



**Iskovich-Lototsky R.**  
Dr. Sc. of Eng., Professor

**Vinnitsa National Technical  
University**

**Veselovska N.**  
Dr. Sc. of Eng., Professor

**Vinnitsia National Agrarian  
University**

**Ivanchuk Y.**  
PhD of Eng., Associate Professor

**Vinnitsa National Technical  
University**

**Hnatyuk O.**  
graduate student

**Vinnitsia National Agrarian  
University**

**УДК 629.114.42**

**DOI: 10.37128/2306-8744-2020-1-3**

## **VIBRATION RESEARCH IN MOBILE AGRICULTURAL MACHINES**

*In this work, vibrations were investigated during loading and unloading operations of mobile agricultural machines, which are considered to be one of the most labor-intensive components of the transport process. Therefore, idle machines during carrying out operations and in anticipation of them remain quite significant, which is due to the insufficient level of mechanization of loading and unloading of cargoes on transport, with a fuzzy coordination of actions of different organizations in the overloading of loads at transport nodes and for some other reasons. The main means of mechanization are stationary and gantry cranes for containers, heavy loads and large packages, as well as means of mechanization on the railway or on the chassis of a standard mobile car or special chassis.*

*In our opinion, the use of hydraulic impulse actuators in the production of vibration and vibration shock unloading devices is promising, due to the simplicity of construction, compactness, high energy intensity, a wide range of regulation of operating parameters and the ability to work in automated mode. In particular, a promising area is the creation of removable attachments with hydro-impulse drive for dump trucks, onboard vehicles, tractor trailers and other vehicles. For intensification of processes of unloading of a body of a trailer-dump truck of tractors the hydraulic vibrating shock device is developed. It accelerates the unloading and cleaning of the body of agricultural products. Reduced costs and reduced oversized idle tractors with unloading trailers.*

*Therefore, the development of vibration and vibration impact equipment for use in loading and unloading operations on mobile agricultural machines and in general on transport is an urgent task.*

**Keywords:** *vibrating shock load, hydraulic actuator, pulsator valve.*

**Analysis of recent research and publications.** The use of useful vibration and vibration shock loads is a perspective direction in various sectors of the economy. Such vibrotechnology in loading and unloading works was widely used.

It should be noted that the high efficiency of vibration and vibrating shock load processes is applied due to the realization of the most optimal force effects on the object of processing, as well as the achievement of its necessary physical and mechanical parameters, including strength and density, and providing the intensification of the destruction process at the dynamic nature of the load applied to them. Using these processes can increase productivity of labor, economize material resources, and improve working conditions.

In recent years various powerful high-performance unloading machines of original designs (car tippers, vibrating platforms, elevators, etc.) have been created for mechanization of unloading processes, [1-3]. It gives the opportunity to accelerate unloading, reduce loss and cut back on over regulatory downtime of wagons and dump trucks under unloading. In this regard, there is a problem of creation of a simple and cheap equipment that provides efficient unloading of bulk cargo vehicles, and cleaning the rolling stock from cargo residues, because regardless of the nature and composition of the cargo part of their unloading is delayed at the bottom, in stamped rib pockets of all-metal body walls. The amount of bulk cargo balances depends on many factors (the type of cargo, its humidity, the size of the pieces,

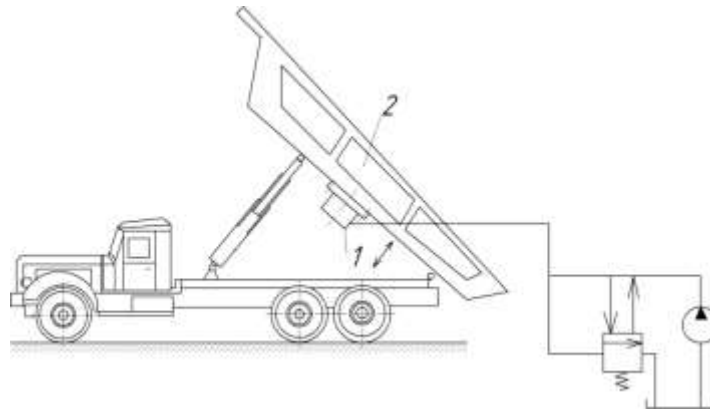


the air temperature, the distance of transportation, the method of unloading) and can range from 2% to 30% of the total cargo weight.

Nowadays, 35-40% of cargoes are transported by tractors in agricultural enterprises. Using of various powerful high-performance unloading machines in transport work, for unloading processes, [1,2] makes it possible to accelerate unloading, reduce loss and cut back on

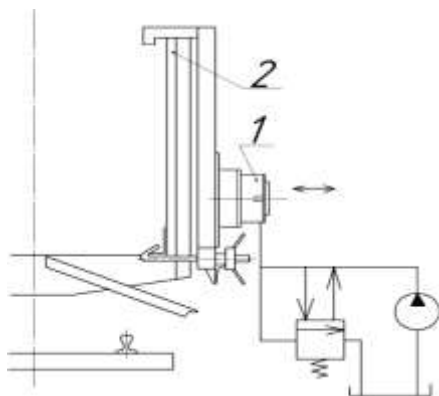
over regulatory downtime of tractors under unloading.

**Presentation of main material.** For an effective solution this problem, a vibration shock impulse drive was developed for unloading the bodies of vehicles dump trucks [4-6]. Vibratory hydraulic impulse actuator for unloading of dump trucks 1, is arranged to the body bottom 2 of the dump truck (Fig. 1).



**Figure 1 - Scheme of the vibration impulse actuator location 1 on the body of a dump truck 2**

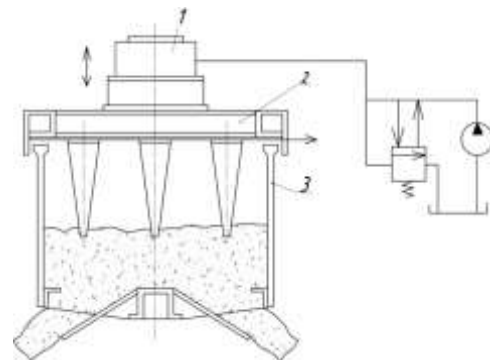
This actuator can also be used for unloading and cleaning of wagons, as a hung side vibrating chock device (Fig. 2) for cleaning the bodies of wagons from the remains of bulk cargo, where the vibrating hydraulic impulse actuator for unloading of bodies-dump trucks 1 is mounted on the side wall of the half-wagon body.



**Figure 2 - Scheme of the location of the a hung side of the vibrating hydraulic impulse actuator for unloading and cleaning of half-wagons**

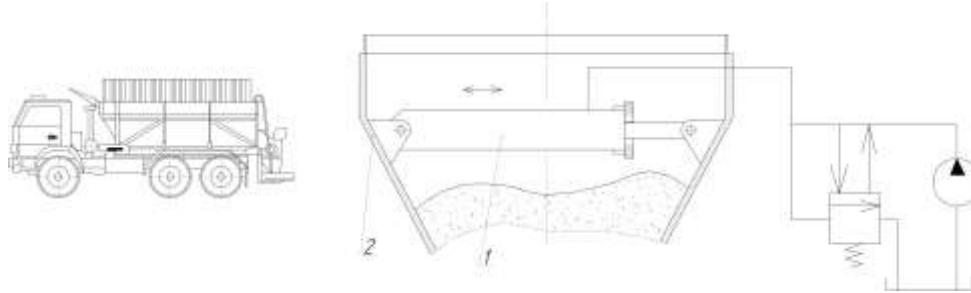
Applying portable unloading devices (Fig.3), the vibrating hydraulic impulse actuator 1

for unloading half-wagons 3 is fastened on the loosening device 2 and is placed on the top of the cargo that located in the half-wagon 3.



**Figure 3 - Scheme of the location of the vibrating hydraulic impulse actuator for unloading and cleaning of half-wagons on a portable unloading device**

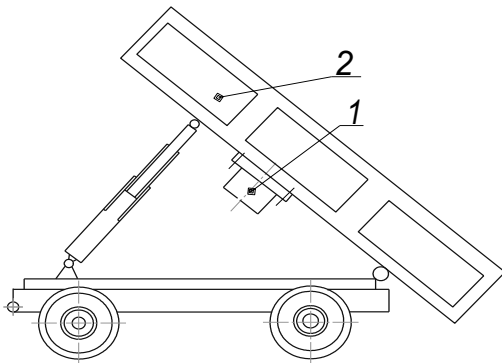
Let's consider a vibrating hydraulic impulse actuator for unloading dump trucks that can also be used for unloading and cleaning the dump truck sandblasting machine (Fig. 4).



**Figure 4 - Vibrating hydraulic impulse actuator for unloading the dump truck of the sandblasting machine**

In this case, the vibrating hydraulic impulse actuator for unloading the dump trucks 1, is fastened inside the sandblasting machine body 2 (Fig. 4).

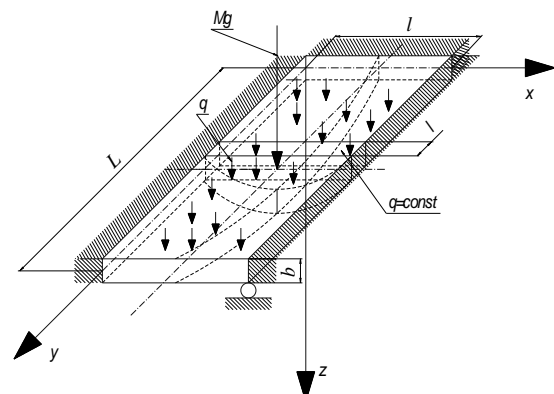
The design and operating mode of the actuator depend on the type of unloading vehicle, the weight of the cargo, and the physical and chemical properties of the cargo. For the analytical estimation of the magnitude of the impact energy [4] transmitted by the working body of the hydraulic impulse actuator of the vibrating chock device 1 of the bodies-dump trucks 2 on which the cargo is located (Fig. 5). Let's consider the body as a rigid plate with sizes  $L \times l \times b$ , (Fig. 6) loaded by the specific effort  $q$  evenly throughout the area of  $L \times l$ .



**Fig. 5- Scheme of the location of the hydraulic impulse actuator of the vibrating shock device for unloading of bodies-dump trucks of the vehicles**

$$q = \frac{(M_{\theta} + m_{\eta\lambda})g}{L \cdot l}, \quad (1)$$

$M_{\theta}$  - is weight of cargo on the body; -  
mass of the body bottom table (mass of plates);  
 $M$  - is the mass of the vibrating chock device.



**Fig.6 - Calculation scheme of the body with the cargo for definition the static deflection of the body.**

It is known that the stresses in the plate [5] are related to the bending moments by the following integral statistical dependences:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz,$$

$$M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z dz. \quad (2)$$

In our case, we get the differential equations:

$$M_x = -\frac{d^2 w}{dx^2} D,$$

$$M_y = -\mu \frac{d^2 w}{dx^2} D, \quad (3)$$



Where

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)},$$

-constant coefficient;  
*E* - modulus of elasticity;  $\mu$  - the Poisson's coefficient; *b* - the thickness of the plate;  
*w* - the deflection of the plate.

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{1}{D} \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right)$$

$$\frac{d^2w}{dy^2} = -\frac{1}{D} \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right). \quad (4)$$

where  $q_x, q_y$  is the force that is evenly distributed along the *x, y* axes, respectively.

If  $w = f(x, y)$ , where *x* and *y* are independent variables and the function  $f(x, y)$  has continuous partial derivatives of the second order, then the second-order differential of the function  $w = f(x, y)$  is calculated by the formula:

$$d^2w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx^2 + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2. \quad (5)$$

In equation (1), the differential

$$2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy = 0$$

matters as the deflection caused by the action of torques in the *xy* plane relative to the *z* axis, in our case, the torsional vibrations are absent. When we consider the equation (5), it is visible that we have got the basic differential equation of the plate deflection. Finding the function  $w = f(x, y)$ , which would satisfy equation (5) and the boundary conditions of the plate, is to find an expression for bending and then for efforts and moments.

When we solve differential equation (5) we get:

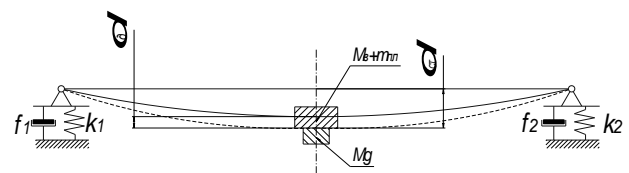
$$w = \delta_{cm} = \sqrt{\frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} + \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8}}.$$

Let's find the maximum static deflection of the plate  $\delta_{cm}$  which is evenly loaded with effort  $q$  throughout the area, and is loaded with effort  $Mg$  in the middle. From the fig. 6 it is clear that the maximum deflection will be at the midpoint of the plate where the vibrating shock device is located. The function of bending moments, considering the plate planes *zx* and *zy*:

Let's find the dynamic deflection of the plate (the bottom of the body) after hitting it of a hydraulic cylinder with inertial masses. Write the law of conservation of energy for the system plate - hydraulic cylinder with inertial masses – cargo on fig. 7:

$$\frac{Mv^2}{2} + \frac{c\delta_{cm}^2}{2} = Mg\delta_{cm} + (M_B + m_{nl})g\delta_\partial + \frac{c}{2}(\delta_{cm} - \delta_\partial)^2, \quad (6)$$

where  $\delta_{cm}$  - static deflection of the plate,  $c=48EI_{yx}/L^3$  – coefficient of the rigidity of the plate, *E* - modulus of elasticity of the material of the beam,  $I_y$  – moment of the plate inertia relatively to the plane *yx*, which passes through the center of the plate,  $\delta_\partial$  - dynamic velocity of the plate, *v* – initial speed of the hydraulic cylinder with inertial masses to impact contact with the plate.



**Fig. 7 - Calculation scheme of the body with load and hydraulic impulse actuator of the vibrating shock device for determining the dynamic deflection of the body.**

When we solve quadratic equation (6) we get:

$$\delta_\partial = \left( \delta_{cm} - \frac{(M + M_B + m_{nl})}{c} g \right) + \sqrt{\left( \delta_{cm} - \frac{(M + M_B + m_{nl})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}.$$



Let's find the speed of the plate with the load and the vibrating shock device of vibrating shock device after the shock contact of the hydraulic cylinder with the plate.

In order to study the shock process, first of all it is necessary to solve the issue of quantitative and qualitative nature during the modeling deformable elements: what properties of a real object are significant and should be reflected in the model and how these properties should be analytically described. In our case, the model is elastic, and we use a discrete Rayleigh model for analytical description of qualities.

Let  $x, y$  is the coordinate of an arbitrary cross section, a non-deformed plate which counting from the free end,  $t$  is the time that counts from the moment of the first contact of the hydraulic cylinder with inertial masses with the plate,  $u(x, y, t)$  – moving the section with the coordinate  $x$ , at time  $t$ . According to the Rayleigh method, the function  $u(x, y, t)$  is taken as:

$$u(x, y, t) = A(t)f(x, y, t), \quad (7)$$

where  $f(x, y, t)$  is a given continuous coordinate function  $x, y$  that satisfies the boundary conditions, and  $A(t)$  is the time function that is determined.

Define function (7) as follows:

$$\frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t} = \dot{A}(t)f(x, y, t).$$

Suppose that at the end of the first shock stage the speed of the plate at the shock point of the hydraulic cylinder with inertial masses  $u_1$ .

According to the Rayleigh method for our discrete model described by functional dependency (7):

$$u^2 = u_1^2 \frac{(\Omega x^2 + \Theta y^2)}{\delta_{cm}^2}.$$

where

$$\Omega = \frac{1}{2D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right),$$

$$\Theta = \frac{1}{2D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right).$$

The kinetic energy of the plate element  $ds$  that is at a distance  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$  from the beginning of the plate coordinates, will be:

$$E_{nл} = \frac{qu^2 ds}{2}.$$

The kinetic energy of the whole plate is found by calculating the surface integral:

$$E_{nл} = \iint_s \frac{qu^2}{2} ds = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{cm}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right).$$

According to the Carnot theorem [6], we find the speed of the plate center during shock:

$$u_1 = \frac{3Mv\delta_{cm}^2}{q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)}.$$

then we determine the overload which the cargo is subjected to:

$$a = \frac{u_1^2}{2\delta_{\partial}}.$$

Condition of cargo unloading (tearing away of cargo from the bottom of the body):

$$a \geq 9.8 \frac{M}{c^2}. \quad (8)$$

**Conclusion.** The process of vibration is investigated and the design of the vibrating shock impulse actuator, which is characterized by high technical parameters is offered: simplicity of tooling, reliability, maintenance stability of operating parameters, and at the same time it can have various application not only in the transport industry, but also in different spheres of mechanical engineering.

#### References

1. Iskovych-Lototsky, R., Matveev, I., Krat, V. (1982) Mashyny vybratsyonnoho y vybraudarnoho deystvyia [Machines of vibration



and vibration impact]. Tekhnika, 208p. [in Russian].

2. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2007) Doslidzhennya dynamiky protsesu roboty universal'noho hidravlichnoho vibroudanoho pryvodu dlya rozvantazhennya transportnykh zasobiv [ Investigation of the dynamics of the universal hydraulic vibration drive for unloading vehicles] Naukovi notatky. 20.184 – 187pp. [in Ukrainian].

3. Korn H., Korn, T. (1974) Spravochnyk po matematyke dlya nauchnykh robotnykov y ynzhenerov. [Mathematics Handbook for Scientists and Engineers]Moscow: Nauka. [in Russian].

4. Iskovych-Lototsky, R., Zelinska, O., Ivanchuk, Y., Veselovska, N. (2017) Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials. East European Journal of advanced technologies 2(85). 43 –46 pp. [in Ukrainian].

5. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2008) Zastosuvannya vibratsiynoho hidroimpul'snoho pryvoda v budivel'nykh i dorozhnikh mashynakh [The Application of a Vibrating Hydraulic Impulse Drive in Construction and Road Machines]. Kharkiv, 88. 48 – 54 pp. [in Ukrainian].

6. Iskovych-Lototsky, R., Ivanchuk, Y. (2008) Pidvyshchennya efektyvnosti rozvantazhennya materialiv pid diyeyu periodychnykh udarnykh impul'siv. [ Improving the efficiency of material unloading under the action of periodic shock pulses]. Vibratsiyi v tekhnitsi i tekhnolohiyakh. №2(51). 8 – 11pp. [in Ukrainian].

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ В МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИНАХ

В роботі були досліджені вібрації при вантажно-розвантажувальних роботах мобільних сільськогосподарських машин, які вважаються однією із найбільш трудомістких складових транспортного процесу. Тому простої машин при проведенні вантажно-розвантажувальними операцій і в очікуванні їх залишаються досить значними, що пов'язано з недостатньо високим рівнем механізації навантаження-розвантаження вантажів на транспорті, з нечіткою координацією дій різних організацій при перевантаженні вантажів у транспортних вузлах та за деякими іншими причинами. Основними засобами механізації вважаються стаціонарні й козлові крани для контейнерів, великовагових вантажів і великих пакетів, а також засоби механізації на залізничному ході або на шасі стандартного мобільного автомобіля або спеціальному шасі.

Перспективним, на нашу думку, є застосування гідроімпульсних приводів у виробництві вібраційних та віброударних

розвантажувальних пристроїв, що обумовлене простотою конструкції, компактністю, високою енергоємністю, широким діапазоном регулювання робочих параметрів та можливістю роботи в автоматизованому режимі. Зокрема, перспективним напрямком є створення змінного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілів-самоскидів, бортових автомобілів, причепів тракторів та інших транспортних засобів. Для інтенсифікації процесів розвантаження кузова причіпа-самоскида тракторів розроблений гідравлічний віброударний пристрій. З його допомогою прискорюється розвантаження і очищення кузова від сільськогосподарських продуктів. Знижуються витрати і скорочуються наднормативні простої тракторів з причепами під розвантаженням.

Тому розробка вібраційного та віброударного обладнання, з метою використання для вантажно-розвантажувальних робіт на мобільних сільськогосподарських машинах і в цілому на транспорті, є актуальною задачею.

**Ключові слова:** віброударне навантаження, гідропривод, клапан-пульсатор.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ В МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНАХ

В работе были исследованы вибрации при погрузочно-разгрузочных работах мобильных сельскохозяйственных машин, которые считаются одной из наиболее трудоемких составляющих транспортного процесса. Поэтому простой машин при проведении погрузочно-разгрузочными операций и в ожидании их остаются весьма значительными, что связано с недостаточным высоким уровнем механизации погрузки-разгрузки грузов на транспорте, с нечеткой координацией действий различных организаций при перегрузке грузов в транспортных узлах и по некоторым другим причинам.

Основными средствами механизации считаются стационарные и козловые краны для контейнеров, тяжеловесных грузов и больших пакетов, а также средства механизации на железнодорожном ходу или на шасси стандартного мобильного автомобиля или специальном шасси. Перспективным, по нашему мнению, является применение гидроимпульсных приводов в производстве вибрационных и виброударных разгрузочных устройств, что обусловлено простотой конструкции, компактностью, высокой энергоемкостью, широким диапазоном



регулювання робочих параметрів і можливістю роботи в автоматизованому режимі. В частині, перспективним напрямком є створення сменного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілів-самосвалів, бортових автомобілів, причепів тракторів і інших транспортних засобів. Для інтенсифікації процесів розгрузки кузова прицепа-самосвала тракторів розроблено гідролінійне віброударне пристрій. С його допомогою прискорюється розгрузка і очищення

кузова від сільськогосподарських продуктів. Знижуються витрати і скорочуються сверхнормативні простоя тракторів з причепами під розгрузкою. Тому розробка вібраційного і віброударного обладнання, з метою використання для погрузочно-розгрузочних робіт на мобільних сільськогосподарських машинах і в цілому на транспорті, є актуальною задачею.

**Ключеві слова:** віброударні нагрівки, гідропривід, клапан-пульсатор.

#### **Відомості про автора**

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович** – доктор технічних наук, професор кафедри «Галузевого машинобудування» Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, Україна, 21021, e-mail: [islord@ukr.net](mailto:islord@ukr.net)).

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович** - доктор технічних наук, професор кафедри «Отраслевого машиностроєння» Вінницького національного технічного університету (ул. Хмельницьке шосе, 95, г. Вінниця, Україна, 21021, e-mail: [islord@ukr.net](mailto:islord@ukr.net)).

**Iskovich-Lototsky Rostyslav Dmytrovych** - Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of "Branch Mechanical Engineering" of Vinnitsa National Technical University (95, Khmelnytsky Shose Str., Vinnytsia, Ukraine, 21021, e-mail: [islord@ukr.net](mailto:islord@ukr.net)).

**Веселовська Наталія Ростиславівна** – доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри «Машин та обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [wnatalia@ukr.net](mailto:wnatalia@ukr.net)).

**Веселовская Наталья Ростиславовна** - доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедрою «Машин і обладнання сільськогосподарського виробництва» Вінницького національного аграрного університету (ул. Сонячна, 3, г. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [wnatalia@ukr.net](mailto:wnatalia@ukr.net)).

**Veselovska Nataliia Rostyslavovna** - Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Machines and Equipment of Agricultural Production of Vinnitsa National Agrarian University (3 Soniachna St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [wnatalia@ukr.net](mailto:wnatalia@ukr.net)).

**Іванчук Ярослав Володимирович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автоматики та інформаційно-виміральної техніки» Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, Україна, 21021, e-mail: [ivanchuck@ukr.net](mailto:ivanchuck@ukr.net)).

**Ivanchuk Yaroslav Volodymyrovych** - Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Automation and Information and Measurement Engineering, Vinnitsa National Technical University (Khmelnytsky Shose Str., 95, Vinnytsia, Ukraine, 21021, e-mail: [ivanchuck@ukr.net](mailto:ivanchuck@ukr.net)).

**Іванчук Ярослав Владимирович** - кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автоматики і інформаційно-виміральної техніки» Вінницького національного технічного університету (ул. Хмельницьке шосе, 95, г. Вінниця, Україна, 21021, e-mail: [ivanchuck@ukr.net](mailto:ivanchuck@ukr.net)).

**Гнатюк Олена Федорівна** – аспірантка другого року заочної форми навчання Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [Alenagnatiuk1@gmail.com](mailto:Alenagnatiuk1@gmail.com)).

**Гнатюк Елена Федоровна** - аспірантка другого року заочної форми навчання Вінницького національного аграрного університету (ул. Сонячна, 3, г. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [Alenagnatiuk1@gmail.com](mailto:Alenagnatiuk1@gmail.com)).

**Hnatiuk Olena Fedorovna** is a post-graduate student of the second year of correspondence form of study at Vinnitsa National Agrarian University (3 Soniachna St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [Alenagnatiuk1@gmail.com](mailto:Alenagnatiuk1@gmail.com)).