

<https://doi.org/10.26160/2572-4347-2019-8-74-81>

## УЧЁТ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОДАЧИ НА ЗАБОЙ ГРУНТОПРОКАЛЫВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

*Лукиенко Л.В., Каменский М.Н.*

**Ключевые слова:** грунтопрокалывающая установка, показатели качества, подача на забой.

**Аннотация.** В статье представлены результаты моделирования с учётом дополнительных показателей качества подачи на забой грунтопрокалывающей установки. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании систем подачи на забой грунтопрокалывающих установок.

## ACCOUNTING OF ADDITIONAL INDICATORS WHEN MODELLING GIVING ON THE FACE DRILLING OF GROUND INSTALLATION

*Lukienko L.V., Kamenskyi M.N.*

**Keywords:** drilling of ground installation, quality indicators, giving on face.

**Abstract.** Results of modeling taking into account additional indicators of quality of giving on face of drilling of ground installation are presented in article. The received results can be used at design of systems of giving on face the drilling of ground installations.

Основная масса применяемых в настоящее время грунтопрокалывающих установок имеет гидравлическую или цепную систему подачи исполнительного органа, которые имеют ряд недостатков при эксплуатации. Рассматриваемая конструкция грунтопрокалывающей установки состоит из исполнительного органа 1 (рис. 1), электродвигателя 2, базовой платформы 3, планетарной передачи 4, цилиндрической 5, и конической 6 ступеней редуктора, отличающаяся применением зубчато-реечного механизма подачи, состоящего из смонтированных на выходных валах редуктора приводных зубчатых колес 7 движителя, взаимодействующих с жестко закрепленной направляющей рейкой 8. Постоянство межосевого расстояния в паре колесо-рейка обеспечивается за счет опорно-направляющего устройства 9 [1].

При включении электродвигателя 2, установленного на двухсекционной подвижной раме 3, вращение через планетарную ступень 4, цилиндрическую 5 и коническую ступень 6 приводного редуктора передается на приводные зубчатые колёса 7, которые обкатываются по секциям реечного става 8, закреплённого на неподвижных направляющих со смещением на половину шага зацепления относительно друг друга. Указанная грунтопрокалывающая установка предназначена для работы в грунтах, представленных глинами, суглинками, супесями и песками или их сочетаниями в условиях умеренного климата с коэффициентом крепости по шкале М.М. Протоdjяконова  $f = 0,3 \dots 0,7$  и обеспечивает импортозамещение подобных конструкций.

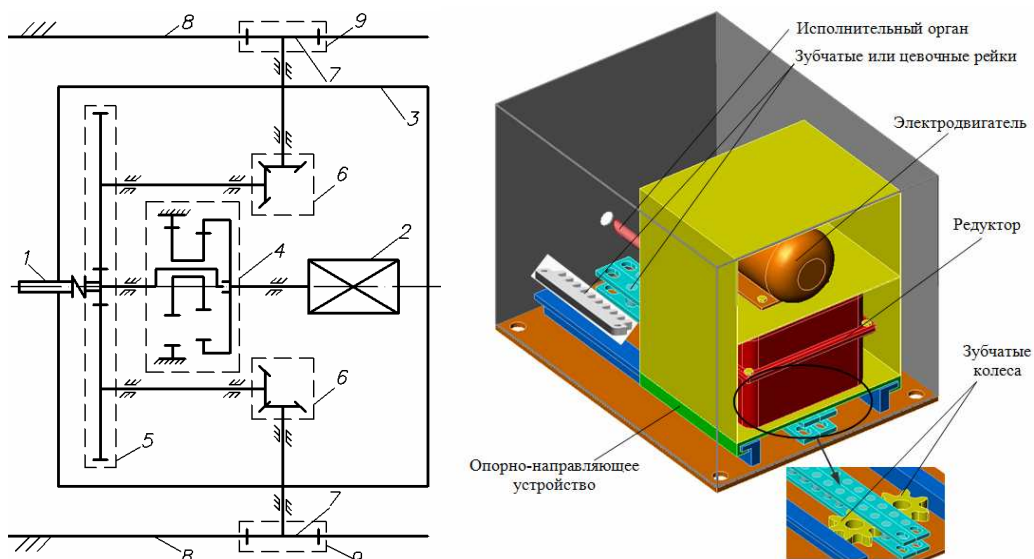


Рис. 1. Кинематическая схема и общий вид грунтопрокальвающей установки

Основные параметры предлагаемой установки: диаметр стартового котлована – 1500 мм; мощность электродвигателя – 13 кВт; усилие подачи 400 кН; производительность до 15 м/ч. Диаметр прокладываемой выработки – 270 мм. Удельные энергозатраты на проведение прокола – 0,87 кВт/м. Для установки УП-40, принятой за базовую, эта величина составляет – 2,52 кВт/м [2].

Для обоснованного выбора рациональных параметров зубчато-реечного механизма подачи грунтопрокальвающей установки на основе решения задачи многокритериального синтеза разработана усовершенствованная математическая модель, описывающая момент пересопряжения зубьев в паре зубчатое колесо-рейка, отличающаяся выбором усилия подачи за счет сравнения необходимого усилия прокола и возможного усилия, развиваемого механизмом подачи, а также учётом усовершенствованных показателей качества работы передачи и прочностных ограничений при использовании современных методов расчёта и программного обеспечения.

Исходными данными для моделирования являются необходимый диаметр и характеристики грунта трассы прокола, материал, из которого изготовлены элементы передачи, шаг зацепления рейки, необходимое межосевое расстояние, диаметр цевки, углы давления на входе и выходе из зацепления, высота зуба рейки, угол зацепления, радиус галтелей сопряжения, ширина зуба рейки на вершине, рабочий участок на профиле зуба рейки, угол трения в зацеплении колесо-рейка, коэффициент трения опор машины о направляющие.

Разработанная математическая модель зубчато-реечного механизма подачи грунтопрокальвающей установки структурно состоит из следующих основных частей: определение усилия прокола, геометрии зацепления, выбора наиболее рациональных геометрических параметров движителя на основе

проверки соответствия качественным показателям скорости, ускорения и удельного скольжения в зацеплении, а также интерференции, и определения необходимой и достаточной металлоемкости на основе изучения напряженно-деформированного состояния выбранного конструктивного варианта.

Одним из основных ограничений синтеза проектируемой передачи, определяющих эффективность принимаемых конструкторских решений, является скольжение в зацеплении колесо-рейка. Предпочтительным для решения этой задачи, с учётом возможностей современных ЭВМ, является численная реализация метода векторных контуров (рис. 2).

- $r_k$  – радиус, определяющий положение точки контакта, мм;
- $H_i$  – высота точки контакта зуба колеса с зубом рейки, мм;
- $r_{un2}$  – радиус центров профиля зуба колеса, мм;
- $\varphi_i$  – угол поворота приводного колеса, рад;
- $\alpha$  – угол наклона профиля зуба рейки, рад;
- $\omega$  – угловая скорость вращения колеса,  $c^{-1}$ ;
- $r_{n2}$  – радиус профиля зуба колеса, мм;
- $V_1$  – окружная скорость колеса, мм/с;
- $a_{w2p}$  – межосевое расстояние, мм;
- $V_n$  – скорость подачи, мм/с;
- $P_p$  – шаг зацепления, мм.

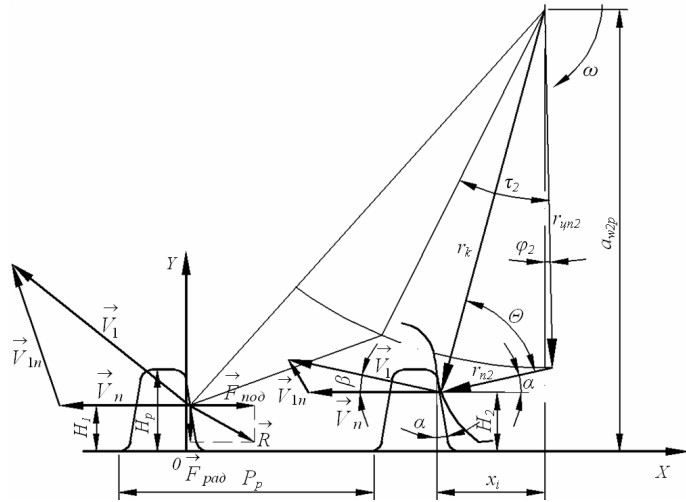


Рис. 2. Расчётная схема к определению скорости скольжения в зацеплении

При этом план скоростей представляет собой треугольник, одной из граней которого является вектор скорости скольжения. На его величину определяющее влияние оказывает угол поворота колеса относительно линии межосевого расстояния, радиус окружности, на которой расположены центры профилей, радиус кривизны профилей зубьев и другие геометрические параметры взаимодействующих элементов передачи. Основные зависимости математической модели для определения скорости скольжения в зацеплении (1) имеют вид: (2) – зубчатая рейка, (3) – цевочная рейка:

$$V_{1n} = \sqrt{V_n^2 + (\omega r_k)^2 - 2V_n \omega r_k \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \arcsin\left(\frac{r_{un2}}{r_k} \cos(\varphi_i - \alpha)\right)\right)}, \quad (1)$$

$$V_n = \omega(a_{w2p} - H_i); \quad H_i = a_{w2p} - r_{un2} \cos \varphi_i - r_{n2} \sin \alpha ;$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{a_{w2p} - r_{n2} \sin \alpha - H_2}{r_{un2}}\right); \quad r_k = \sqrt{r_{un2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{un2} r_{n2} \sin(\varphi_i - \alpha)}; \quad (2)$$

$$V_n = \omega(a_{w2p} - r_0 \sin(\gamma_i)); \quad \gamma_i = \arcsin\left(\frac{a_{w2p} - r_{un2} \cos \varphi_i}{r_{n2} + r_0}\right);$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{a_{w2p} - (r_{n2} + r_0) \sin(\gamma_2)}{r_{un2}}\right); r_k = \sqrt{r_{un2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{un2}r_{n2} \sin(\varphi_i - \gamma_i)};$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \gamma_i - \arcsin\left(\frac{r_{un2}}{r_k} \cos(\varphi_i - \gamma_i)\right). \quad (3)$$

Анализируя графики скорости скольжения в паре колесо-зубчатая рейка, представленные на рис. 3 можно отметить, что при проектировании необходимо стремиться к увеличению значения радиуса профиля зуба колеса при обязательном контроле боковых зазоров на входе и выходе из зацепления. При этом прирост колебаний усилия подачи, скорости и ускорения скольжения не должен превышать 5%.

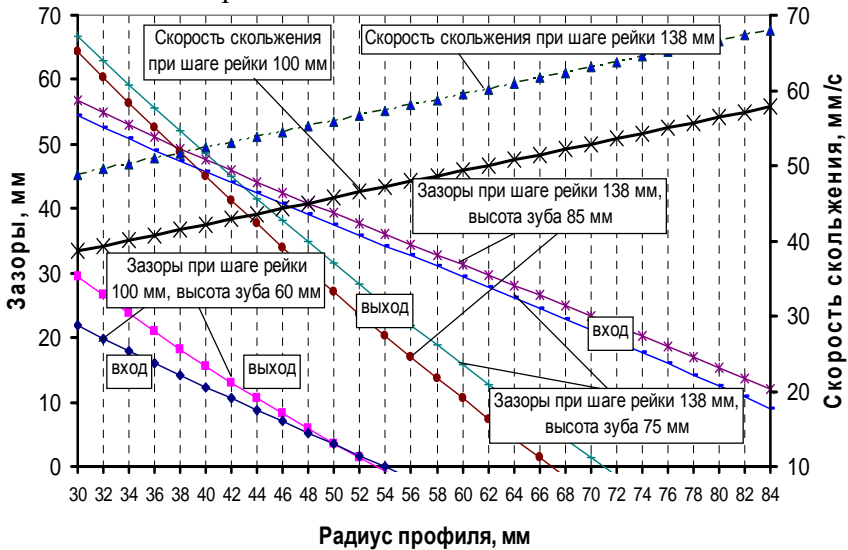


Рис. 3. Зависимость скорости скольжения и зазоров в зацеплении от радиуса профиля колеса для пары «колесо-зубчатая рейка»

Применение зубчатых реек позволяет значительно поднять эффективность механизма подачи грунтопрокалывающей установки, так как удельное скольжение (рис. 4) по зубу в зубчатой рейке в 8 раз ниже удельного скольжения по цевке для цевочной рейки. При этом коэффициент удельного скольжения по зубу рейки должен быть  $\lambda \leq 2$ , по зубу колеса  $\lambda \leq 3$ . Для расширения возможностей сравнения различных вариантов на стадии проектирования в работе предложено использовать критерий ускорения скольжения, которое при перемещении зуба колеса по рейке всегда вызывает повышенное истирание материала в полюсе зацепления, тогда как скорость скольжения не позволяет это оценить.

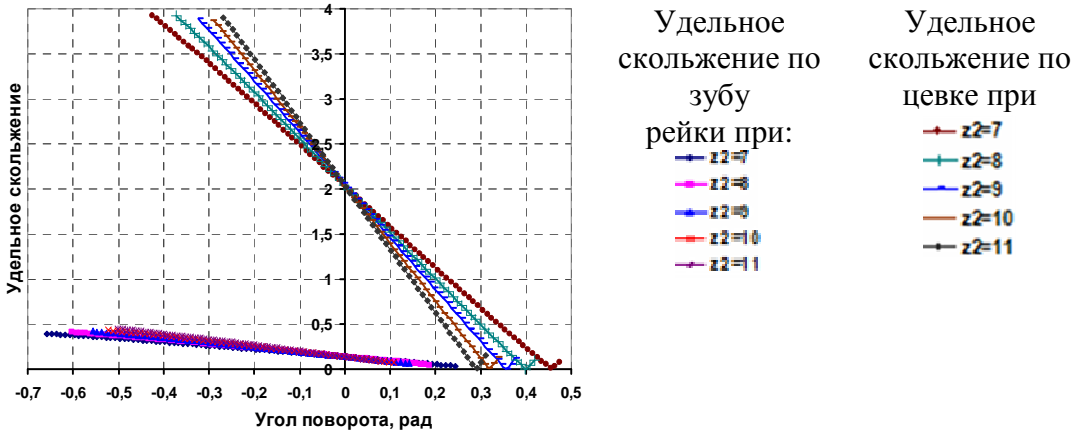


Рис. 4. Зависимость удельного скольжения от угла поворота колеса

Для определения ускорения скольжения в зацеплении предложены зависимости:

$$U = \frac{1}{\sqrt{A}} \left( (V_n - V_1 \cos \beta) \frac{dV_n}{d\phi} + (V_1 - V_n \cos \beta) \frac{dV_1}{d\phi} + V_n V_1 \sin \beta \frac{d\beta}{d\phi} \right);$$

$$A = V_n^2 + V_1^2 - 2V_n V_1 \cos \beta;$$

– зацепление зубчатое колесо-зубчатая рейка:

$$\frac{dV_n}{d\phi} = -\omega r_{\text{ун}2} \sin \phi; \quad \frac{dV_1}{d\phi} = \frac{-\omega r_{\text{ун}2} r_{n2} \cos(\phi - \alpha)}{\sqrt{r_{\text{ун}2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{\text{ун}2} r_{n2} \sin(\phi - \alpha)}};$$

$$\frac{d\beta}{d\phi} = \frac{r_{\text{ун}2}}{r_{n2} - r_{\text{ун}2} \sin(\phi - \alpha)} \left( \sin(\phi - \alpha) - \frac{r_{\text{ун}2} r_{n2} \cos^2(\phi - \alpha)}{r_{\text{ун}2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{\text{ун}2} r_{n2} \sin(\phi - \alpha)} \right);$$

– зацепление зубчатое колесо-цепочная рейка:

$$\frac{dV_n}{d\phi} = \frac{-\omega r_0 r_{\text{ун}2} \sin \phi}{r_0 + r_{n2}}; \quad \frac{dV_1}{d\phi} = \frac{-\omega r_{\text{ун}2} r_{n2} C \cos D}{\sqrt{r_{\text{ун}2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{\text{ун}2} r_{n2} \sin D}};$$

$$C = 1 - \frac{r_{\text{ун}2} \sin \phi}{\sqrt{(r_0 + r_{n2})^2 - (a_{w2p} - r_{\text{ун}2} \cos \phi)^2}};$$

$$\frac{d\beta}{d\phi} = C - 1 + \frac{r_{\text{ун}2} C}{r_{n2} - r_{\text{ун}2} \sin D} \left( \sin D - \frac{r_{\text{ун}2} r_{n2} \cos^2 D}{r_{\text{ун}2}^2 + r_{n2}^2 - 2r_{\text{ун}2} r_{n2} \sin D} \right);$$

$$D = \phi - \arcsin \frac{a_{w2p} - r_{\text{ун}2} \cos \phi}{r_0 + r_{n2}}.$$

Анализ представленных выражений показывает, что величина скорости и ускорения скольжения зависит только от геометро-кинематических характеристик передачи. При увеличении числа зубьев приводного колеса с 7 до 11 скорость скольжения изменяется на 10%, тогда как ускорение скольжения – на 36%. При этом выбор радиуса профиля зуба колеса в

диапазоне 45...64 мм позволяет избежать смены направления ускорения скольжения и улучшить условия работы передачи. Таким образом, показатель ускорения значительно более чувствителен к изменению геометрических параметров передачи, чем скорость скольжения и не должен превышать  $U \leq |70| \text{ мм/с}^2$ .

В работе впервые предложены зависимости по проверке проектируемой передачи на отсутствие интерференции:

пара колесо-зубчатая рейка

$$\sqrt{r_{\text{цн}2}^2 + r_{n2}^2 + 2r_{\text{цн}2}r_{n2} \sin\left(\alpha - \arccos \frac{a_{w2p} - (r_{n2} \sin \alpha + H_2)}{r_{\text{цн}2}}\right)} < r_{a2} \leq \sqrt{r_{\text{цн}2}^2 + r_{n2}^2 + 2r_{\text{цн}2}r_{n2} \sin\left(\alpha + \tau_2 - \arccos \frac{a_{w2p} - (r_{n2} \sin \alpha + H_2)}{r_{\text{цн}2}}\right)}$$

пара колесо-цевочная рейка

$$\sqrt{r_{\text{цн}2}^2 + r_{n2}^2 + 2r_{\text{цн}2}r_{n2} \sin\left(\gamma_2 - \arccos \frac{a_{w2p} - (r_{n2} + r_0) \sin \gamma_2}{r_{\text{цн}2}}\right)} < r_{a2} \leq \sqrt{r_{\text{цн}2}^2 + r_{n2}^2 + 2r_{\text{цн}2}r_{n2} \sin\left(\gamma_1 + \tau_2 - \arccos \frac{a_{w2p} - (r_{n2} + r_0) \sin \gamma_2}{r_{\text{цн}2}}\right)}$$

здесь  $r_{a2}$ ,  $r_0$  – радиусы окружности вершин и цевки;  $\gamma_2$  – угол давления на входе в зацепление;  $\tau_2$  – угловой шаг колеса.

Установлено, что выполнение этих условий обеспечивает отсутствие интерференции в проектируемой передаче при обеспечении требуемых показателей качества.

Основные результаты проведенных исследований заключаются в следующем.

1. Для устранения недостатков, присущих цепным и гидравлическим механизмам подачи машин для бестраншейной прокладки труб разработана оригинальная конструктивная схема грунтопрокалывающей установки с применением зубчато-реечного механизма подачи, эффективность которой выше на 30% по сравнению с базовой установкой по критерию удельных энергозатрат.

2. Разработана усовершенствованная математическая модель зубчато-реечного механизма подачи грунтопрокалывающей установки, учитывающая при выборе усилия подачи характеристики грунта трассы прокола, влияние длины и усилия вдавливания головной секции става в разрушаемый массив, а также дополнительные качественные характеристики проектируемой передачи: скорость, ускорение и удельное скольжение в зацеплении. Это расширяет возможности конструктора по выбору наиболее рациональных геометрических параметров за счет управления на стадии проектирования указанными характеристиками.

3. Анализ результатов аналитических исследований показал, что применение зубчатых реек позволяет значительно поднять эффективность механизма подачи грунтопрокалывающей установки, так как удельное скольжение по зубу в зубчатой рейке в 8 раз ниже удельного скольжения по цевке для цевочной рейки. В результате многовариантных расчётов показано, что коэффициент удельного скольжения по зубу рейки должен быть  $\lambda \leq 2$ , по зубу колеса  $\lambda \leq 3$ , а ускорение скольжения  $U \leq |70|$  мм/с<sup>2</sup>. При этом необходимо стремиться к увеличению радиуса профиля зуба колеса, принимая его в диапазоне 45...64 мм, что позволяет избежать смены направления ускорения скольжения и улучшить условия работы передачи.

### Список литературы

1. Лукиенко Л.В. Разработка математической модели зубчато-реечного механизма перемещения с учётом особенностей нагружения и процесса изнашивания / Л.В. Лукиенко, В.В. Исаев, К.А. Головин, М.Н. Каменский // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2012. – Вып. 9. – С. 126-131.
2. Лукиенко Л.В. Основы проектирования горных машин и оборудования. Проектирование и конструирование машин для бестраншейной прокладки труб: учеб. пособие / Л.В. Лукиенко, К.А. Головин и др. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. – 157 с.
3. Каменский М.Н. К определению параметров габаритов системы подачи исполнительного органа машин для бестраншейной прокладки труб / М.Н. Каменский, Л.В. Лукиенко // Успехи в химии и химической технологии: Сб. науч. тр. – 2008. – Т. 22, № 10. – С. 90-92.
4. Лукиенко Л.В. Выбор параметров систем подачи машин для бестраншейной прокладки труб / Л.В. Лукиенко, М.Н. Каменский // Труды НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева. Серия: Инженерная механика, материаловедение и надёжность оборудования. – 2008. – Вып. 7. – С. 36-38.
5. Лукиенко Л.В. Совершенствование системы подачи исполнительного органа машин для бестраншейной прокладки труб / Л.В. Лукиенко, М.Н. Каменский // Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения: Труды 6-ой межрегион. науч.-практ. конф. – 2008. – С. 365-367.
6. Каменский М.Н. О необходимости расширения блока качественных показателей при исследовании тяжело нагруженных зубчато-реечных передач / М.Н. Каменский, Л.В. Лукиенко // Ежегодная 21 Международ. инновационно ориентированная конф. мол. учёных, МИКМУС-2009: Тез. докл. – 2009. – С. 71.

### References

1. Lukienko L.V. Development of mathematical model of gear and rack mechanism of movement taking into account the peculiarities of loading and process from detection / L.V. Lukienko, V.V. Isaev, K.A. Golovin, M.N. Kamensky // News TulSU. Technical science. - 2012. - Iss. 9. - P 126-131.

2. Lukienko L.V. Basic design of mining machines and equipment. Design and construction of machines for trenchless laying of pipes : training manual / L.V. Lukienko, K.A. Golovin et al. - Tula: TulSU, 2009. - 157 p.
3. Kamensky M.N. To determine parameters of dimensions of the system of supply of the executive organ of machines for trenchless laying of pipes / M.N. Kamensky, L.V. Lukienko // Advances in chemistry and chemical technology: collection of scientific papers. - 2008. - Vol. 22, № 10. – P. 90-92.
4. Lukienko L.V. Selection of Parameters of Machine Supply Systems / L.V. Lukienko, M.N. Kamensky // The works of NR of RCTU n.a. D.I. Mendeleev. Series: Engineering mechanics, materials science and equipment reliability. - 2008. Issue 7. - P. 36-38.
5. Lukienko L.V. Improvement of the system of supply of the executive body of machines for trenchless laying of pipes / L.V. Lukienko, M.N. Kamensky // Development of mineral resources of the North: problems and solutions: Proceedings of the 6th interregional scientific and practical conference. - 2008. - P. 365-367.
6. Kamensky M.N. On the Necessity of Expansion of the Block of Quality Indicators in the Study of Heavily Loaded Gear-Rack Transmissions / M.N. Kamensky, L.V. Lukienko // Annual 21 international innovation oriented conference of young scientists, MIKMUS-2009. - 2009. - P. 71.

<b>Лукиенко Леонид Викторович</b> – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, Тульский государственный педагогический университет им. Л.Н. Толстого, Тула, Россия	<b>Lukienko Leonid Viktorovich</b> – doctor of technical sciences, associate professor, Head of the Department, Tula State Lev Tolstoy Pedagogical University, Tula, Russia
<b>Каменский Михаил Николаевич</b> – кандидат технических наук, доцент, Новомосковский институт РХТУ им. Д.И. Менделеева, г.Новомосковск, Россия	<b>Kamensky Mikhail Nikolaevich</b> – candidate of technical sciences, associate professor Novomoskovsk Institute of RKHTU named after D.I. Mendeleev, Novomoskovsk, Russia

*Received 07.10.2019*