. В работах [11-17] достаточно подробно рассматриваются причины возникновения неуравновешенной радиальной силы и ее влияние на точность обрабатываемого отверстия. Авторы работ [18, 19] утверждают, что при обработке отверстий осевым многолезвийным инструментом (сверлом, зенкером, разверткой), в случае, если ось исходного предварительно полученного отверстия смещена относительно оси вращения шпинделя станка инструмент под действием неуравновешенной составляющей радиальной силы  $\Delta P_y$  смещается в сторону.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данного исследования является уменьшение влияния погрешности исходного отверстия на точность последующей его обработки.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Сила  $\Delta P_y$  возникает вследствие того, что лезвия инструмента работают в условиях удаления разных глубин резания  $t$  и  $t_0$  (рис.1). В результате лезвия будут испытывать различные нагрузки, что приведет к упругим деформациям инструмента, и появлению погрешности обработки в виде увода оси от номинального положения.

В условиях работы стандартным спиральным сверлом радиальная составляющая силы резания

$P_{y1}$ , возникающая при обработке одним лезвием, пропорциональна ширине и толщине среза [20]:

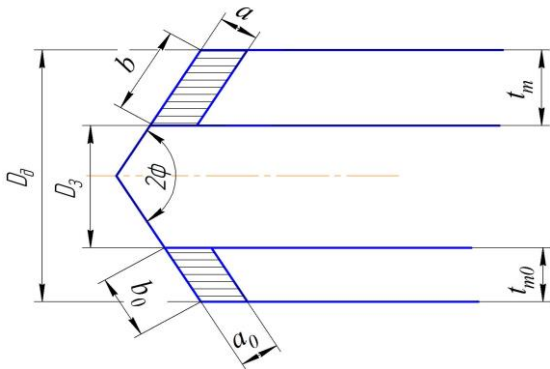
$$P_{y1} = C_P \cdot a \cdot b, \quad (1)$$

где:  $C_P$  – коэффициент, учитывающий постоянные условия обработки, физико-механические свойства обрабатываемого материала, подачу СОЖ и т.д.;  $a, b$  – толщина и ширина среза соответственно на первом лезвии.

Радиальная составляющая силы резания  $P_{y0}$  на втором лезвии:

$$P_{y0} = C_P \cdot a_0 \cdot b_0, \quad (2)$$

где:  $a_0, b_0$  – толщина и ширина среза соответственно на втором лезвии.



**Рис. 1.** Распределение глубины резания между лезвиями сверла:  $D_0$  – диаметр обрабатываемого отверстия;  $D_3$  – диаметр исходного отверстия в заготовке;  $t_m, t_{m0}$  – теоретическая глубина резания соответствующим лезвием

**Fig. 1.** Distribution of the cutting depth between the blades of the drill:  $D_0$  – the diameter of the hole;  $D_3$  – the diameter of the initial hole in the workpiece;  $t_m, t_{m0}$  – theoretical cutting depth corresponding blade

Неуравновешенная составляющая радиальной силы резания, возникающая в начальный момент обработки стандартным спиральным сверлом равна разности радиальных составляющих сил резания, действующих на противоположные лезвия:

$$\Delta P_y = P_{y1} - P_{y0}. \quad (3)$$

Из рис. 1 найдем ширину и толщину среза каждым лезвием:

$$a = \frac{t_m}{\cos^2 \varphi} \cdot \sin \varphi; \quad b = \frac{t_m}{\cos \varphi}; \quad (4)$$

$$a_0 = \frac{t_{m0}}{\cos^2 \varphi} \cdot \sin \varphi; \quad b_0 = \frac{t_{m0}}{\cos \varphi},$$

где:  $\varphi$  – половина угла при вершине сверла.

С учетом (4) значение радиальных составляющих сил резания на каждом лезвии определим по формуле:

$$P_{y1} = C_P \cdot \frac{t_m^2}{\cos^2 \varphi} \cdot \operatorname{tg} \varphi; \quad (5)$$

$$P_{y0} = C_P \cdot \frac{t_{m0}^2}{\cos^2 \varphi} \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Тогда, учитывая (3) и (5), получим:

$$\begin{aligned} \Delta P_y &= C_P \cdot \frac{t_m^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi}{\cos^2 \varphi} - C_P \cdot \frac{t_{m0}^2}{\cos^2 \varphi} \cdot \operatorname{tg} \varphi = \\ &= C_P \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot (t_m^2 - t_{m0}^2) \end{aligned} \quad (6)$$

Формула (5) описывает неуравновешенную составляющую радиальной силы резания для стандартного спирального сверла при условии абсолютной жесткости инструмента и технологической системы. В реальных условиях обработки появляется смещение инструмента и системы в целом под действием силы  $\Delta P_y$ :

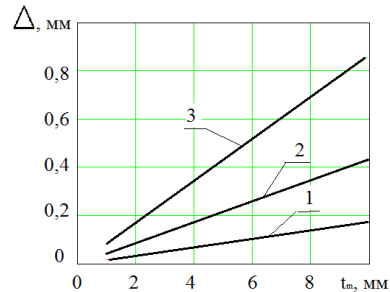
$$\begin{aligned} \Delta P_y &= C_P \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot [(t+e)^2 - (t-e)^2] = \\ &= C_P \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot 4 \cdot t \cdot e \end{aligned}, \quad (7)$$

При обработке стандартным осевым инструментом величина смещения  $\Delta$  оси инструмента определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{\Delta P_y}{j} = \frac{C_P \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot 4 \cdot t \cdot e}{\cos^2 \varphi \cdot j}, \quad (8)$$

где:  $j$  – жесткость технологической системы, включая жесткость инструмента.

Формула (8) дает возможность определить величину смещения оси обрабатываемого отверстия, если ось исходного отверстия смещена относительно оси шпинделя на величину  $e$ . Анализ зависимости (8) показывает, что величина смещения оси окончательно полученного отверстия определяется режимами и условиями обработки, конструктивными параметрами инструмента, жесткостью технологической системы, смещением оси исходного обрабатываемого отверстия и глубиной резания. Чем меньше глубина резания, тем меньше величина упругих деформаций оси инструмента (рис. 2).



**Рис. 2.** Влияние глубины резания на величину упругих деформаций оси стандартного спирального сверла при смещения оси исходного отверстия:

1 –  $e = 0,01$  мм; 2 –  $e = 0,05$  мм; 3 –  $e = 0,1$  мм;

**Fig. 2.** Effect of cutting depth on the amount of elastic deformation axis of standard twist drill with the displacement of the axis of the initial hole:

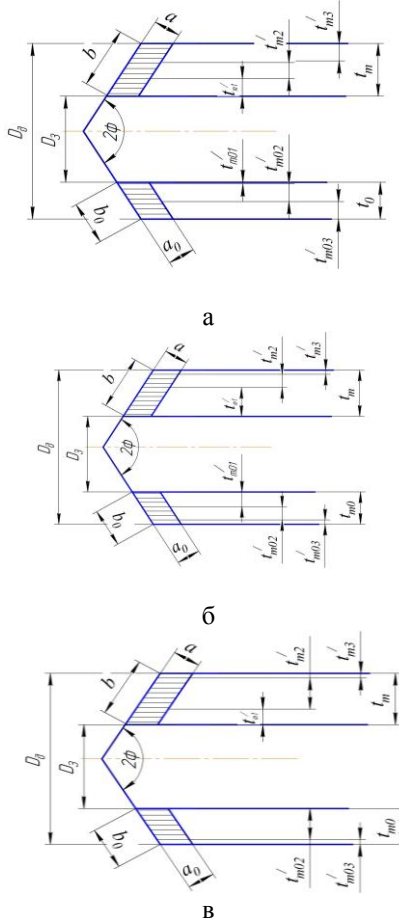
1 –  $e = 0,01$  mm 2 –  $e = 0,05$  mm; 3 –  $e = 0,1$  mm;

Таким образом, при наличии смещения оси исходного отверстия возможно уменьшение упругих перемещений в технологической системе за счет поэтапного съема припуска при обработке, что можно также осуществить, используя комбинированного осевого инструмента (КОИ). Проанализируем возможность уменьшения упругих деформаций оси инструмента путем разбиения общего припуска между ступенями КОИ.

Глубину резания для каждой ступени КОИ можно задавать по различным законам:

- обеспечивая процесс равномерного снятия припуска одним лезвием (рис. 3, а):

$$\begin{aligned} t'_{m1} = t'_{m2} = t'_{m3} = \dots = t'_{mN} \\ t'_{m01} = t'_{m02} = t'_{m03} = \dots = t'_{m0N} \end{aligned} \quad (9)$$



**Рис. 3.** Схема поэтапного съема припуска ступенчатым КОИ:

а – равномерное распределение глубины резания;

б – постепенное уменьшение глубины резания;

в – сначала назначаем маленькую глубину, затем ее увеличение с дальнейшим постепенным уменьшением

**Fig. 3.** The scheme of gradual removal of excess material with combined axial tool:

а – constant distribution of the cutting depth;

б – a gradual reduction in the cutting depth;

в – first assign a small depth, and then increasing it to a further gradual decrease in

- соблюдая условие постепенного уменьшения глубины резания (рис. 3, б):

$$\begin{aligned} t'_{m1} > t'_{m2} > t'_{m3} > \dots > t'_{mN} \\ t'_{m01} > t'_{m02} > t'_{m03} > \dots > t'_{m0N} \end{aligned} \quad (10)$$

- выполняя следующее условие (рис. 3, в):

$$\begin{aligned} t'_{m1} < t'_{m2} > t'_{m3} > \dots > t'_{mN} \\ t'_{m01} < t'_{m02} > t'_{m03} > \dots > t'_{m0N} \end{aligned} \quad (11)$$

где  $t'_{m1}, t'_{m2}, t'_{m3}, t'_{mN}, t'_{m01}, t'_{m02}, t'_{m03}, t'_{m0N}$  – поэтапные теоретические глубины резания соответствующими лезвиями 1-й, 2-й, 3-й,  $n$ -ой ступенями КОИ.

Глубина резания для второго лезвия зависит от величины смещения оси отверстия относительно оси инструмента.

Кроме того, глубину резания на сторону целесообразно назначать таким образом, чтобы обеспечивалось удаление (уменьшение) погрешности, полученной на предыдущем переходе (после обработки предыдущей ступенью):

$$t_{mi} \geq e_{i-1} \quad (12)$$

где  $e_{i-1}$  – величина смещения оси отверстия, полученного после обработки предыдущей ступенью.

Таким образом, глубину резания последней ступенью, а следовательно и диаметр последней ступени КОИ, следует выбирать с учетом смещения отверстия, получаемого после обработки предыдущими ступенями инструмента, а также величины допуска на смещение оси отверстия.

Величина упругих деформаций оси инструмента с учетом его жесткости при обработке  $i$ -ой ступенью КОИ:

$$\Delta_i = \frac{\Delta P_{yi}}{j_i} \quad (13)$$

где  $\Delta P_{yi}$  – неуравновешенная составляющая радиальной силы резания на  $i$ -ой ступени КОИ;  $j_i$  – жесткость технологической системы для  $i$ -ой ступени КОИ.

С учетом зависимости (8) получим величину упругих деформаций оси инструмента после обработки  $i$ -ой ступенью КОИ в отдельности, т.е. принимаем, что каждая ступень работает как стандартный инструмент:

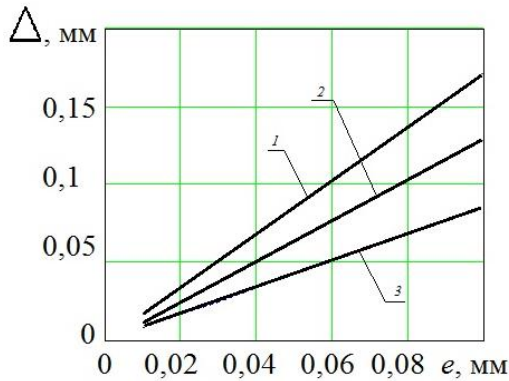
$$\Delta_i = \frac{4 \cdot C_P \cdot \operatorname{tg} \varphi_i \cdot t_{mi} \cdot \Delta_{Ni-1}}{j_N \cdot \cos^2 \varphi_i} \quad (14)$$

Таким образом, после обработки последней ступенью КОИ смещения оси инструмента:

$$\Delta_N = e \cdot \prod_{i=1}^N \frac{4 \cdot C_P \cdot \operatorname{tg} \varphi_i \cdot t_{mi}}{j_i \cdot \cos^2 \varphi_i} \quad (15)$$

Результаты аналитических исследования для двухступенчатого сверла с различными соотношениями диаметров ступеней в сравнении с обработкой одним стандартным спиральным (рис. 4) сверлом подтверждает гипотезу, что для исправления положения оси отверстия и уменьшения погрешностей, вызванных упругими деформациями оси инструмента под действием неуравновешенной радиаль-

ной силы резания необходимо уменьшать глубину резания для первой ступени КОИ.



**Рис. 4.** Влияние величины смещения оси исходного отверстия на величину упругих перемещений оси инструмента при  $D_{\text{исх}} = 8$  мм,  $D_{\text{ок}} = 12$  мм: 1 – стандартным инструментом; 2 – КОИ с диаметром ступеней  $d_1/d_2 = 11/12$  мм; 3 – КОИ с диаметром ступеней  $d_1/d_2 = 10/12$  мм

**Fig. 4.** The effect of the displacement of the axis of the initial holes on the value of the elastic movements of the tool axis: 1 – standard tool; 2 – with combined axial tool  $d_1/d_2 = 11/12$  mm; 3 – with combined axial tool  $d_1/d_2 = 10/12$  mm

Следует отметить, что вышеизложенный подход может быть затруднительно реализовать технически при условии малой разницы диаметров ступеней КОИ.

#### ВЫВОДЫ

Для исправления погрешности расположения оси исходного отверстия и уменьшения его влияния на величину неуравновешенной радиальной составляющей силы резания, появление которой может привести к упругим деформациям оси инструмента и, как следствие, возникновению увода, целесообразно удалять общий припуск в несколько этапов. Однако это может привести к снижению производительности, что можно частично компенсировать применением комбинированного соевого инструмента, диаметры ступеней которого обеспечивают удаление припуска по заданному закону.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Косилова А.Г. 1976.** Точность обработки деталей на автоматических линиях. М.: Машиностроение, 224.
2. **Холмогорцев Ю.П. 1984.** Оптимизация процессов обработки отверстий. М.: Машиностроение, 184.
3. **Горанский Г.К., Владимирев Е.В., Ламбин Л.Н. 1970.** Автоматизация технического нормирования работ на металлорежущих станках с помощью ЭВМ. М.: Машиностроение, 224.
4. **Корсаков В.С. 1961.** Точность механической обработки. М.: Машиностроение, 380.
5. **Троицкий Н.Д. 1971.** Глубокое сверление. Л.: Машиностроение, 176.
6. **Джигурян Т.Г., Пупин А.П., Собакин А.В. 1994.** Прецизионное растачивание ступенчатых отверстий. СТИН. №3, 26-27.
7. **Сергеев С.В. 2012.** Применение конечноэлементных моделей для расчета погрешностей обработки отверстий. Технология машиностроения. № 2, 60-64.
8. **Мартынов А.Д. 1966.** О контроле симметричности заточки режущих кромок сверла. Спиральные сверла. Сборник материалов Всесоюзного совещания по спиральным сверлам. / Под ред. К.П. Имшенника. М. 267-270.
9. **Дерябин И.П., Кажарина О.А. 2012.** Методы повышения точности оси отверстия при многопереходной обработке на станках с ЧПУ. Технология машиностроения. № 6, 12-15.
10. **Малишко И.А., Киселева И.В. 2006.** Анализ путей повышения точности обработки при развертывании. Научные труды ДонНТУ. Серия Машиностроение и машинознание. №10, 53-58. (Украина).
11. **Кравцов В.И. 1971.** К расчету неуравновешенной силы резания и начального смещения оси обработанного отверстия многолезвийным стержневым инструментом при наличии неперпендикулярности входного торца заготовки. Труды Фрунзенского политехнического института. №54, 178-191.
12. **Капустин Н. М. 1976.** Разработка технологических процессов обработки деталей на станках с помощью ЭВМ. М.: Машиностроение, 288.
13. **Глухов Н.А. 1955.** Влияние на точность сверления отверстий неперпендикулярности поверхности стола к оси шпинделя вертикально-сверлильного станка. Технология машиностроения. Сб. статей под ред. Кована М.С. М.: гос. науч.-техн. изд. машиностроит. лит.-ры, 103.
14. **Кравцов В.И., Стрельцов В.А. 1971.** Неуравновешенные силы резания при обработке стержневым многолезвийным инструментом отверстий с неперпендикулярностью входа торца заготовки. Труды Фрунзенского политехнического института, №54, 41-46.
15. **Сергеев С.В. 2010.** Анализ механизмов возникновения погрешности при формообразовании отверстий концевым многолезвийным инструментом. Технология машиностроения. № 2, 14-18.
16. **Подураев В.Н. 1975.** О влиянии разнообрабатываемости на точность обработки глубоких отверстий. Известия вузов. М.: Машиностроение. № 10, 141-144.
17. **Гутин Б.Т. 1965.** Исследование технологических факторов, определяющих искривление оси отверстия при зенкерованиях втулок глубинных насосов методом «на растяжение». автореф. дисс. к.т.н. Баку, 24.
18. **Новиков Ф.В., Полянский В.И. 2013.** Разработка математической модели обработки отверстий в высокоточных деталях. / Информационные технологи: наука, техника, технология, образование, здоровье. Тезисы докладов XXI междунар. науч.-практич. конф. Харків, 135.

19. Стрельцов В.А., Кравцов В.И. 1971. Неуравновешенные силы резания, действующие на многолезвийный инструмент при несовпадении оси его с осью исходного отверстия. Труды Фрунзенского политехнического института, № 54. 86-100.
20. Мазур М.П., Внуков Ю.М., Доброскок В.Л., Залога В.О., Новосолов Ю.К., Якуба Ф.Я. 2000. Основы теории резания материалов: учебник [ для высш. учебн. заведений ] / Год ред. М.П. Мазура. Львов : Новый Свет, 422. (Украина).

#### CORRECTION OF HOLE AXIS DISPOSITION INACCURACY WITH COMBINING AXIAL TOOL

**Summary.** In the article the method of correcting the error of the displacement of the axis of the initial holes and decreasing its influence on the formation of the errors caused by the appearance of an unbalanced radial cutting force that is based on controlling the depth of cut is considered.

The mathematical dependence that takes into account the influence of the cutting depth on the elastic deformation of a standard twist drill axis under the action of an unbalanced radial cutting force, which is a re-

sult from difference between the depths of the cutting blades of the drill because of the displacement of the initial hole axis is offered.

Analytical studies have shown that reducing the cutting depth reduces the elastic deformation of a standard twist drill axis. In this regard, in order to reduce these errors to perform a phased removal of general excess material is proposed with using a combined axial tool. Three different variants of distribution of allowance among the stages of the combined axial tool were analyzed namely: the uniform removal of allowance; a gradual decrease in the cutting depth; removing first small cutting depth, then increasing it further to a gradual decrease. The appropriate analytical researches in the example of the two-step drill were done.

The research results showed that for correction of errors of the initial displacement of the hole axis and reducing its impact of the radial imbalance cutting force and errors associated with its appearance, it is advised to use a variant in which a small cutting depth is cut at first, then it increased further with a gradual decrease. It is noted that it may be difficult for the technical implementation of the above mentioned approach at the conditions of the small differences of diameters between stages of the combined axial tool.

**Keywords:** combined axial tool, cutting depth, the displacement of axis.





## ПОТЕРИ УРОЖАЯ ПРИ КОРРЕКТИРУЮЩЕМ РЕМОНТЕ МАШИНЫ И ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ПО СОСТОЯНИЮ ПЕРЕД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИЕЙ

*Сергей Шевченко*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка  
Проспект Московский 45, Харьков, Украина. E-mail: [Serg.Shevchen@gmail.com](mailto:Serg.Shevchen@gmail.com)*

*Sergey Shevchenko*

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko  
St. Artem 44, Kharkiv, Ukraina. E-mail: [Serg.Shevchen@gmail.com](mailto:Serg.Shevchen@gmail.com)*

**Аннотация.** Отказы машин растениеводства приводят к несвоевременному выполнению технологических операций и потери части урожая. Поскольку эти потери являются случайными, при планировании производственной деятельности целесообразно осуществлять вероятностный анализ рисков.

Рассмотрен случай, когда технологическая операция выполняется одной машиной, а зависимость потерь урожая от времени выполнения операции является линейной. Определены математическое ожидание и коэффициент вариации потерь урожая при корректирующих ремонтах машины после отказов (при этом параметр потока отказов является постоянным). При этом учтено, что чем большая площадь поля обработана до отказа, тем меньшими являются потери. Эти результаты далее используются для сравнения корректирующего ремонта и обслуживания по техническому состоянию.

Обслуживание по техническому состоянию позволяет уменьшить поток отказов и соответствующие потери урожая. В данной работе проанализировано влияние диагностирования и превентивных замен агрегатов перед технологической операцией на потери урожая.

Параметр потока отказов уменьшается после превентивных замен агрегатов, а в дальнейшем асимптотически увеличивается до исходного значения. Для аппроксимации такого изменения используется кусочно-линейная функция времени. Параметрами этой функции является коэффициент уменьшения параметра потока отказов непосредственно после превентивных замен и скорость увеличения потока отказов. Эти параметры являются показателями качества обслуживания.

В статье приведены зависимости математического ожидания потерь урожая и коэффициента вариации этих потерь от изменения параметра потока отказов во времени. В частности, рассмотрен случай, когда продолжительность восстановления распределена по экспоненциальному закону.

Полученные результаты могут использоваться при определении надежности технологических систем растениеводства и оптимизации обслуживания машин по состоянию.

**Ключевые слова:** потери урожая, отказ, издежка, несвоевременность, корректирующий ремонт, обслуживание по состоянию.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Отказы сельскохозяйственных машин и тракторов приводят к несвоевременному выполнению технологических операций растениеводства и потери части урожая [1-3]. В связи с этим проводятся исследования, направленные на определение фактической эксплуатационной надежности [4-5] и ее повышение с учетом вариации условий работы [5-6].

Одним из способов повышения эксплуатационной надежности машин является обслуживание по техническому состоянию [7]. Это позволяет предотвратить, по крайней мере, часть отказов и уменьшить потери урожая. Однако обслуживание по техническому состоянию требует определенных дополнительных затрат на диагностирование машин и приводит к неполному использованию ресурса узлов и агрегатов, которые заменяют по результатам диагностирования.

Таким образом, возникает задача оптимизации обслуживания машин с учетом возможности предотвращения части отказов и соответствующих производственных затрат.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Поскольку возникновение отказов тракторов и сельскохозяйственных машин является случайным процессом [8-10], то и последствия отказов (в частности, потери урожая) характеризуются случайными величинами.

Потери в результате отказов машин при выполнении технологических операций имеют постоянную и случайную составляющую. Постоянная составляющая потерь характеризуется коэффициентом технического использования машин (учитывает потери времени на восстановление машин после отказов и техническое обслуживание). Случайные составляющие потерь на отдельных операциях влияют на вероятность выполнения технологического процесса с заданным качеством [11] и являются одним из факторов риска в деятельности аграрных предприятий [12-13]. Это приводит к необходимости ее вероятно-

стного анализа потерь урожая с целью обоснованного выбора мероприятий по управлению соответствующими рисками [14-18].

Обобщенным показателем качества выполнения технологической операции является коэффициент реализации биологического потенциала растений (КРБП) [1]. При анализе влияния времени выполнения технологической операции на урожайность используют ее линейную зависимость от времени [19-21]. Особенностью растениеводства как производственного процесса является зависимость потерь и от длительности восстановления, и от момента возникновения отказа (доли площади поля, обработанной до отказа) [22].

Численные характеристики потерь урожая вследствие отказов можно определяют методом имитационного моделирования [23-24] и аналитически. В [11] приведены аналитические зависимости для определения математического ожидания и коэффициента вариации потерь для случая, когда при выполнении технологической операции возникает не более одного отказа. Неисследованной частью проблемы является влияние обслуживания по состоянию на численные характеристики потерь урожая вследствие отказов.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является сравнение численных характеристик потерь урожая вследствие отказов машины при выполнении технологической операции растениеводства при корректирующем ремонте и обслуживании по техническому состоянию, а также определение влияния качества обслуживания на уменьшение этих потерь.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить численные характеристики потерь урожая вследствие отказов при корректирующем ремонте машины;

- определить зависимость численных характеристик потерь урожая при обслуживании машины по техническому состоянию от качества обслуживания;

- сравнить численные характеристики потерь урожая при корректирующем ремонте и обслуживании по техническому состоянию.

Исследование осуществляется, исходя из следующих предположений:

- технологическая операция выполняется одной машиной;

- параметр потока отказов является постоянным;

- количество возникающих отказов - произвольное;

- длительность восстановления машины после любого их отказов распределена по одному и тому же закону;

- зависимость КРБП растений от времени является линейной ниспадающей:

$$k(t) = 1 - k_1 t, \quad (1)$$

где:  $k$  – коэффициент реализации биологического потенциала растений;  $t$  – время, с;  $k_1$  – коэффициент пропорциональности в линейной зависимости КРБП растений от времени.

Определим средний КРБП растений при выполнении технологической операции при отсутствии отказов:

$$K_0 = \frac{1}{T} \int_0^T k(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T (1 - k_1 t) dt = 1 - \frac{k_1 T}{2}, \quad (2)$$

где:  $K_0$  – средний КРБП растений при отсутствии отказов.

Потери вследствие нескольких отказов определим методом математической индукции. Допустим, при выполнении технологической операции произошел один отказ, что привело к приостановке работ на время восстановления машины. Определим средний КРБП растений при выполнении технологической операции:

$$K_1 = \frac{1}{T} \left( \int_0^{\varphi_1 T} (1 - k_1 t) dt + \int_{\varphi_1 T + \tau_1}^{T + \tau_1} (1 - k_1 t) dt \right) = 1 - \frac{k_1 T}{2} - k_1 \tau_1 (1 - \varphi_1), \quad (3)$$

где:  $K_1$  – средний КРБП растений при условии, что при выполнении технологической операции произошел ровно один отказ;  $T$  – продолжительность технологической операции, с;  $\varphi_1$  – доля площади поля, обработанная до наступления первого отказа;  $\tau_1$  – продолжительность первого восстановления, с.

Определим потерю КРБП растений вследствие единственного отказа:

$$\Delta\kappa(1) = K_1 - K_0 = k_1 \tau_1 (1 - \varphi_1), \quad (4)$$

где:  $\Delta\kappa$  – потеря среднего КРБП растений вследствие отказов.

Допустим, при выполнении технологической операции произошло  $m$  отказов. Определим средний КРБП растений при выполнении технологической операции:

$$K_m = \frac{1}{T} \left( \int_0^{\varphi_1 T} (1 - k_1 t) dt + \int_{\varphi_1 T + \tau_1}^{T + \tau_1} (1 - k_1 t) dt + \dots \dots + \int_{\varphi_m T + \tau_1 + \dots + \tau_m}^{T + \tau_1 + \dots + \tau_m} (1 - k_1 t) dt \right). \quad (5)$$

Определим влияние  $(m + 1)$ -го отказа на потерю среднего КРБП:

$$K_m - K_{m+1} = \frac{1}{T} \left( \int_{\varphi_{m+1} T + \tau_1 + \dots + \tau_m}^{T + \tau_1 + \dots + \tau_m} (1 - k_1 t) dt - \int_{\varphi_{m+1} T + \tau_1 + \dots + \tau_{m+1}}^{T + \tau_1 + \dots + \tau_{m+1}} (1 - k_1 t) dt \right). \quad (6)$$

Упрощая (6), получим:

$$K_{m+1} = K_m + k_1 \tau_{m+1} (1 - \varphi_{m+1}). \quad (7)$$

Используя (4) и соотношение (7), получим формулу для вычисления потери КРБП растений вследствие произвольного количества отказов:

$$\Delta\kappa(M) = k_1 \sum_{m=1}^M (\tau_m (1 - \varphi_m)). \quad (8)$$

Для упрощения дальнейших расчетов, введем случайную величину:

$$\omega = 1 - \varphi, \quad (9)$$

где:  $\omega$  – доля площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа.

Следовательно:

$$\Delta\kappa(M) = k_1 \sum_{m=1}^M \tau_m \omega_m. \quad (10)$$

Определять численные характеристики потерь КПБП вследствие  $M$  отказов. Определим математическое ожидание потери КПБП растений:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa(M)] = k_1 M \mathbf{M}[\tau \omega]. \quad (11)$$

Рассматривая продолжительность восстановления и момент возникновения отказа как независимые случайные величины, получим:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa(M)] = k_1 M \mathbf{M}[\tau] \mathbf{M}[\omega]. \quad (12)$$

Определим второй начальный момент потери КПБП растений:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa(M)^2] = k_1^2 \mathbf{M} \left[ \sum_{\substack{i=1..M \\ j=1..M \\ i \neq j}} (\tau_i \omega_i) (\tau_j \omega_j) \right]. \quad (13)$$

Определим общее количество элементов суммы (13):

$$A(M) = M^2, \quad (14)$$

где:  $A$  – общее количество элементов.

Определим общее количество элементов вида  $(\tau_i \omega_i)^2$  в (13):

$$A_1(M) = M, \quad (15)$$

где:  $A_1$  – общее количество элементов вида  $(\tau_i \omega_i)^2$ .

Определим общее количество компонентов вида  $(\tau_i \omega_i)(\tau_j \omega_j)$ ,  $i \neq j$  в (13):

$$A_2(M) = A(M) - A_1(M) = M^2 - M, \quad (16)$$

где:  $A_2$  – общее количество элементов вида  $(\tau_i \omega_i)(\tau_j \omega_j)$ ,  $i \neq j$ .

Следовательно:

$$\begin{aligned} & \mathbf{M}[\Delta\kappa(M)^2] = \\ & = k_1^2 (M \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2] + (M^2 - M) \mathbf{M}[\tau]^2 \mathbf{M}[\omega]^2). \end{aligned} \quad (17)$$

Определим дисперсию потерь:

$$\mathbf{D}[\Delta\kappa(M)] = k_1^2 (M \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2] - M \mathbf{M}[\tau]^2 \mathbf{M}[\omega]^2). \quad (18)$$

Определим коэффициент вариации потерь:

$$v^2 = \frac{1}{M} (v_\tau^2 + 1)(v_\omega^2 + 1) - \frac{1}{M}. \quad (19)$$

Определим плотность вероятности доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа:

$$f_\omega(\omega) = f_\varphi(1 - \omega), \quad (20)$$

где:  $f_\omega$  – плотность вероятности доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа;  $f_\varphi$  – плотность вероятности доли площади поля, обработанной в возникновении отказа.

При равномерном распределении отказов на интервале выполнения технологической операции,  $f_\varphi = 1$  на интервале  $\varphi = [0, 1]$ . Следовательно,  $f_\omega = 1$  на интервале  $\omega = [0, 1]$ .

Исходя из свойств равномерного распределения:

$$\mathbf{M}[\omega] = \frac{1}{2}, \quad (21)$$

$$\sqrt{\mathbf{D}[\omega]} = \frac{1}{2\sqrt{3}}. \quad (22)$$

Следовательно:

$$v_\omega^2 = \frac{\mathbf{D}[\omega]}{(\mathbf{M}[\omega])^2} = \frac{1}{3}, \quad (23)$$

$$v = \sqrt{\frac{4}{3M} v_\tau^2 + \frac{1}{3M}}. \quad (24)$$

Таким образом, определены численные характеристики потери КРБП растений при условии, что при выполнении технологической операции произошло определенное количество отказов. Однако, при выполнении технологической операции может возникнуть произвольное количество отказов. Рассматривая потерю КРБП растений как вероятностную смесь, определим среднюю потерю КРБП растений с учетом вероятности возникновения определенного количества отказов получим:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = \sum_{n=1}^{\infty} p_n \mathbf{M}[\Delta\kappa(n)], \quad (25)$$

где:  $n$  – количество отказов;  $p_n$  – вероятность возникновения ровно  $n$  отказов при выполнении технологической операции.

Следовательно:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = k_1 \mathbf{M}[\omega] \mathbf{M}[\tau] \sum_{n=1}^{\infty} p_n n. \quad (26)$$

Вероятность возникновения определенного количества отказов в течение заданного промежутка времени определяется по закону Пуассона:

$$p_n = \frac{(w_0 T)^n}{n!} e^{-w_0 T}. \quad (27)$$

Следовательно:

$$\sum_{n=1}^{\infty} p_n n = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(w_0 T)^n}{n!} e^{-w_0 T} n = w_0 T, \quad (28)$$

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = k_1 \mathbf{M}[\omega] \mathbf{M}[\tau] w_0 T. \quad (29)$$

Аналогично определим второй начальный момент потерь КРБП растений:

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa^2] = \sum_{n=1}^{\infty} p_n \mathbf{M}[\Delta\kappa(n)^2], \quad (30)$$

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa^2] = w_0 T k_1^2 \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2] + (w_0 T)^2 k_1^2 \mathbf{M}[\tau]^2 \mathbf{M}[\omega]^2. \quad (31)$$

Определим дисперсию потерь КРБП растений:

$$\mathbf{D}[\Delta\kappa] = w_0 T k_1^2 \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2]. \quad (32)$$

Определим коэффициент вариации потерь КРБП растений:

$$v = \sqrt{\frac{1}{w_0 T} \cdot (v_\tau^2 + 1) \cdot (v_\omega^2 + 1)}. \quad (33)$$

При корректирующем ремонте отказы равно-

мерно распределены на интервале выполнения технологической операции. Тогда:

$$M[\omega] = 1/2. \tag{34}$$

Следовательно:

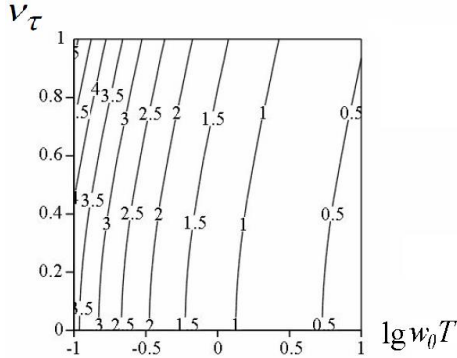
$$M[\Delta\kappa] = \frac{k_1 M[\tau] w_0 T}{2}. \tag{35}$$

Определим коэффициент вариации части площади поля, которая осталась необработанной на момент отказа, и коэффициент вариации потерь урожая:

$$v_\omega^2 = \frac{D[\omega]}{(M[\omega])^2} = \frac{1}{3}, \tag{36}$$

$$v = \sqrt{\frac{4}{3w_0 T} \cdot (v_\tau^2 + 1)}. \tag{37}$$

График зависимости (37) показан на рис. 1.



**Рис. 1.** Зависимость коэффициента вариации потерь урожая от вариации длительности восстановления машины, параметра потока отказов и продолжительности технологической операции

**Fig. 1.** Dependence of the coefficient of variation of the crop losses from coefficient of variation of recovery duration, failure intensity and duration of technological operation

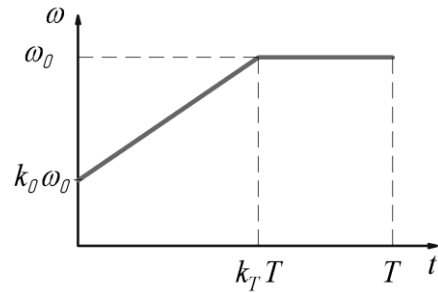
При экспоненциальном распределении продолжительности восстановления

$$v = \sqrt{\frac{8}{3wT}}. \tag{38}$$

Будем полагать, что перед выполнением технологической операции осуществляется диагностирование и замена потенциально ненадежных элементов (элементов с недостаточным остаточным ресурсом). После таких замен параметр потока отказов уменьшится, а затем будет асимптотически увеличиваться до исходного уровня.

Получим зависимости для численных характеристик потерь при использовании кусочно-линейных аппроксимаций увеличения параметра потока отказов во времени. При этом ограничимся одним интервалом увеличения этой интенсивности (на остальных интервалах полагаем ее постоянной).

Зависимость параметра потока отказов от времени показана на рис 2. Начало отсчета времени соответствует началу работы машины после диагностирования и превентивных замен.



**Рис. 2.** Зависимость параметра потока отказов от времени (вариант 1).

**Fig. 2.** Dependence of the failure intensity from time (variant 1).

Результат обслуживания будем характеризовать такими параметрами:

- начальный коэффициент уменьшения параметра потока отказов (характеризует остаточную долю потока отказов, имеющую место непосредственно после диагностирования и замен);

- интервал времени, в течение которого параметр потока отказов восстанавливается до исходного значения (характеризуется относительной величиной - долей продолжительности технологической операции).

Применим линейную аппроксимацию зависимости интенсивности потока отказов от времени:

$$w(t) = \begin{cases} w_0 \left( k_0 + k_w \frac{t}{T} \right), & 0 \leq t \leq k_T T \\ w_0, & k_T T > t > T \end{cases}, \tag{39}$$

где:  $w$  – параметр потока отказов, 1/с;  $w_0$  – исходное значение параметра потока отказов, 1/с;  $k_0$  – доля дефектов, не обнаруженных диагностированием и обуславливающая параметр потока отказов в начале технологической операции;  $k_w$  – коэффициент пропорциональности в линейной составляющей зависимости параметра потока отказов от времени, 1/с<sup>2</sup>;  $k_T$  – доля продолжительности технологической операции, во время которой параметр потока отказов восстанавливается до исходного значения.

Коэффициент пропорциональности  $k_w$  определим из условия:

$$w(k_T T) = w_0. \tag{40}$$

Следовательно:

$$k_w = \frac{1 - k_0}{k_T}. \tag{41}$$

В случае нестационарного потока отказов, как известно из теории вероятностей:

$$p_n = \frac{a^n}{n!} e^{-a}. \tag{42}$$

$$a = \int_0^T w(t) dt = w_0 T \frac{2 - k_T + k_0 k_T}{2}. \tag{43}$$

$$p_n = \frac{\left( w_0 T \frac{2 - k_T + k_0 k_T}{2} \right)^n}{n!} e^{-w_0 T \frac{2 - k_T + k_0 k_T}{2}}. \tag{44}$$

где:  $a$  – количество отказов.

Сравнивая эту формулу с формулой закона Пуассона для стационарного пролив отказов, можно сделать вывод, что:

$$p_n(w_0 T, k_0, k_T) = p_n(w^* T). \quad (45)$$

$$w^* = w_0 \frac{2 - k_T + k_0 k_T}{2}, \quad (46)$$

где:  $w^*$  – приведенный параметр потока отказов, 1/с.

Тогда:

$$\mathbf{M}[\Delta \kappa] = k_1 \mathbf{M}[\omega] \mathbf{M}[\tau] w^* T. \quad (47)$$

$$\mathbf{M}[\Delta \kappa^2] = w^* T k_1^2 \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2] + (w^* T)^2 k_1^2 \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega]^2 \quad (48)$$

$$\mathbf{D}[\Delta \kappa] = w^* T k_1^2 \mathbf{M}[\tau^2] \mathbf{M}[\omega^2]. \quad (49)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{1}{w^* T} \cdot (v_\tau^2 + 1) \cdot (v_\omega^2 + 1)}, \quad (50)$$

где:  $v_c$  – коэффициент вариации потерь при обслуживании по состоянию.

Определим численные характеристики доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа. Для этого определим плотность распределения доли площади поля, обработанной до наступления отказа, перейдя от функции времени в функции от доли площади поля:

$$\varphi = \frac{t}{T}. \quad (51)$$

$$w(\varphi) = \begin{cases} w_0 (k_0 + k_w \varphi), & 0 \leq \varphi \leq k_T \\ w_0, & k_T > \varphi > 1 \end{cases}. \quad (52)$$

$$f_\varphi(\varphi) = \frac{w(\varphi)}{\int_0^1 w(\varphi) d\varphi}. \quad (53)$$

Определим зависимость параметра потока отказов от доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа:

$$w(\omega) = \begin{cases} w_0 (k_0 + k_w (1 - \omega)), & 1 - k_T \leq \omega \leq 1 \\ w_0, & 0 > \omega > 1 - k_T \end{cases}. \quad (54)$$

Определим плотность распределения доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа:

$$f_\omega(\omega) = \frac{w(\omega)}{\int_0^1 w(\omega) d\omega}. \quad (55)$$

Определим математическое ожидание доли площади поля, которая оставалась необработанной при возникновении отказа:

$$\mathbf{M}[\omega] = \int_0^1 \omega f_\omega(\omega) d\omega = 1 - \frac{k_T}{3} + \frac{2k_T - 3}{3k_0 k_T - 3k_T + 6}. \quad (56)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}[\omega^2] &= \int_0^1 \omega^2 f_\omega(\omega) d\omega = \\ &= 1 + \frac{k_T^2 - 4k_T}{6} - \frac{k_T^2 - 4k_T + 4}{3k_0 k_T - 3k_T + 6}. \end{aligned} \quad (57)$$

$$v_\omega^2 = \frac{\mathbf{D}[\omega]}{(\mathbf{M}[\omega])^2} =$$

$$= \frac{3(2 - k_T k_0^*) \cdot (4 - k_T^3 k_0^* + 4k_T^2 k_0^* - 6k_T k_0^*)}{2(k_T^2 k_0^* - 3k_T k_0^* + 3)^2} - 1. \quad (58)$$

$$k_0^* = 1 - k_0, \quad (59)$$

где:  $k_0^*$  – предотвращенная часть потока отказов.

Следовательно:

$$v_c = \sqrt{\frac{v_\tau^2 + 1}{w_0 T} \cdot \frac{3(2 - k_T k_0^*) \cdot (4 - k_T^3 k_0^* + 4k_T^2 k_0^* - 6k_T k_0^*)}{(2 - k_T + k_0 k_T) \cdot (k_T^2 k_0^* - 3k_T k_0^* + 3)^2}}. \quad (60)$$

При экспоненциальном распределении продолжительности восстановлений машины:

$$v_{ce} = \sqrt{\frac{6 \cdot (4 - k_T^3 k_0^* + 4k_T^2 k_0^* - 6k_T k_0^*)}{w_0 T (k_T^2 k_0^* - 3k_T k_0^* + 3)^2}}. \quad (61)$$

где  $v_{ce}$  – коэффициент вариации потерь при экспоненциальном распределении продолжительности восстановлений.

Определим математическое ожидание потерь при обслуживании по состоянию:

$$\mathbf{M}[\Delta \kappa_c] = k_1 \mathbf{M}[\tau] \left( \frac{1}{2} - \frac{k_T k_0^*}{2} + \frac{k_T^2 k_0^*}{6} \right) w_0 T. \quad (62)$$

Рассмотрим случай, когда параметр потока отказов за время выполнения технологической операции не восстанавливается до своего исходного значения рис. 3.

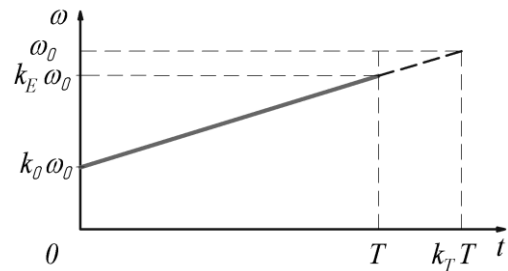


Рис. 3. Зависимость параметра потока отказов от времени

Fig. 3. Dependence of the failure intensity from time

В этом случае:

$$w(t) = w_0 \left( k_0 + k_w \frac{t}{T} \right), t \in [0 \leq t \leq T]. \quad (63)$$

Коэффициент пропорциональности определим из условия:

$$w(T) = k_E w_0, \quad (64)$$

где  $k_E$  – доля начального значения параметра потока отказов, до которой он восстанавливается в конце технологической операции.

Итак:

$$k_w = k_E - k_0. \quad (65)$$

$$w(t) = w_0 \left( k_0 + (k_E - k_0) \frac{t}{T} \right). \quad (66)$$

Определим эквивалентное значение параметра потока отказов и математическое ожидание количества отказов:

$$w^* = \frac{1}{T} \int_0^T w(t) dt = w_0 \frac{k_E + k_0}{2}. \quad (67)$$

Определив численные характеристики доли площади поля, которая остается необработанной при наступлении отказа, вычислим численные характеристики потерь урожая по формулам (48-50):

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = k_1 \mathbf{M}[\tau] w_0 T \frac{2k_0 + k_E}{6}. \quad (68)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{1}{w_0 T} \cdot (v_\tau^2 + 1) \cdot \frac{3(3k_0 + k_E)}{(2k_0 + k_E)^2}}. \quad (69)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{6(3k_0 + k_E)}{w_0 T (2k_0 + k_E)^2}}. \quad (70)$$

Поскольку всегда  $k_0 < k_E$ , то это создает неудобства при изображении полученных зависимостей в декартовой системе координат. Для этого целесообразно перейти от доли параметра потока отказов в конце технологической операции до значения интервала времени, в течение которого поток параметра потока отказов достигает исходного значения (рис. 3). Преобразуем формулу (63):

$$w(t) = w_0 \left( k_0 + \frac{1 - k_0}{k_T} \cdot \frac{t}{T} \right). \quad (71)$$

Определим численные характеристики доли площади поля, которая остается необработанной при наступлении отказа, и численные характеристики потерь урожая по формулам (47, 50):

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = k_1 \mathbf{M}[\tau] w_0 T \frac{3k_0 k_T - k_0 + 1}{6k_T}. \quad (72)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{(v_\tau^2 + 1) \cdot (3k_T + 12k_0 k_T^2 - 3k_0 k_T)}{w_0 T (3k_0 k_T - k_0 + 1)^2}}. \quad (73)$$

При экспоненциальном распределении продолжительности восстановления:

$$v_{ce} = \sqrt{\frac{6k_T + 24k_0 k_T^2 - 6k_0 k_T}{w_0 T (3k_0 k_T - k_0 + 1)^2}}. \quad (74)$$

Теперь рассмотрим случай, когда в результате диагностирования и превентивных замен удается предотвратить отказы в течение некоторого промежутка времени, по истечении которого параметр потока отказов нарастает линейно до исходного значения (рис. 4).

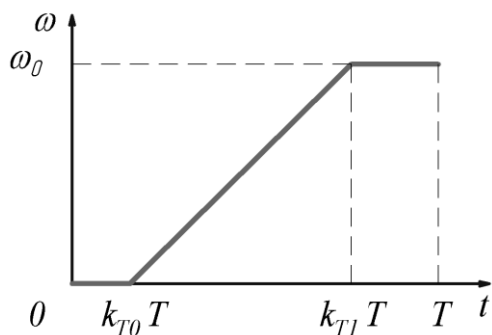


Рис. 4. Зависимость параметра потока отказов от времени

Fig. 4. Dependence of failure intensity from time

Рассмотрим кусочно-линейную аппроксимацию:

$$w(t) = \begin{cases} 0 & 0 \leq t \leq k_{T0}T \\ w_0 \left( k_0 + k_w \frac{t}{T} \right) & k_{T0}T < t \leq k_{T1}T, \\ w_0 & k_{T1}T < t \leq T \end{cases} \quad (75)$$

где  $k_{T0}$  – начальная доля продолжительности технологической операции, в ходе которой отказа отсутствуют;  $k_{T1}$  – завершающая часть продолжительности технологической операции, в ходе которой параметр потока отказов имеет исходное значение.

Коэффициенты, входящие в кусочно-линейной аппроксимации (75), определим из уравнений:

$$\begin{cases} w(k_{T0}T) = 0 \\ w(k_{T1}T) = w_0 \end{cases}. \quad (76)$$

$$k_w = \frac{1}{k_{T1} - k_{T0}}. \quad (77)$$

$$k_0 = -\frac{k_{T0}}{k_{T1} - k_{T0}}. \quad (78)$$

Определим эквивалентное значение параметра потока отказов:

$$w^* = \frac{1}{T} \int_0^T w(t) dt = w_0 \frac{2 - k_{T0} - k_{T1}}{2}. \quad (79)$$

Определим численные характеристики доли площади поля, которая остается необработанной при наступлении отказа, по формулам (56, 57):

$$\mathbf{M}[\omega] = \frac{1 - k_{T0}}{3} + \frac{1 - 2k_{T1} + k_{T1}^2}{3(2 - k_{T0} - k_{T1})}. \quad (80)$$

$$\mathbf{M}[\omega^2] = \frac{k_{T0}^2 - 2k_{T0} + k_{T1}^2 - 2k_{T1} + 1}{6}. \quad (81)$$

Это позволяет вычислить численные характеристики потерь урожая по формулам (47-50):

$$\mathbf{M}[\Delta\kappa] = k_1 \mathbf{M}[\tau] w_0 T \frac{k_{T0}^2 + k_{T0}k_{T1} - 3k_{T0} + k_{T1}^2 - 3k_{T1} + 3}{6}. \quad (82)$$

$$v_c = \sqrt{\frac{v_\tau^2 + 1}{w_0 T} \cdot \frac{3(2 - k_{T0} - k_{T1})(k_{T0}^2 - 2k_{T0} + k_{T1}^2 - 2k_{T1} + 2)}{(k_{T0}^2 + k_{T0}k_{T1} - 3k_{T0} + k_{T1}^2 - 3k_{T1} + 3)^2}}. \quad (83)$$

При экспоненциальном распределении продолжительности восстановления:

$$v_{ce} = \sqrt{\frac{6(2 - k_{T0} - k_{T1})(k_{T0}^2 - 2k_{T0} + k_{T1}^2 - 2k_{T1} + 2)}{w_0 T (k_{T0}^2 + k_{T0}k_{T1} - 3k_{T0} + k_{T1}^2 - 3k_{T1} + 3)^2}}. \quad (84)$$

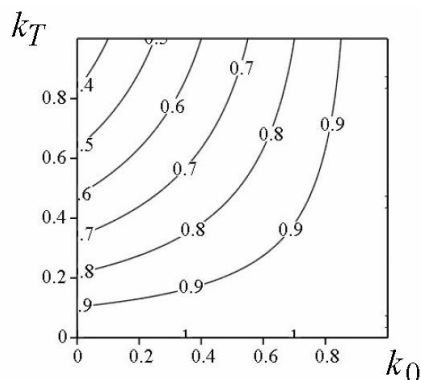
Определим соотношение математических ожиданий и коэффициентов вариации потерь при обслуживании по техническому состоянию и корректирующем ремонте.

$$K_M = \frac{\mathbf{M}[\Delta\kappa_c]}{\mathbf{M}[\Delta\kappa]} = 1 - k_T k_0^* + \frac{k_T^2 k_0^{*2}}{3}. \quad (85)$$

$$K_v = \frac{v_c}{v} = \sqrt{\frac{9(2 - k_T k_0^*) \cdot (4 - k_T^3 k_0^{*2} + 4k_T^2 k_0^{*2} - 6k_T k_0^{*2})}{4(2 - k_T + k_0 k_T) \cdot (k_T^2 k_0^{*2} - 3k_T k_0^{*2} + 3)^2}}. \quad (86)$$

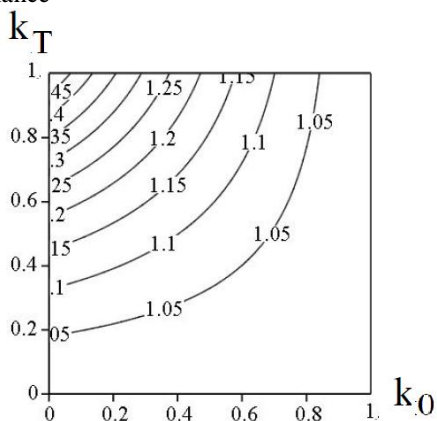
где  $K_M$  – соотношение математических ожиданий потерь при обслуживании по техническому состоянию и корректирующем ремонте;  $K_v$  – соотношение коэффициентов вариации потерь при обслуживании по состоянию и корректирующем ремонте.

Графики зависимостей (85, 86) показаны на рис. 5 и рис. 6.



**Рис. 5.** Соотношение вариации потерь урожая при корректирующем ремонте и обслуживании по техническому состоянию

**Fig. 5.** Ratio of the expectations of the crop losses upon condition-based maintenance and corrective maintenance



**Рис. 6.** Соотношение коэффициентов вариации потерь урожая при корректирующем ремонте и обслуживании по техническому состоянию

**Fig. 6.** Dependence of coefficient of variation of crop losses upon condition-based maintenance and corrective maintenance

Вычисляя значения численных характеристик потерь урожая, получим:

$$K_M = \frac{2k_0 + k_E}{3} \quad (87)$$

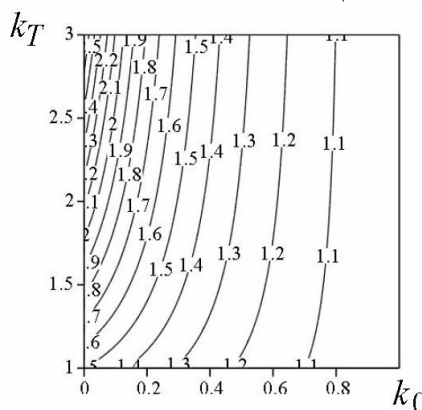
$$K_V = \frac{v_c}{v} = \sqrt{\frac{9(3k_0 + k_E)}{4(2k_0 + k_E)^2}} \quad (88)$$

или

$$K_M = k_0 + \frac{1 - k_0}{3k_T} \quad (89)$$

$$K_V = \frac{v_c}{v} = \sqrt{\frac{9k_T(4k_0k_T - k_0 + 1)}{4(3k_0k_T - k_0 + 1)^2}} \quad (90)$$

График зависимости (90) показан на рис. 7.



**Рис. 7.** Соотношение коэффициентов вариации потерь урожая при корректирующем ремонте и обслуживании по техническому состоянию

**Fig. 7.** Ratio of coefficients of variation of crop losses upon condition-based maintenance and corrective maintenance

Вычисляя значения численных характеристик потерь урожая, получим:

$$K_M = 1 - k_{T0} - k_{T1} + \frac{k_{T0}^2 + k_{T0}k_{T1} + k_{T1}^2}{3} \quad (91)$$

$$K_V = \frac{3}{2} \sqrt{\frac{(2 - k_{T0} - k_{T1})(k_{T0}^2 - 2k_{T0} + k_{T1}^2 - 2k_{T1} + 2)}{(k_{T0}^2 + k_{T0}k_{T1} - 3k_{T0} + k_{T1}^2 - 3k_{T1} + 3)^2}} \quad (92)$$

### ВЫВОДЫ

1. Получены зависимости численных характеристик (математическое ожидание, коэффициент вариации) потерь урожая вследствие отказов машины при выполнении технологической операции. Эти зависимости получены для двух стратегий технического обслуживания (корректирующего ремонта и обслуживания по состоянию), что позволило определить соотношения численных характеристик в зависимости от показателей качества обслуживания по состоянию.

2. Полученные зависимости могут использоваться при оптимизации правила превентивных замен при обслуживании по состоянию, что является перспективным направлением дальнейших исследований.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ковтун Ю. 2012.** Реализация биопотенциала сельхозкультур как показатель уровня индустриального земледелия. Техника и технологии АПК, № 11 (38), 31–35. (Украина)
2. **Ismail, Z.E., Abou-Elmagd A.E. and Abdel-Mageed A.E. 2010.** Timeliness costs in wheat production systems. *Misr J. Ag. Eng.* 27 (1), 75–89.
3. **Gunnarsson C., Spordly R. and Hansson P.A. 2005.** Costs for the Silage Harvest in Conventional and Organic Milk Production Timeliness. *Biosystems Engineering*, №92 (3), 285–293.

4. **Ahmad Mohammadi, Morteza Almasi, Alireza Masoudi, Saeed Minaei and Hamid Mashhadi Meighani. 2011.** Using Condition Monitoring to Estimate Repair and Maintenance Costs of Tractors in Iran. *Journal of American Science*, 7(5), 227–231.
5. **Кухтов В.Г. 2004.** Долговечность деталей шасси колесных тракторов. –Харьков: ХНАДУ, 292.
6. **Grinchenko O. and Alfiorov O. 2013.** Quickened defining tests with limiting combined regimens // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture., 15, №7, 36–39.
7. **Khodabakhshian R., Shakeri M. and Baradaran J. 2009.** Preventive Maintenance in Agricultural Machinery. *AIJSTPME* 2(2), 11-16.
8. **Abdelkarim D. Elfadil, Mamoun I. Dawelbeit, Abdalla S. Abdalla, Yousof E. Youfof. 2013.** Breakdowns and Associated Downtime for Trucks Employed in Sugarcane Transportation. *Gezira Journal of Engineering and Applied Sciences*, 3, No. 1, 1-5.
9. **Sait M. Say and Alim Isik. 2010.** Reliability Analysis of Combine Harvesters. *Journal of Agricultural Machinery Science*, 6 (1), 5 - 12.
10. **M. Poozesh, Mohtasebi S.S. Ahmadi H. and Asakereh A. 2012.** Determining the reliability function of farm tractors. *Elixir Project Mgmt.* 47, 9074-9078.
11. **Шевченко С.А. 2010.** Анализ влияния надежности машин технологического комплекса на вероятность выполнения производственного задания. *Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого*, №4, 30–36.
12. **Остапенко О. Н. 2013.** Риски сельскохозяйственных предприятий. *Экономика. Управление. Инновации*, № 2 (10),.
13. **Навроцкий С. 2008.** Систематизация рисков сельскохозяйственных предприятий. *Вестник КНУ им. Т. Шевченко. Экономика*, 105, 17-20. (Украина)
14. **Sukant K. Misra and Stan R. Spurlock. 1991.** Incorporating the impacts of uncertain fieldwork time on whole-farm risk-return levels: a target MOTAD approach. *Southern journal of agricultural economics*, December, 9–18.
15. **Сидорчук А., Сидорчук Л. 2014.** Метод создания концептуальной модели управленческо-информационных систем полеводства. *MOTROL, Commission of Motorization and energetics in agriculture*, 16, No.4, 26-31.
16. **Алескерова Ю.В. 2012.** Сельскохозяйственное страхование в зарубежных странах. *Сборник научных работ ВНАУ*, №4 (70), 2, 3–8. (Украина)
17. **Тумочко V., Padyuka R. 2014.** Prediction of losses in agricultural production output. *ECONTECHMOD*, 3. №4, 55–58.
18. **Кацитадзе Д.В., Сарджвеладзе Н.Н. 2012.** Теоретические основы для расчета единичных и комплексных показателей надежности сельскохозяйственной техники. *Machines, technologies, materials*, 6, No. 1, 1-4.
19. **Kalbarczyk R. 2009.** Reaction of field cucumber (*Cucumis sativus* L.) to the delay of agrotechnical dates and phenological phases in Poland. *Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brun*, LVII, No. 5, 159–166.
20. **Dash R.C. and Sirohi N.P.S. 2008.** A Computer Model to Select Optimum Size of Farm Power and Machinery for Paddy-Wheat Crop Rotation in Northern India. *Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal. Manuscript*, PM 08 012., X 1–12.
21. **Старцев А.В., Низамутдинова Н.С. 2009.** Обоснование паритетных цен на продукцию сельского хозяйства и сельхозмашиностроения (на примере уборочной техники). *Вестник Алтайского государственного аграрного университета*, 7 (57), 73–77.
22. **Шевченко С. 2013.** Исследование влияния длительности восстановления машины на потери продукции растениеводства. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*, 15, №7, 40-44.
23. **Пастухов В. И. 2006.** Обоснование оптимальных комплексов машин для механизации полевых работ: Дис.. д-ра техн. наук: 05.05.11 / Харьков: ХНТУСГ им Петра Василенко, 419.
24. **Eftymios Gr. Mygdakos. 2009.** Factors affecting picker capacity, area harvested and harvesting cost of cotton. *Journal of Food, Agriculture & Environment*, 7 (3&4), 214 - 223.

#### HARVEST LOSSES UPON CORRECTIVE MACHINE MAINTENANCE AND CONDITION-BASED MAINTENANCE BEFORE TECHNOLOGICAL OPERATION

**Summary.** Failures crop machinery lead to delays in execution of technological operations and loss of yield. Since these losses are random, when planning production activities appropriate to carry out probabilistic risk analysis.

The purpose of this paper is to compare crop losses upon corrective machine maintenance and condition-based maintenance. The cases when technological operation is done by one machine and the dependence of yield loss time operation is linear are analyzed. Expectation of crop losses and their coefficient of variation upon corrective machinery maintenance are defined (at the conditions that parameter of flow of the crop machinery failures is constant). At that it is considered the more of field if harvested before machinery failures the less is the harvest losses. These results are further used to compare maintenance and corrective maintenance of the technical condition.

Condition-based maintenance reduces the failure rate and the appropriate crop losses. In this article we analyzed the impact of diagnosis and preventive replacement of units before technological operations on reducing of crop losses.



Failure intensity decreases after diagnosis units and their preventive replacement, and further increases asymptotically to the initial value. The piecewise linear functions of time are used for approximation of these dependence. These functions parameters are the reduction factor of parameter of failure intensity immediately after preventive replacements and the rate of failures intensity increase. These parameters are indicators of quality of replacement policy.

The article presents the dependences of the expectation of crop losses and their coefficient of variation from changes of failures intensity after unit replacement. In particular the case is considered that the time of maintenance is followed by formula of exponential dependence.

The obtained results can be used in determining the reliability of technological systems of crop production and optimization of condition-based machine maintenance.

**Key words:** crop losses, failure, costs, timeliness, corrective maintenance, condition-based maintenance.



## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАГНИТНОГО СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ

**Виталий Власовец, Артем Науменко, Валерия Заец**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка*

*Проспект Московский 45, Харьков, Украина. E-mail: [zaietsvaleria@mail.ru](mailto:zaietsvaleria@mail.ru)*

**Vitaliy Vlasovets, Artem Naymenko, Valeria Zaiets**

*Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko*

*St. Artem 44, Kharkiv, Ukraina. E-mail: [zaietsvaleria@mail.ru](mailto:zaietsvaleria@mail.ru)*

**Аннотация.** Обобщены существующие теоретические модели устанавливающие взаимосвязь между закономерностями изменения структурного состояния и свойств железоуглеродистых сплавов на основе изменения магнитного параметра – коэрцитивной силы.

Но случае изучения реальных сталей и чугунов, с гетерогенной структурой, теория существенно усложняется. Коэрцитивная сила будет зависеть от ряда факторов: намагниченности каждой из фаз, проницаемости, относительного объема отдельных фаз и степени магнитного взаимодействия между ними. Теоретически эта задача не решена, поэтому для выявления закономерных связей между коэрцитивной силой и структурным состоянием огромную роль имеют экспериментальные исследования, а для моделирования процессов необходимо использовать системный подход. Это и изучение неметаллических включений, их влияние на напряженно-деформированное состояние, также изучение и улучшение технологического процесса, термообработки, и модифицирования и легирования стали и чугунов. А поскольку железоуглеродистые сплавы имеют концентрационную неоднородность, то существует различие и связь в физико-механических и магнитных свойствах. Поэтому для определения как непосредственно коэрцитивной силы, так и оцениваемых свойств необходимо предварительно выявить корреляционные зависимости между выходными параметрами прибора и искомой характеристикой.

**Ключевые слова:** орудия сельскохозяйственного производства, магнитный контроль качества, коэрцитивная сила, механические свойства.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Комплексная модернизация производства с внедрением современных достижений отечественной и мировой науки для обеспечения конкурентоспособности продукции за счет повышения ее качества – одно из главных стратегических направлений развития орудий сельскохозяйственного производства. Её реализация обусловлена, с одной стороны необходимостью повышения механических свойств изделий, изготовленных преимущественно из традиционных железоуглеродистых сплавов – сталей и

чугунов, а с другой - обеспечением их стабильности путем формирования заданного структурного состояния и фазового состава материалов, при производстве и эксплуатации.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Использование традиционных разрушающих методов контроля [1, 2] не позволяет отследить отклонения от оптимального уровня в структурном составе и фазовых свойствах каждого изделия [3]. Поэтому важным является разработка основ для применения неразрушающего магнитного метода контроля – по коэрцитивной силе [4, 5].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На основании обобщения существующих теоретических моделей установить возможность оценки закономерностей изменения структурного состояния и свойств железоуглеродистых сплавов на основе изменения магнитных параметров.

### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На сегодняшний день предпринято большое количество попыток теоретически описать закономерности изменения структурного состояния и свойств железоуглеродистых сплавов на основе изменения магнитных параметров [1-5] Причины изменения магнитных свойств при структурно-фазовых превращениях в железоуглеродистых сплавах связывают, с одной стороны [5-7] с задержкой роста обратной магнитной фазы вследствие увеличения поверхностной энергии граничного слоя, отделяющего зародыш от основного домена. С другой стороны [8, 9] с необратимыми смещениями доменных границ в результате их взаимодействия с неоднородностями сплава и различного рода дефектами кристаллического строения.

Причинами легкого образования зародышей (локального неоднородного вращения вектора намагниченности) могут быть сильные размагничивающие поля, возникающие вблизи пор, трещин, немагнитных включений, границ зерен [10-13]. На этом предположении построены теоретические модели Гудинафа [14-17], Магера [2, 18, 19] табл.1.1.

**Таблица 1.** Теоретические модели связи коэрцитивной силы ( $H_c$ ) и структурного состояния железоуглеродистых сплавов**Table 1.** Theoretical model of dependance of the ( $H_c$ ) coercive force and structural state of iron-carbon alloys

Фактор	Особенности модели	Зависимость	Автор
1	2	3	4
Диаметр зерен	Границы зерен являются возможными источниками зародышей перемagnичивания, размеры которых определяются размером зерна	$H_c = \frac{15}{16} \frac{\pi \gamma}{\mu_0 M_s} \frac{1}{d_3}, \quad (1.1)$ <p>где <math>\gamma</math> – энергия доменной границы, отделяющая зародыш от остальной части кристалла; <math>d_3</math> – средний диаметр зерна. Экспериментально подтверждено для железа высокой степени чистоты и электролитического <math>H_c = A/d_3 + B</math> (<math>A=0,0018-0,0032</math> А/см; <math>B=0-0,32</math> А/см).</p>	Гудинаф, Магер
Напряжения	$H_c$ максимальна при условии, если “дисперсность внутренних напряжений” близка к единице, т.е. $l \approx \delta$	$H_c \approx \rho_0 \frac{\lambda_s \Delta \bar{\sigma}_i}{\mu_0 M_s}, \quad (1.2)$ <p>где <math>\Delta \bar{\sigma}_i</math> – среднее значение амплитуды внутренних напряжений; <math>\rho_0</math> – “дисперсность внутренних напряжений”, определяемая отношением ширины доменной стенки к средней длине “волны напряжений” <math>l</math>, <math>\delta</math> – ширина доменной стенки, <math>\lambda_s</math> – магнитострикция насыщения</p> $H_c \approx \frac{\delta \lambda_s \Delta \bar{\sigma}_i}{l \mu_0 M_s} \text{ при } l \gg \delta; \quad H_c \approx \frac{1}{\delta} \frac{\lambda_s \Delta \bar{\sigma}_i}{\mu_0 M_s} \text{ при } l \ll \delta$	Керстен
Обобщенная модель	Учен вклад дислокационных напряжений (первый член в фигурных скобках) и включений (второй и третий члены)	$H_c = \frac{(\ln L_3 / 2\delta)^{1/2}}{\sqrt{2} \mu_0 M_s (L_1 L_2)^{1/2} \cos \varphi} \left\{ \left[ \frac{\rho_v}{3l} \delta (3Eb \lambda l ^2) \right]^{1/2} + \dots \right\} \quad (1.3)$ <p>(напряжения)</p> $\left\{ \dots + \left[ \frac{4\pi^2 \rho_{EF} d_{EF}^6 \gamma^2}{9\delta^3} + \rho_{ES} \delta \left( \frac{2\pi^4}{3} \left( \frac{1}{18} - \frac{1}{48} \right) \mu_0 M_s^2 d_{ES}^5 \right)^{1/2} \right] \right\}, \quad (1.4)$ <p>(включения)</p> <p>где <math>L_1, L_2</math> – линейные размеры доменов в плоскости, перпендикулярной вектору <math>H</math>; <math>L_3</math> – третий линейный размер доменов; <math>\delta</math> – ширина доменной границы; <math>\varphi</math> – угол между векторами <math>M</math> и <math>H</math>; <math>\rho_v</math> – поверхностная плотность дислокаций; <math>l</math> – проекция длины дислокационной линии на плоскость параллельную междоменной границе; <math>E</math> – модуль упругости; <math>\rho_{EF}</math> и <math>\rho_{ES}</math> – объемная плотность включений, размер которых соответствует <math>d_{EF} \ll \delta/2</math> и <math>d_{ES} \gg \delta/2</math></p>	Тройбле

В основе данных моделей лежит предположение, что границы зерен являются возможными источниками зародышей перемagnичивания, размеры которых определяются величиной зерна. Однако данными моделями не учитывается то, что возможным местом легкого образования зародышей перемagnичивания могут быть также участки неоднородностей (ликвационные зоны), обогащенные примесями, легирующими компонентами [20–22] или имеющие значительные локальные градиенты микронапряжений, дислокаций, что в данных теоретических моделях не учитывалось.

Связав изменение граничной энергии с изменением – магнитоупругой Керстен [23], предложил модель, учитывающую амплитуду и дисперсность внутренних микронапряжений в железоуглеродистом сплаве (табл.1.1). В данной модели не учитывались источники напряжений, в частности дислока-

ции, число которых может существенно увеличиваться при термической обработке сплава [24]. Вичена [25] предложил модель, учитывающую размеры доменной структуры и плотность дислокаций в сплаве, которая затем была уточнена Малекком [26]. Она учитывала размеры напряженных участков.

Несмотря на различные факторы, определяющие уровень коэрцитивной силы ( $H_c$ ), все выявленные исследования [46–53], учитывающие микронапряжения, рекомендуют её оценку по плотности дислокаций, что в ряде случаев подтверждено экспериментально [27].

Однако ни одна из рассмотренных теорий не учитывает расположение дислокаций на границах зерен, малоугловых границах, блоках мозаики и т.д. Это приводит к завышенным оценкам  $H_c$ , так как часть дислокаций, находящихся на близких расстояниях и имеющих различные знаки, будут оказывать

меньшее воздействие на доменную стенку по сравнению с единичной [28].

Для сталей с концентрацией углерода до 2%, который находится в связанном состоянии в форме  $Me_3C$  и играет роль “включений” Керстеном [25], [41] была предложена модель, где  $H_c$  пропорциональна объему включений в степени 2/3.

Однако для относительно крупных включений ( $d > \delta$ ) и значительной объемной концентрации ( $v > 0,01$ ) такая модель непригодна. Кондорский [29], Дийкстр [30], Верт [31] предложили учитывать дисперсность включений, так как от размера существенно зависит изменение магнитостатической энергии и поверхностного натяжения при прохождении доменной стенки через включение. Данная модель не учитывает намагниченность насыщения карбидной фазы (для  $Me_3C$ ) и отклонение от сферической формы включений. Известно [32], что незначительное изменение формы (соотношение осей более 4%) приводит к изменению  $H_c$  при прочих равных условиях. При расчете  $H_c$  по различным моделям “включений” для случая крупных не учитывалась магнитоэлектрическая энергия вторичных доменов, а также влияние действующих напряжений. Учет этих факторов [64] при размерах включений, больших  $m$ , может дать дополнительный (около 10%) вклад в повышение величины  $H_c$ .

Поскольку железоуглеродистые сплавы имеют концентрационную неоднородность [33], то существует локальное различие и в константах магнитной анизотропии, магнитоэлектрики насыщения и точек Кюри. Считая, что в сплаве существует некоторый усредненный “период” неоднородностей концентрации предложена модель [34], учитывающая влияние этого фактора.

Все рассмотренные выше модели учитывали, как правило, взаимодействие одного типа дефекта с доменной структурой. Тройбле обобщил результаты теоретических работ, касающихся использования  $H_c$  для оценки свойств материалов (см. табл. 1.1).

Анализ рассмотренных теоретических моделей показывает, что  $H_c$  является структурно-чувствительной характеристикой, реагирующей на различные изменения структурного состояния вещества, что подтверждается экспериментально. Однако использование  $H_c$  для точного количественного расчета процессов структурообразования сталей и чугунов, применяемых для изготовления орудий сельскохозяйственного производства, сталкивается с существенными трудностями, поскольку на эту характеристику влияет значительное количество факторов. Для её применения требуется анализ степени влияния всех изменяющихся факторов для вполне конкретных материалов и способов упрочнения. Попытки определения  $H_c$  с учетом изменения эффективной константы анизотропии дают очень большую величину, поскольку многие исходные данные взяты без учета реальной структуры или использованы параметры чистого железа. Даже учет влияния большого количества факторов (степени тетрагональности мартенситной решетки, величины внутренних напряжений; объема, формы и в некотором приближении распределения в матрице включений)

позволяет лишь приблизительно вычислить значение  $H_c$  закаленных и отпущенных железоуглеродистых сплавов.

## ВЫВОДЫ

Рассмотренные теоретические модели устанавливающие взаимосвязь между закономерностями изменения структурного состояния и свойств железоуглеродистых сплавов, используемых для изготовления орудий сельскохозяйственного производства, на основе изменения магнитного параметра – коэрцитивной силы можно использовать только для качественного описания процессов при изменении структурного состояния и фазового состава. Кроме того, во всех приведенных теоретических моделях рассмотрены однофазные системы, имеющие ферромагнитные включения. В случае изучения реальных сталей и чугунов, с гетерогенной структурой, теория существенно усложняется. Результирующая  $H_c$ , в этом случае, будет зависеть от ряда факторов: проницаемости, намагниченности каждой из фаз, относительного объема отдельных фаз и степени магнитного взаимодействия между ними. Теоретически эта задача не решена, поэтому для выявления закономерных связей между  $H_c$  и структурным состоянием огромную роль имеют экспериментальные исследования, а для моделирования процессов необходимо использовать системный подход.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Михеев М. Н. 1993.** Магнитные методы структурного анализа и неразрушающего контроля. / М. Н. Михеев, Э. С. Горкунов – М.: Наука, – 249.
2. **Cullity B.D. 2008.** Introduction to Magnetic Materials. / Cullity B.D., Graham C.D. – Indianapolis: Wiley-IEEE. 544.
3. **Goldman A. 2006.** Modern ferrite technology. / Goldman A. – Hardcover: Springer Science & Business. – 438.
4. **Bakshi A.V 2008** Electromagnetic Theory. / Bakshi A.V., Bakshi U.A. – Pune: Technical Publications. – 544.
5. **Martinez-de-Guerenu A. 2006.** Nondestructive characterization of recovery and recrystallization in cold rolled low carbon steel by magnetic hysteresis loops. / Martinez-de-Guerenu A., Gurruchaga K. // Third Joint European Magnetic Symposia. № 1. – 14–17.
6. **Sidorkin A.S. 2006.** Domain Structure in Ferroelectrics and Related Materials. / Sidorkin A.S. – Cambridge: Cambridge Int Science Publishing. – 234.
7. **Jungk T. 2009.** Contrast mechanisms for the detection of ferroelectric domains with scanning force microscopy. / T. Jungk, A. Hoffman // New Journal of Physics. – №11. – 62–75.

8. **Медведь А.В. 2005.** Прямое измерение коэрцитивности и обменного смещения полей перемангничивания магнитных пленок наноразмерной толщины с использованием анизотропного магниторезистивного эффекта. / А.В. Медведь, Р.Г. Крыштал, А.И. Крикунов, С.И. Касаткин // Письма в ЖТФ. Т. 31. – №20. – 44–49.
9. **Вонсовский С.В. 1971.** Магнетизм. / С.В. Вонсовский – М.: Наука, – 132.
10. **Мужицкий В.Ф. 2007.** Магнитостатическое поле поверхностного дефекта конечной протяженности. / В.Ф. Мужицкий, А.Е. Щубочкин // Контроль. Диагностика. №12. – 23–28.
11. **Newnham R. 2005.** Properties of materials. / A. Aharoni. – Oxford: Oxford University Press, – 378.
12. **Billinge S. 1998.** Lokal structure from diffraction. / S. Billinge, M. Thorpe. – Kluwer Academic Publishers: Springer, 399.
13. **Lalita U. 2005.** Electromagnetic nondestructive evaluation. / U. Lalita, N. Bowler. – Amsterdam: IOS Press, 254.
14. **Hubert A. 1998.** Magnetic Domains. The Analysis of Magnetic Microstructures. / A. Hubert, R. Schafer. – Berkeley: Springer, 720.
15. **Lannie K. 2007.** New Research on Superconductivity and Magnetism. / K. Lannie. – Hauppauge: Nova Publishers, 215.
16. **Goodenough J. 1963.** Magnetism and the chemical bond. / J. Goodenough. – New York: Interscience–Wiley, 342.
17. **Takahashi S. 2006.** Relationship between mechanical and magnetic properties in cold rolled low carbon steel. / S. Takahashi, S. Kobayashi, H. Kikuchi // J.Appl.Phys. – Vol.100. – №11. – 1048–1063.
18. **J. Stratton. 2007.** Electromagnetic theory. / Stratton J. – Indianapolis: Wiley–IEEE, 615.
19. **Зайкова В.А. 1992.** Доменная структура и магнитные свойства электротехнических сталей. / В.А. Зайкова, И.Е. Старцева, Б.Н. Филиппов. – М: Наука, – 270.
20. **Сандомирский С.Г. 2006.** Возможности и ограничения магнитного контроля структуры чугуновых отливок (обзор) / С.Г. Сандомирский // Литье и металлургия. – №2. – 118–123.
21. **Бетень Г.Ф., Анискович Г.И. 2013.** MOTROL. Модификация структуры и механических свойств стали пониженной прокаливаемости при импульсном закалочном охлаждении жидкостью, 15 №7, 80–86.
22. **Когут Н., Гуменюк Р. 2014.** MOTROL. Влияние технологических факторов на изменение трещиностойкости термонапряженной арматуры, 16 №4, 189–192.
23. **Schlenker M. 2005.** Magnetism: Fundamentals. / Étienne Du Trémolet de Lacheisserie, Damien Gignoux, Michel Schlenker. – Berkeley: Springer – 507.
24. **Дяченко С.С. 2003.** Физические основы прочности и пластичности металлов. / С.С. Дяченко. – Харьков: ХНАДУ – 226.
25. **Visintin A. 1993.** Models of Hysteresis. / A.Visintin. – Danvers: CRC Press – 221.
26. **Paul D.I. 1975.** New Theory of Coercive Force of Ferromagnetic Materials. / D.I. Paul, R. Friedberg // Phys.Rev. – Vol.34. – №22. – 1415–1425.
27. **Михеев М.Н. 1985.** Магнитные методы неразрушающего контроля структурного состояния и прочностных характеристик термически обработанных сталей. / М.Н. Михеев, Э.С. Горкунов // Дефектоскопия. – №3. 3–21.
28. **Ekhard K. 1993.** Phase transitions in ferroelastic and co-elastic crystals. / K. Ekhard, H. Salije. – Cambridge: Cambridge University Press, – 296.
29. **Новгородцев А.Б. 2001.** Теория электромагнитного поля. / А.Б. Новгородцев. – СПб: СПбГТУ, – 248 с.
30. **Stefanita C.G. 2008.** From Bulk to Nano / C.G. Ted. Stefanita. – Berkeley: Springer – 171.
31. **Paul D.I. 1982.** General theory of the coercive force due to domain wall pinning. / D.I. Paul // J. Appl.Phys. – Vol.53. – №3. 1063–1069.
32. **Malek J. 1998.** Binder mean-free-path determination in cemented carbide by coercive force and material composition. / J. Malek, R. Porat // Materials Science and Engineering: A. – Vol. 105–106 – №11. 289–292.
33. **Майборода В.П. 2002.** Структурные аспекты теории плавления и затвердевания. / В.П. Майборода, А.П. Шпак, И.Т. Куницкий – К: Академперіодика – 124.
34. **Щербинин В.Е. 1996.** Магнитный контроль качества металлов. / В. Е. Щербинин, Э. С. Горкунов – Екатеринбург: УрО РАН – 263.
35. **Argon A.S. 2007.** Strengthening Mechanisms in Crystal Plasticity. / A.S. Argon. – Oxford: Oxford University Press – 404.

#### THE THEORETICAL GROUNDING OF USING OF THE MAGNETIC STRUCTURAL ANALYSIS TO EVALUATE THE PROPERTIES OF DETAILS

**Summary.** The existing theoretical models of the relationship between dependences of changes the structural state and properties of iron-based alloys on the base of changes of magnetic parameter – coercive force are summarized. In the case of study of real steel and cast iron with a heterogeneous structure the theory is greatly complicated. The coercive force will depend on several factors: the magnetization of each of the phases, carrying-permittivity, the relative volume of the individual phases and the extent of the magnetic interaction between them.

Theoretically this problem is not solved, so to find the appropriate connections between the coercive force and the structural state the experimental studies has a huge role, and for the simulation of processes the system approach is necessary to use. This is a study of non-metallic inclusions, its impact on the stress-strain state, as well study and improvement of technological process, heat treatment, and modification and alloying of steel and cast iron. Because the iron-carbon alloys are concentration heterogeneity there is difference and connection in the mechanical and magnetic properties.

Therefore, to determine the coercive force, and evaluating properties one had to find previously the correlations between the output parameters of the device and the desired characteristics.

**Key words:** agricultural equipment, magnetic control of quality, coercive force, mechanical properties.

## ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПЛОСКИМИ ВИБРАЦИОННЫМИ РЕШЕТКАМИ

*Михаил Пивень*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени П. Василенка*

*Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: [info@khntusg.com.ua](mailto:info@khntusg.com.ua)*

*Mykhail Piven*

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

*St. Artema, 44, Kharkiv, Ukraine. E-mail: [info@khntusg.com.ua](mailto:info@khntusg.com.ua)*

**Аннотация.** В статье решена задача повышения эффективности процесса сепарирования зерновых смесей (ЗС) плоскими вибрационными решетками путем интенсификации внутрислоевых процессов.

В режимах высоких удельных загрузок эффективность процесса сепарирования снижается, вследствие увеличения толщины слоя смеси [1]. Для повышения эффективности сепарирования целесообразно интенсифицировать внутрислоевые процессы путем увеличения пористости и градиента скорости смеси по глубине слоя с помощью разрыхлителей. Разработаны новые конструкции решет, на рабочих поверхностях которых, на поперечных перемычках, закреплены разрыхлители в виде ребер и рифлей. При вибрациях решет, ребра и рифли разрыхляют ЗС, увеличивают скорость послыного движения.

Представлена математическая модель процесса сепарирования ЗС плоскими вибрационными решетками с разрыхлителями на рабочей поверхности. Установлены закономерности изменения пористости и скорости послыного движения потока ЗС от удельной загрузки решет, глубины слоя, конструктивных параметров разрыхлителей. Определены значения пористости и градиента скорости смеси обеспечивающие наибольшую эффективность сегрегации. Исследовано динамику проходовой частицы с учетом закономерностей пористости, скорости послыного движения, конструктивных параметров разрыхлителей. Получены траектории внутрислоевого движения проходových частиц, зависимости радиальной и осевой составляющих скорости частиц на серийных и разработанных решетках. Эффективность сегрегации определялась отношением радиальной составляющей скорости проходовой частицы к скорости, при которой все частицы выделяются из слоя на всей длине решета. Установлено, что применение разработанных разрыхлителей интенсифицирует процесс сегрегации и повышает его эффективность на 35...40%. Для паспортных режимов работы вибрационных сепараторов обоснованы конструктивные параметры разрыхлителей.

**Ключевые слова:** сегрегация, зерновые смеси, разрыхлители, пористость, скорость, сепаратор.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Сепарирование ЗС в режимах высоких удельных загрузок приводит к увеличению толщины слоя смеси, что снижает эффективность процесса. Проходовые частицы не успевают выделиться из слоя и достигнуть поверхности решета, чтобы просеяться через его отверстия. В результате засоренность зернового материала возрастает, качество разделения снижается. Таким образом, для повышения эффективности сепарирования необходимо интенсифицировать внутрислоевые процессы, называемые сегрегацией.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованиями Б.И. Котова, С.П. Степаненко [2-3] установлено, что повышение эффективности работы зерновых сепараторов заключается в интенсификации внутрислоевых процессов, путем увеличения разрыхленности ЗС. Экспериментальными исследованиями О.Б. Юшкова [4] установлено, что управление сегрегацией по размеру частиц достигается путем изменения скорости сдвига элементарных слоев.

В работе [5-6] интенсификация процесса сегрегации путем увеличения пористости и скорости послыного движения достигнута оптимизацией кинематических режимов работы решета. Однако, кинематические режимы, оптимальные для сегрегации, не являются таковыми для просеивания. В работах [7-8] исследована интенсификация сегрегации восходящим воздушным потоком. Применение воздушного потока уменьшает внутреннее трение смеси, увеличивает степень разрыхленности слоя, что способствует быстрому выделению из него частиц. Однако, восходящий воздушный поток препятствует прохождению семян через отверстия и значительно усложняет конструкцию машины. Поэтому разрыхлять ЗС и интенсифицировать послыное движение необходимо способом, не затрудняющим просеивание семян.

Наиболее рационально интенсифицировать сегрегацию применением разрыхлителей ЗС [9-10]. Они сообщают дополнительные воздействия в

смесь, разрыхляют ее и не препятствуют прохождению зерен сквозь отверстия решет.

Исследованиями Л.Н. Тищенко [11-14] определен способ интенсификации сегрегации путем применения поверхностных и объемных разрыхлителей как наиболее рациональный. Им разработаны основы интенсификации внутрислоевых процессов виброцентрибежного сепарирования.

В этих работах допускалось, что законы движения частиц внутри слоя подчиняются уравнениям для движения вязкой жидкости. Однако динамическое поведение сыпучей ЗС отличается от поведения вязкой жидкости, определяется трением между ее частицами, столкновениями и другими видами взаимодействий.

Для описания движения ЗС по поверхностям вибрационных решет наиболее приемлема модель быстрых движений гранулированных сред [15]. ЗС совершает быстрые движения, и ее динамическое состояние существенно зависит от размеров зерна и скоростей сдвига.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – интенсификация процесса сегрегации, обоснование его рациональных параметров при сепарировании плоскими вибрационными решетками.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Лабораторией послеуборочной обработки зерна ХНТУСХ имени Петра Василенка разработаны новые конструкции разрыхлителей в виде наваренных на поперечных перемычках ребер или выштампованных продолговатых рифлей (рис.1, 2). При работе решета, ребра и рифли сообщают воздействия на смесь, разрыхляют ее и оказывают дополнительное сопротивление нижнему элементарному слою, увеличивая интенсивность послонного движения.

Ребра устанавливаются на подсевном решете, а рифли на сортировальном решете. Размеры продолговатых отверстий подсевного решета 1,7×16 мм<sup>2</sup>, сортировального 2,2×20 мм<sup>2</sup>. Конструктивными параметрами разрыхлителей являются: диаметр ребер  $d_{реб}$ ; расстояние между ребрами  $l_{реб}$ ; высота рифлей  $h_{риф}$ ; расстояние между рядами рифлей  $l_{риф}$ ; расстояние между рифлями  $l^*$ ; ширина рифлей  $b_{риф}$ ; длина рифлей  $a_{риф}$ .

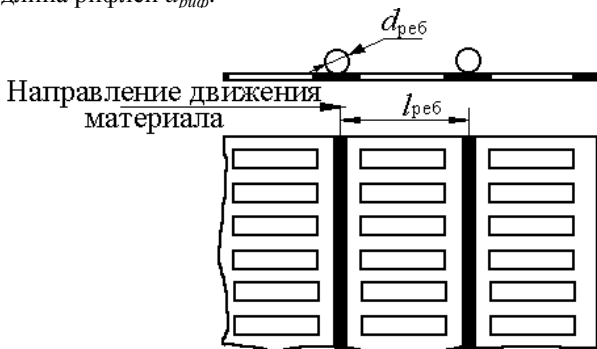


Рис. 1. Конструктивная схема оребренного решета

Fig. 1. Structural chart of ribbed sieve

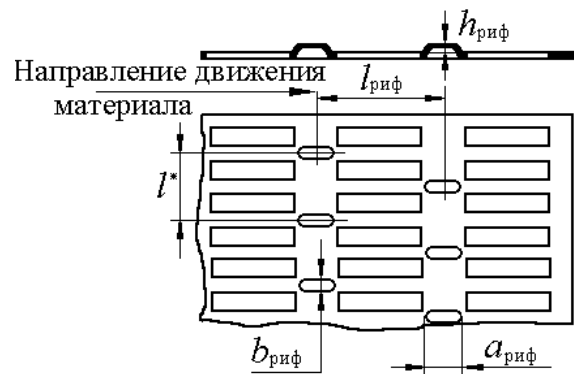


Рис. 2. Конструктивная схема рифленого решета

Fig. 2. Structural chart of rifled sieve

Методом отсеивающих экспериментов установлено, что ширина и длина рифлей не оказывают существенного влияния на процесс, и они были исключены из дальнейшего рассмотрения.

Для описания динамики внутрислоевых процессов использована теория быстрых движений гранулированных сред [15-17]. Математическая модель внутрислоевых процессов на рабочей поверхности плоского вибрационного решета получена в работе [18]. Уравнения описывающие движение ЗС имеют вид:

$$\frac{d}{dy} \left[ \alpha \psi \left( \frac{dv_1}{dy} \right)^2 \right] - \gamma_1 g \cos \theta v_1 = 0, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dy} \left[ \mu \left( \frac{dv}{dy} \right) \right] + \gamma_1 g \sin \theta v_1 = 0, \quad (2)$$

где:  $y$  – нормальная координата, направленная от свободной поверхности слоя к решету;  $\alpha$  – феноменологический коэффициент,  $\psi = \Phi + 2$ ;  $\Phi = \left[ (1 + f^2)^{1/2} / f - 1 \right]$ ;  $f = f_0 (1 + e^{-B}) / 2$ ;  $f$  – динамический коэффициент внутреннего трения;  $f_0$  – коэффициент внутреннего трения при отсутствии вибрации;  $B = r_{колВ} \omega_{кол}^2 / g$ ,  $r_{колВ} = r_{кол} \sin(\beta + \theta)$ ;  $\omega_{кол}$  – частота колебаний решета;  $g$  – ускорение свободного падения;  $r_{кол}$  – радиуса кривошипа вибровозбудителя (амплитуда колебаний);  $\beta$  – угол направления колебаний;  $\theta$  – угол наклона решета к горизонту,  $v_1$  – объемная плотность ЗС,  $v_1 = 1 - \epsilon$ ;  $\epsilon$  – пористость ЗС;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $v$  – скорость ЗС;  $\gamma_1$  – плотность частиц несущего потока.

Уравнения (1), (2) дополняются граничными условиями:

на свободной поверхности слоя:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

на поверхности серийного решета:

$$\left[ \vec{n} \cdot \hat{T}^{(1)} \right]_{\tau} = f_{ск} \left[ \vec{n} \cdot \hat{T}^{(1)} \cdot \vec{n} \right],$$

на поверхности оребренного решета:



$$\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \left(1 - \frac{d_{реб}}{l_{реб}}\right) f_{ск} \alpha \psi \left(\frac{\partial v_1}{\partial y}\right)^2 + \frac{d_{реб}}{l_{реб}} \frac{C_d \gamma_1 v_1}{2h^2} \left(\int_0^h v dy\right)^2 = 0, \quad (4)$$

на поверхности рифленого решета:

$$\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \left(1 - \frac{8h_{руф}^2}{l_{руф} \cdot l^*}\right) f_{ск} \alpha \psi \left(\frac{\partial v_1}{\partial y}\right)^2 + \frac{\pi h_{руф}^2}{l_{руф} \cdot l^*} \frac{C_d \gamma_1 v_1}{2h^2} \left(\int_0^h v dy\right)^2 = 0, \quad (5)$$

где:  $\vec{n}$  – нормаль к поверхности решета;  $\hat{T}^{(1)}$  – тензор напряжений;  $f_{ск} = f_{0ск} \left(1 + e^{-(B+\zeta G)}\right)/2$  – коэффициент внешнего трения скольжения зерна по решету;  $f_{0ск}$  – коэффициент внешнего трения скольжения в отсутствии вибрации;  $\zeta$  – эмпирический коэффициент;  $G = r_{колG} \omega_{кол}^2 / g$ ,  $r_{колG} = r_{кол} \cos(\beta + \theta)$ ,  $C_d$  – безразмерный коэффициент сопротивления ребер и рифлей движению смеси;  $h$  – толщина слоя смеси.

При решетном сепарировании интенсивность сегрегации оценивают скоростью продвижения мелких частиц из слоя к решету. Уравнения, определяющие радиальную  $u$  и продольную  $w$  составляющие относительной скорости мелкой частицы в слое ЗС, имеют вид:

$$u(t, x, y) = \frac{Cg \cos \theta}{A} \left[ 1 - e^{-Ax/v} - Hev(x-vt) \left( e^{-At} - e^{-Ax/v} \right) \right], \quad (6)$$

$$w(t, x, y) = \frac{Cg \sin \theta}{A} \left( 1 - e^{-\frac{Ax}{v}} \right) - \frac{Cg \cos \theta}{A} \frac{dv}{dy} \times \left[ \left( \frac{x}{v} + \frac{1}{A} \right) e^{-\frac{Ax}{v}} - \frac{1}{A} \right] - Hev(x-vt) \times \left\{ \frac{Cg \sin \theta}{A} \left( e^{-At} - e^{-\frac{Ax}{v}} \right) + \frac{Cg \cos \theta}{A} \frac{dv}{dy} \times \left[ te^{-\frac{Ax}{v}} + \frac{e^{-At} - e^{-\frac{Ax}{v}}}{A} - \frac{x}{v} e^{-\frac{Ax}{v}} \right] \right\}, \quad (7)$$

где:  $t$  – время;  $x$  – продольная координата, направленная вдоль решета в сторону движения материала;

$$C = 1 - \gamma_1 v_1 / \gamma_2, \quad A = \frac{3K_\mu \mu v_1}{4\pi a_{част} \gamma_2}, \quad K_\mu - \text{эмпирический}$$

коэффициент сопротивления движению частицы;  $a_{част}$  – эквивалентный радиус мелкой частицы,  $\gamma_2$  – плотность мелких частиц;  $Hev(\xi) = \begin{cases} 0, npi & (\xi < 0) \\ 1, npi & (\xi > 0) \end{cases}$  – функция Хевисайда.

Для проведения численных расчетов примем следующие значения кинематических параметров, рекомендуемых в работе [19]: амплитуда колебаний решета  $r_{кол} = 0,0075$  м; круговая частота колебаний решета  $\omega_{кол} = 52,33$  рад/с; угол наклона решета к го-

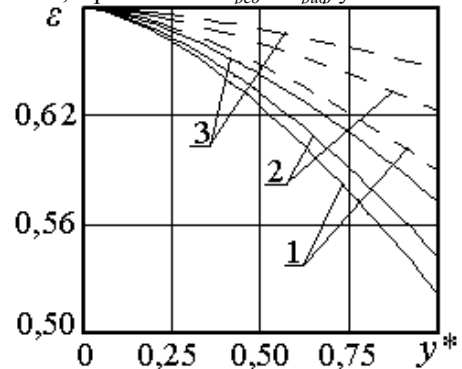
ризонту  $\theta = 8^\circ$ ; угол направленности колебаний  $\beta = -8^\circ$ ; длина решета  $L = 0,79$  м; удельная загрузка решета  $q = 60 \dots 90$  кг/час·дм<sup>2</sup>. Для ЗС взяты следующие значения физико-механических свойств пшеницы [20]: коэффициент внешнего трения скольжения по решету  $f_{ск} = 0,43$ ; коэффициент внутреннего трения  $f_0 = 0,47$ ; плотность частиц ЗС  $\gamma_1 = 1350$  кг/м<sup>3</sup>. Численные значения эмпирических коэффициентов приняты:  $\alpha = 3,38$  кг·м/с<sup>2</sup>;  $C_d = 1,29$ ;  $\mu = 0,033 \dots 0,122$  Па·с. Значения физико-механических свойств проходных частиц варьировались в пределах: плотность  $\gamma_2 = 900 \dots 1100$  кг/м<sup>3</sup>; эквивалентный радиус частицы  $a_{част} = 0,5 \dots 0,75$  мм; коэффициент сопротивления движению частицы  $K_\mu = 390 \dots 520$ .

Исследуем основные закономерности процесса сегрегации и определим его оптимальные параметры.

На рис. 3-6 представлены зависимости пористости  $\varepsilon$  и скорости  $v$  ЗС от глубины слоя  $y^*$ , удельной загрузки решета, конструктивных параметров ребер и рифлей.

Глубина слоя определяется безразмерной величиной  $y^*$ , равной отношению расстояния между свободной поверхностью слоя и рассматриваемым элементарным слоем, к общей толщине слоя. Так свободной поверхности слоя соответствует  $y^* = 0$ , а поверхности решета  $y^* = 1$ .

Конструктивные параметры ребер и рифлей оценивались соотношением  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{руф}/l_{руф}$ . С увеличением данных соотношений  $d_{реб}$  и  $h_{руф}$  возрастают, а расстояния  $l_{реб}$  и  $l_{руф}$  уменьшаются.

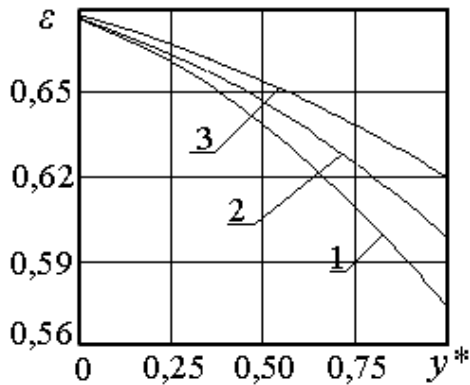


**Рис. 3.** Зависимости пористости  $\varepsilon$  ЗС от глубины слоя  $y^*$ , удельной загрузки  $q$  и конструктивных параметров ребер: 1 – серийное решето; 2 –  $d_{реб}/l_{реб} = 0,03$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб} = 0,06$ ; – – – – –  $q = 60$  кг/час·дм<sup>2</sup>; — — — — —  $q = 90$  кг/час·дм<sup>2</sup>

**Fig. 3.** Dependences of GM porosity  $\varepsilon$  on the layer depth  $y^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: 1 – serial sieve; 2 –  $d_{реб}/l_{реб} = 0,03$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб} = 0,06$ ; – – – – –  $q = 60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>; — — — — —  $q = 90$  kg/hour·дм<sup>2</sup>

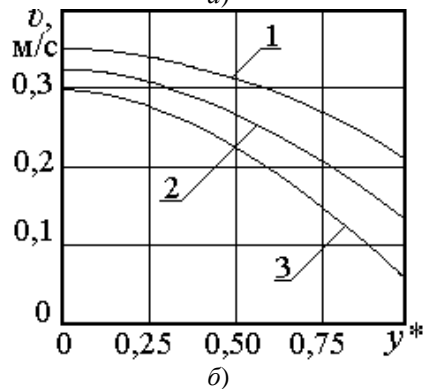
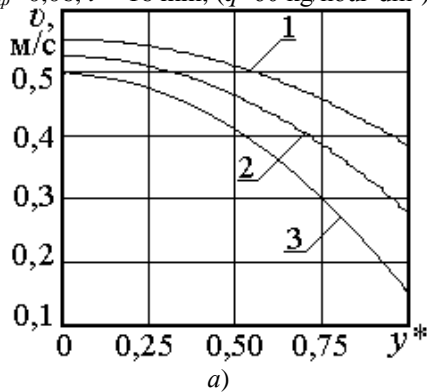
Из рис. 3, 4 видно, что пористость ЗС уменьшается с глубиной не линейно. При увеличении соотношений  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{руф}/l_{руф}$  и уменьшении расстояния между рифлями  $l^*$  пористость увеличивается, кривая зависимости  $\varepsilon(y^*)$  выравнивается по глубине слоя. Это объясняется возрастающим воздействием ребер и рифлей на смесь, приводящем к разрыхлению и увеличению пористости. Численные значения пористости на оребренном решете больше, чем на рифленом. Увеличение удельной загрузки решета  $q$

приводит к снижению пористости, вследствие увеличения давления вышележащих слоев.



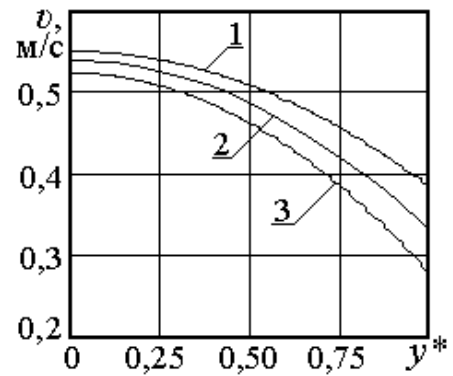
**Рис. 4.** Зависимости пористости  $\varepsilon$  ЗС от глубины слоя  $y^*$  и конструктивных параметров рифлей: 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03, l^*=30$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06, l^*=16$  мм; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 4.** Dependences of GM porosity  $\varepsilon$  on the layer depth  $y^*$  and constructional parameters of rifles: 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03, l^*=30$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06, l^*=16$  mm; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)



**Рис. 5.** Зависимости скорости ЗС  $v$  от глубины слоя  $y^*$ , удельной загрузки  $q$  и конструктивных параметров ребер: 1 – серийное решето; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,03$ ; 3 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,06$ ; а)  $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>; б)  $q=90$  кг/час·дм<sup>2</sup>

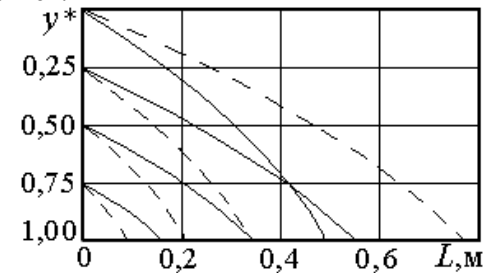
**Fig. 5.** Dependences of GM speed  $v$  on the layer depth  $y^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: 1 – serial a) –  $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>; б) –  $q=90$  kg/hour·дм<sup>2</sup>



**Рис. 6.** Зависимости скорости ЗС  $v$  от глубины слоя  $y^*$  и конструктивных параметров рифлей: 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03, l^*=30$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06, l^*=16$  мм; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

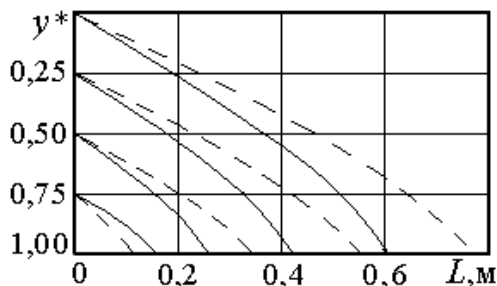
**Fig. 6.** Dependences of GM speed  $v$  on the layer depth  $y^*$  and constructional parameters of rifles: 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03, l^*=30$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06, l^*=16$  mm; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)

Скорость движения ЗС уменьшается с глубиной, верхние слои перемещаются быстрее, нижние – медленнее (рис.5, 6). Зависимость  $v(y^*)$  является нелинейной.



**Рис. 7.** Зависимости траекторий мелких частиц по глубине слоя  $y^*$  и длине  $L$  плоского решета от конструктивных параметров ребер: - - - - - серийное решето; \_\_\_\_\_ –  $d_{реб}/l_{реб}=0,06$ ; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 7.** Dependences of trajectory of small particles on the layer depth  $y^*$ , sieve length and constructional parameters of ribs: - - - - - serial sieve; \_\_\_\_\_ –  $d_{реб}/l_{реб}=0,06$ ; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)



**Рис. 8.** Зависимости траекторий мелких частиц по глубине слоя  $y^*$  и длине  $L$  плоского решета от конструктивных параметров рифлей: - - - - - серийное решето; \_\_\_\_\_ –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06; l^*=16$ мм; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 8.** Dependences of trajectory of small particles on the layer depth  $y^*$ , sieve length and constructional parameters of rifles: - - - - - serial sieve; \_\_\_\_\_ –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06; l^*=16$  mm; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)

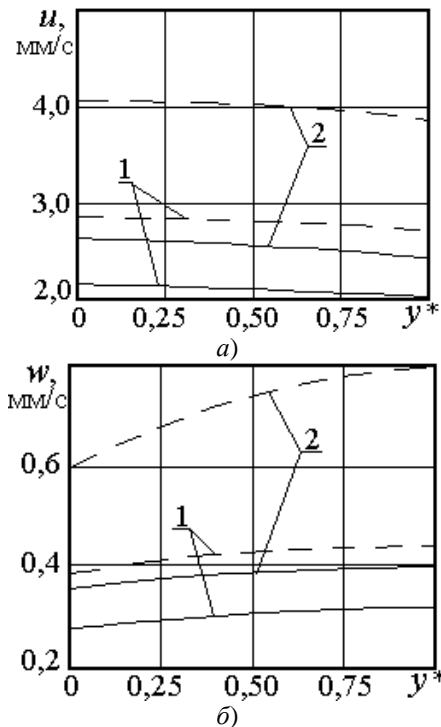
С увеличением  $h_{риф}/l_{риф}, d_{реб}/l_{реб}$  и уменьшением

$l^*$  возрастает сопротивление движению нижнего элементарного слоя, что приводит к незначительному снижению скорости. Разность скоростей верхнего и нижнего элементарных слоев при этом возрастает, градиент скорости по глубине слоя увеличивается.

При увеличении удельной загрузки решета, скорость ЗС увеличивается. Это объясняется стеканием вниз вышележащих слоев под действием силы тяжести.

На рис. 7, 8 представлены траектории движения мелких частиц по глубине слоя  $y^*$  и длине  $L$  плоского решета.

Длина проекции траектории частицы на решето характеризует эффективность процесса сегрегации. Чем меньше длина этого участка, тем быстрее частицы достигают поверхности решета и эффективность сегрегации возрастает. Из рис. 7, 8 видно, что с применением разрыхлителей, проекции траекторий движения мелких частиц уменьшаются. Это объясняется разрыхлением смеси и увеличением интенсивности послойного движения. Силы сопротивления движению мелких частиц уменьшаются, и они быстрее проникают в поры нижележащих слоев.



**Рис. 9.** Зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой частицы от глубины слоя  $y^*$ , удельной загрузки и конструктивных параметров ребер: а)  $u(y^*)$ ; б)  $w(y^*)$ ; 1 – серийное решето; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,06$ ; — — — — —  $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>; — — — — —  $q=90$  кг/час·дм<sup>2</sup>

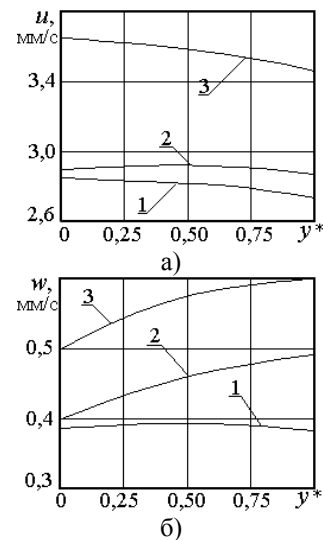
**Fig. 9.** Dependences of radial and axial speed components of small particles on the layer depth  $y^*$ , loading  $q$  and constructional parameters of ribs: а)  $u(y^*)$ ; б)  $w(y^*)$ ; 1 – serial sieve; 2 –  $d_{реб}/l_{реб}=0,06$ ; — — — — —  $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>; — — — — —  $q=90$  kg/hour·дм<sup>2</sup>

На рис. 9, 10 представлены зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой

частицы от глубины слоя, удельной загрузки, конструктивных параметров ребер и рифлей.

Радиальная составляющая  $u$  скорости мелкой частицы уменьшается с глубиной, что объясняется уменьшением пористости. Осевая составляющая  $w$  также изменяется по глубине, кривая зависимости  $w(y^*)$  имеет экстремум, расположенный в середине слоя. Численные значения осевой составляющей  $w$  в несколько раз меньше радиальной  $u$ .

При увеличении соотношений  $d_{реб}/l_{реб}$ ,  $h_{риф}/l_{риф}$  и уменьшении  $l^*$  радиальная  $u$  и осевая  $w$  составляющие скорости увеличиваются. Кривые зависимостей  $u(y^*)$  выравниваются, т.е. скорости приближаются к одинаковой величине по всей глубине слоя. При увеличении удельной загрузки  $q$  (рис. 9) радиальная  $u$  и осевая  $w$  составляющие скорости уменьшаются, что объясняется уплотнением смеси вышележащими слоями.

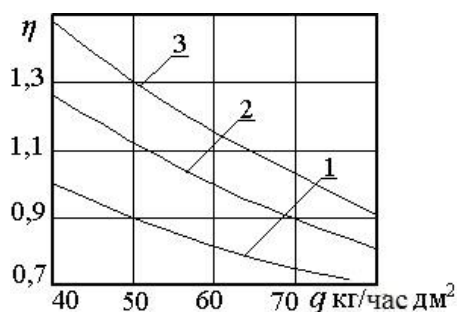


**Рис. 10.** Зависимости радиальной  $u$  и осевой  $w$  составляющих скорости мелкой частицы от глубины слоя  $y^*$  и конструктивных параметров рифлей: а) – зависимость  $u(y^*)$ ; б) –  $w(y^*)$ ; 1 – серийное решето; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03$ ,  $l^*=30$  мм; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06$ ,  $l^*=16$  мм; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 10.** Dependences of radial and axial speed components of small particles on the layer depth  $y^*$  and constructional parameters of ruffles: а) – dependence  $u(y^*)$ ; б) –  $w(y^*)$ ; 1 – serial sieve; 2 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,03$ ,  $l^*=30$  mm; 3 –  $h_{риф}/l_{риф}=0,06$ ,  $l^*=16$  mm; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)

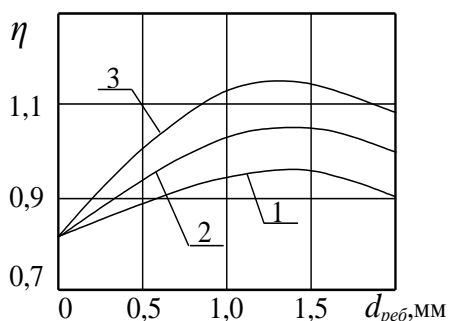
Эффективность сегрегации определяется соотношением  $u/u^*$ , где  $u^*$  – скорость при которой все частицы выделяются из слоя на длине решета  $L$ . Т.е., при скорости  $u=u^*$  эффективность будет  $\eta=1$  (100%). При  $u < u^*$  не все частицы успеют выделиться из слоя –  $\eta < 1$ . При  $u > u^*$  все частицы выделяются из слоя на меньшей длине решета –  $\eta > 1$ . Значение  $u^*$  соответствует скорости, при которой траектория частицы с координатами  $(y=0, x=0)$  на входе решета проходит через конец плоскости решета  $(y=h, x=L)$ .

На рис. 11-12 представлены зависимости эффективности процесса сегрегации.

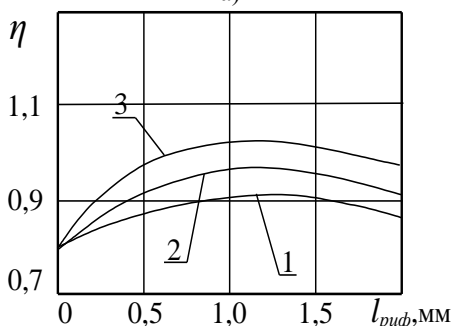


**Рис. 11.** Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от удельной загрузки  $q$  решета: 1 – серийное решето; 2 – рифленое  $h_{\text{риф}}/l_{\text{риф}}=0,06$ ,  $l^*=16$  мм; 3 – ребреное  $d_{\text{реб}}/l_{\text{реб}}=0,06$

**Fig. 11.** Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on the sieve loading  $q$ : 1 – serial sieve; 2 – rifled  $h_{\text{риф}}/l_{\text{риф}}=0,06$ ,  $l^*=16$  мм; 3 – ribbed  $d_{\text{реб}}/l_{\text{реб}}=0,06$



а)



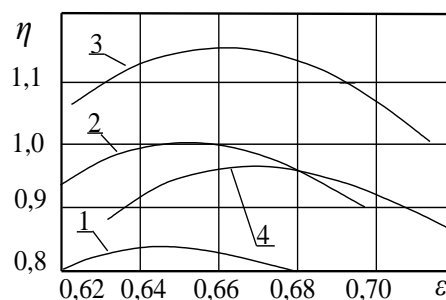
б)

**Рис. 12.** Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от конструктивных параметров разрыхлителей: а) ребер: 1 –  $l_{\text{реб}}=63$  мм; 2 –  $l_{\text{реб}}=42$  мм; 3 –  $l_{\text{реб}}=21$  мм; б) рифлей: 1 –  $l_{\text{риф}}=63$  мм,  $l^*=32$  мм; 2 –  $l_{\text{риф}}=42$  мм,  $l^*=24$  мм; 3 –  $l_{\text{риф}}=21$  мм,  $l^*=16$  мм; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 12.** Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on constructional parameters of looseners: а) ribs: 1 –  $l_{\text{реб}}=63$  мм; 2 –  $l_{\text{реб}}=42$  мм; 3 –  $l_{\text{реб}}=21$  мм; б) rifles: 1 –  $l_{\text{риф}}=63$  мм,  $l^*=32$  мм; 2 –  $l_{\text{риф}}=42$  мм,  $l^*=24$  мм; 3 –  $l_{\text{риф}}=21$  мм,  $l^*=16$  мм; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)

С увеличением удельной загрузки  $q$  эффективность сегрегации снижается (рис. 11). Увеличение конструктивных параметров ребер и рифлей способствует повышению эффективности сегрегации (рис. 12). Их рациональные значения составляют  $d_{\text{реб}}=1,0\text{--}1,5$  мм,  $l_{\text{реб}}=21$  мм,  $h_{\text{риф}}=0,8\text{--}1,4$  мм,  $l_{\text{риф}}=21$  мм,  $l^*=14\text{--}18$  мм. При этом, эффективность сегрегации возрастает на 35...40 %.

На рис. 13 представлены зависимости эффективности  $\eta$  от пористости  $\varepsilon$  и  $\text{grad } v$ .



**Рис. 13.** Зависимости эффективности сегрегации  $\eta$  от пористости  $\varepsilon$  и  $\text{grad } v$ : 1 –  $\text{grad } v=22,5$  с<sup>-1</sup>; 2 –  $\text{grad } v=31,2$  с<sup>-1</sup>; 3 –  $\text{grad } v=42,5$  с<sup>-1</sup>; 4 –  $\text{grad } v=51,6$  с<sup>-1</sup>; ( $q=60$  кг/час·дм<sup>2</sup>)

**Fig. 13.** Dependences of segregation efficiency  $\eta$  on the porosity  $\varepsilon$  and  $\text{grad } v$ : 1 –  $\text{grad } v=22,5$  с<sup>-1</sup>; 2 –  $\text{grad } v=31,2$  с<sup>-1</sup>; 3 –  $\text{grad } v=42,5$  с<sup>-1</sup>; 4 –  $\text{grad } v=51,6$  с<sup>-1</sup>; ( $q=60$  kg/hour·дм<sup>2</sup>)

Как видно из рис. 13, с увеличением пористости  $\varepsilon$  и градиента скоростей  $\text{grad } v$  эффективность сегрегации повышается. Наибольшая эффективность  $\eta$  достигнута при значениях пористости  $\varepsilon=0,64\text{--}0,67$  и  $\text{grad } v=31,2\text{--}42,5$  с<sup>-1</sup>.

#### ВЫВОДЫ

1. Анализом зависимостей установлено, что применение разрыхлителей, выполненных в виде ребер и рифлей на рабочей поверхности плоского вибрационного решета, интенсифицирует сегрегацию и повышает эффективность на 35...40%. Разрыхлители увеличивают пористость и градиент скорости ЗС по глубине слоя.

2. Определены численные значения пористости  $\varepsilon$  и  $\text{grad } v$ , обеспечивающие наибольшую эффективность сегрегации –  $\varepsilon=0,64\text{--}0,67$  и  $\text{grad } v=31,2\text{--}42,5$  с<sup>-1</sup>. Для паспортных режимов работы вибрационного сепаратора определены оптимальные конструктивные параметры ребер и рифлей  $d_{\text{реб}}=1,0\text{--}1,5$  мм,  $l_{\text{реб}}=21$  мм,  $h_{\text{риф}}=0,8\text{--}1,4$  мм,  $l_{\text{риф}}=21$  мм,  $l^*=14\text{--}18$  мм.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Миронов П.А. 1985.** Обоснование параметров рабочего процесса и рациональной схемы виброцентробежного сепаратора семян. Харьков, 322.
2. **Котов Б.И., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. 2004.** Исследование путей повышения эффективности виброрешетчатых сепараторов зерна и семян. Вибрации в технике и технологиях. №3, 61 – 63. (Украина).
3. **Котов Б.И., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. 2003.** Тенденции развития конструкций машин и оборудования для очистки и сортирования зерноматериалов. Сб. науч. трудов Кировоградского ГТУ. Вып.33. 53-59. (Украина).
4. **Юшкова О.Б., Куди А.Н. 2001.** Влияние свойств частиц зернистой среды на эффекты их взаимодействия при быстром сдвиговом течении. Тр. Тамбовского ГТУ. №8. Технологические процессы и оборудование. 39–45.

5. **Заика П.М. 1998.** Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. К.: УСХА, 625.
6. **Заика П.М. 1981.** Вибрационные сеячистительные машины и устройства. М.: МИИСП, 141.
7. **Петренко Н.Н., Марченко И.В., Марченко К.Н. 2002.** О возможности использования пульсирующего воздушного потока для воздушно-решетной очистки зернового вороха. Сб. науч. трудов Кировоградского ГТУ. Вып.32. 117-121.
8. **Петренко Н.Н., Марченко И.В., Марченко К.Н. 2003.** Анализ процесса сепарации зерна на решете в среде пульсирующего воздушного потока. Сб. науч. трудов Кировоградского ГТУ. Вып.33. 141-143.
9. **Гурин И.А., Никитин Г.И., Филлипов А.П. 1990.** Сито. А.с. 1567285 СССР, МКИ В07В1. Бюл. №20. 3.
10. **Эпп Г.Я., Кузнецов А.В. 1990.** Устройство для очистки зерна. А.с. 1782436 СССР, МКИ А01F 12/44. Бюл. №47. 3.
11. **Тищенко Л. 2012.** Моделирование потока зернового слоя на решете с учетом просеивания. Motrol. Motorization and power industry in agriculture. Vol. 14 D, 39-48.
12. **Тищенко Л. 2012.** Колебательные процессы в зерновых смесях на решетках виброцентробежных сепараторов. Motrol. Motorization and power industry in agriculture. Vol. 14 D, 30-39.
13. **Тищенко Л.Н. 2004.** Интенсификация сепарирования зерна. Харьков: Основа, 224.
14. **Тищенко Л.Н., Мазоренко Д.И., Пивень М.В., Харченко С.А., Бредихин В.В., Мандрыка А.В. 2010.** Моделирование процессов зерновых сепараторов. Харьков: Миськдрук, 360.
15. **Гудмен М., Коун С. 1985.** Две задачи о гравитационном течении гранулированных материалов. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений. М.: Мир, 64-85.
16. **Бэгнолд Р. 1985.** Эксперименты со взвешенной суспензией больших твердых сфер в ньютоновской жидкости под действием сдвига. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений. М.: Мир, 44-63.
17. **Сэвидж С. 1985.** Гравитационное течение несвязанных гранулированных материалов в лотках и каналах. Механика гранулированных сред. Теория быстрых движений. М.: Мир, 86-146.
18. **Тищенко Л.Н., Пивень М.В., Харченко С.А. 2010.** Математическая модель процесса сегрегации зерновых смесей при сепарировании плоскими вибрационными решетками. Вест. Харьковского НТУСХ. Вып.103. Механизация сельскохозяйственного производства и переработки сельскохозяйственной продукции. 12-19.
19. **Гортинский В.В. 1981.** Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. М.: Колос, 260.
20. **Лебедев В.Б. 1991.** Промышленная обработка и хранение семян. М.: Агропромиздат, 255.

#### SUBSTANTIATION OF THE PROCESS OF GRAIN MIXTURE SEPARATION BY FLAT VIBRATION SIEVES

**Summary.** At the article the research problem has been solved that deals with the increase of efficiency of the process of grain mixture separation by flat sieves resulting by the intensification of interlayer processes.

In the modes of the high specific loading he efficiency of separation process goes down, because of increase of thickness of mixture layer. To increase of separation efficiency it is expedient to intensify the interlayer processes by the increase of porosity and gradient of mixture speed in the depth of layer by means of looseners. The new constructions of sieves are worked out, on the working surfaces of that, on transversal bridges, looseners as ribs and rifles are mounted. At the vibrations of sieves, ribs and rifles make light grain mixture, increase the speed of the layer movement.

Mathematic models of the processes of grain mixture separation by flat vibration sieves with loosener on their working surfaces have been worked out. Regularities of variation of the porosity and the velocity of the layer movement of the grain mixture as to change the specific sieves loading, layer depth and constructional parameters of looseners have been ascertained. Values of porosity and gradient of mixture speed providing the largest efficiency of the segregation have been determined.

Dynamics of the passing particle taking into account the porosity regularities, the layer movement speed, and constructional parameters of looseners have been studied. Trajectories of the movement of grain mixture particles into the layer, regularities of radial and axial components of small particles speed by serial and modernized sieves have been got. Efficiencies of separation is determined as ratio of radial speed components of small particles toward speed at that all particles will be separated from a layer on all length of sieve. It is set that using of developed looseners intensifies a separation process and efficiency is increased by 35...40%. For optimal mode of operation of flat sieve of the vibration separators the constructional parameters of looseners have been substantiated.

**Key words:** separation, grain mixtures, looseners, porosity, speed, separator.



## СОДЕРЖАНИЕ

<i>Владимир Лукьяненко.</i> ВЫБОР МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СПЛОШНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРОСЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ.....	3
<i>Роман Антощенко, Анатолий Лебедев, Виктор Толстолуцкий.</i> К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ, УГЛОВ И СКОРОСТЕЙ КОЛЁС ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ МНОГОЭЛЕМЕНТНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА.....	11
<i>Евгений Дубинин, Александр Полянский, Дмитрий Клец.</i> ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ.....	17
<i>Михаил Шуляк.</i> КОЛЕБАНИЕ СКОРОСТИ МТА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ.....	23
<i>Оксана Панкова, Алла Фесенко, Валентина Безпалько, Николай Лисиченко, Лариса Головань, Татьяна Романова.</i> ПРОЛОНГИРОВАННЫЕ ЭФФЕКТЫ ОПТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ КРАСНОГО ДИАПАЗОНА В ПЕРИОД ПРОРАСТАНИЯ СЕМЯН.....	29
<i>Сергей Лузан, Николай Кириенко.</i> ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ГАЗОПЛАМЕННЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ.....	35
<i>Бредихин Вадим, Владимир Шевченко.</i> К МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАЗДЕЛЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПО ПЛОТНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ.....	39
<i>Владимир Лукьяненко, Иван Галич.</i> АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОБЕСКРЫЛИВАНИЯ СЕМЯН ХВОЙНЫХ ПОРОД.....	45
<i>Николай Бакум, Дмитрий Ящук, Николай Крекот.</i> ПОВЫШЕНИЕ УРОЖАЙНОСТИ ТОМАТОВ ЗА СЧЁТ ПОСЕВА ПРОРОЩЕННЫМИ СЕМЕНАМИ.....	49
<i>Иван Морозов, Владимир Морозов.</i> ОСОБЕННОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ДВУХДИСКОВОГО СОШНИКА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ПАРАМЕТРОВ.....	53
<i>Николай Бакум, Николай Крекот, Василий Ольшанский, Николай Винокуров, Александр Козий, Александр Вотченко.</i> ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА УГЛА НАКЛОНА КАНАЛОВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СЕПАРАТОРОВ.....	57
<i>Виктор Мельник, Михаил Цыганенко, Александр Аникеев, Кирилл Сыровицкий.</i> ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ.....	61
<i>Дмитрий Музылёв, Николай Карнаух, Наталия Бережная, Олеся Кутья.</i> КРИТЕРИЙ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДОСТАВКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ.....	67
<i>Сергей Харченко, Леонид Тищенко, Юрий Борхаленко.</i> ТЕОРИЯ ОСЕСИММЕТРИЧЕСКИХ ДВИЖЕНИЙ КОЛЬЦЕВОГО ЗЕРНОВОГО СЛОЯ ВНУТРИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ВИБРОРЕШЕТА.....	73

<i>Vasyl Salo, Serhiy Leschenko.</i> THE RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE HULLER-POLISHER MACHINE FOR GRAIN.....	81
<i>Vitalyi Naumov, Olga Shulika, Denis Velikodnyi.</i> RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES ON CHOICE OF AUTOMOBILE INTERCITY TRANSPORT DELIVERY SCHEMES FOR PACKAGED CARGO.....	87
<i>Виктор Войтов, Михаил Захарченко.</i> ДОБРОТНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМЫ, КАК ФУНКЦИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ.....	93
<i>Денис Бойко, Александр Науменко.</i> ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ДОЗИРОВАНИЯ И СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ КОМБИКОРМОВ.....	99
<i>Николай Брагинец, Александр Вертий.</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ГРУБЫХ И СТЕБЕЛЬЧАТЫХ КОРМОВ.....	105
<i>Иван Гевко, Иван Кучвара, Андрей Дячун, Андрей Гупка.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.....	111
<i>Сергей Кульбаба, Алексей Чигрин.</i> ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА МИКРОКЛИМАТ В ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ.....	117
<i>Наталья Фидровская, Игорь Лукьянов.</i> ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛЕНТОЧНОГО ЭЛЕВАТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ РАЗГРУЗКИ.....	121
<i>Дмитрий Милько.</i> ОБОСНОВАНИЕ ФОРМЫ ДИФфуЗОРА ДВУХШНЕКОВОГО УПЛОТНИТЕЛЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЯЕМОГО В НЕМ ДАВЛЕНИЯ.....	127
<i>Елена Сиваковская.</i> ОБОСНОВАНИЕ ЭТАПОВ СИСТЕМНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ КОНФИГУРАЦИЕЙ ПРОЕКТОВ СИСТЕМ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В ПОЛЕВОДСТВЕ.....	131
<i>Александр Сидорчук, Владимир Скибчик, Виктор Днесь, Леонид Сидорчук.</i> МЕТОД ОБОСНОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНА.....	135
<i>Михаил Степанов, Марина Иванова.</i> ИСПРАВЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСИ ОТВЕРСТИЯ КОМБИНИРОВАННЫМ ОСЕВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ.....	143
<i>Сергей Шевченко.</i> ПОТЕРИ УРОЖАЯ ПРИ КОРРЕКТИРУЮЩЕМ РЕМОНТЕ МАШИНЫ И ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ПО СОСТОЯНИЮ ПЕРЕД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИЕЙ.....	149
<i>Виталий Власовец, Артем Науменко, Валерия Заец</i> ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАГНИТНОГО СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ.....	159
<i>Михаил Пивень.</i> ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПЛОСКИМИ ВИБРАЦИОННЫМИ РЕШЕТКАМИ.....	163



## List of the Reviewers

- |    |                |     |                 |     |               |
|----|----------------|-----|-----------------|-----|---------------|
| 1. | V. Pastuhov    | 8.  | I. Bojko        | 15. | A. Sydorчук   |
| 2. | N. Bakum       | 9.  | A. Kozachenko   | 16. | V. Sheichenko |
| 3. | M. Sviren      | 10. | O. Shanina      | 17. | A. Permyakov  |
| 4. | O. Bohomolov   | 11. | E. Petrusha     | 18. | S. Kovalyshyn |
| 5. | V. Arendarenko | 12. | V. Vlasovets    | 19. | V. Didukh     |
| 6. | A. Lebedev     | 13. | E. Aljoshynskiy | 20. | O. Kalahan    |
| 7. | N. Gorin       | 14. | A. Voloshina    | 21. | B. Hevko      |

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

<http://journals.indexcopernicus.com/masterlist.php?q=motrol>

Impact factor of the “MOTROL” journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 2,14 (August 2015).

## GUIDELINES FOR AUTHORS (2015)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

### Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

### Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail  
Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

### Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m<sup>3</sup>m<sup>-3</sup>) or (% gg<sup>-1</sup>), Thermal conductivity (W m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

### Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged alphabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2009. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.