

## ДИНАМИКА ЭЛЕМЕНТАРНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА, ЗВЕНЬЯМИ КОТОРОГО ЯВЛЯЮТСЯ УПРУГИЕ ТЕЛА

Т.М. Слободяник<sup>1</sup>, Е.Е. Балахнина<sup>1</sup>

<sup>1</sup> НИТУ «МИСиС», Москва, Россия, e-mail: tslobodyanik@gmail.com

**Аннотация:** Ряд задач динамики может быть решен достаточно точно без учета упругости нагружаемых элементов. При расчетах динамических процессов трансмиссий горных машин необходимо учитывать податливость зубчатых передач, так как она значительно превышает податливость валов больших диаметров и малой длины. В данной работе рассматриваются возможности и особенности исследований динамических явлений, которые имеют место в планетарных механизмах трансмиссий горнотранспортных машин, очистных и проходческих комбайнов, погрузочных машин, при этом они представлены как упругие механические системы. Для исследований используется динамическая модель элементарного дифференциального механизма с учетом упругости звеньев. Для этого дифференциал представлен в виде эквивалентного ряда с безынерционным водилом, основные звенья которого имеют моменты инерции, определяемые по известным формулам. Эквивалентная динамическая модель элементарного дифференциала представлена в виде разветвленной трехмассовой системы. Определяются моменты упругости, возникающие в механических связях системы. Уравнения движения для каждой из масс дают систему линейных однородных дифференциальных уравнений или систему уравнений свободных колебаний механизма, которая может быть представлена в виде системы линейных алгебраических уравнений. Практический интерес представляют частные решения системы неоднородных дифференциальных уравнений, поскольку именно они дают возможность проанализировать эффект приложения внешних нагрузок, действующих на механизм. Применяв операторный метод, можно найти частные решения линейных неоднородных дифференциальных уравнений. Полученные системы уравнений позволят решать следующие задачи динамики упругих систем: определение характера изменения и максимальных значений динамических нагрузок звеньев механизма, периодов и частот колебаний, условий резонансного состояния системы.

**Ключевые слова:** динамический анализ, элементарный дифференциал, безынерционное водило, упругость, дифференциальное уравнение.

**Для цитирования:** Слободяник Т. М., Балахнина Е. Е. Динамика элементарного дифференциала, звеньями которого являются упругие тела // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 9. – С. 204–210. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-204-210.

### Dynamics of elementary differential composed of elastic bodies

T.M. Slobodyanik, E.E. Balakhnina

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISIS», 119049, Moscow, Russia,  
e-mail: tslobodyanik@gmail.com

**Abstract:** Static and dynamic parameters of planetary gearing of different design are widely addressed in literature. Some of dynamic problems can be solved at sufficient exactness without regard to elasticity of of loaded elements. In the dynamic analysis of transmission gears of mining

machines, it is necessary to account for the gear yielding as it largely exceeds the yielding of shafts of large diameters and small length. This article discusses capacities and features of studies into dynamic events in the planetary mechanisms of transmission gears of mine dump trucks, shearers and roadheaders as well as loaders when the planetary mechanisms are presented as elastic mechanical systems. The study uses a dynamic model of an elementary differential with regard to elasticity of components. To this effect, the differential is presented as an equivalent series with an inertialess carrier and with basic elements having moments of inertia found from the known formulas. The equivalent dynamic model of the elementary differential is presented as a branched three-mass system. Moments of elasticity are determined in ganging of the system. The equations of motion of each mass make the system of linear uniform differential equations or the system of equations of free vibrations of the mechanism; this system can be presented by a set of linear algebraic equations. The practical interest lies in the partial solutions of the systems of nonuniform differential equations as the make it possible to analyze influence of external loads on the mechanism. The operator method allows finding partial solutions of the linear nonuniform differential equations. The obtained systems of equations can be used to solve such problems in the dynamic theory of elasticity as determination of the behavior and maximums of dynamic loads on the elements of the mechanism, periods and frequencies of vibrations, and resonant behavior conditions.

**Key words:** dynamic analysis, elementary differential, inertialess carrier, elasticity, differential equation.

**For citation:** Slobodyanik T. M., Balakhnina E. E. Dynamics of elementary differential composed of elastic bodies. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019;(9):204-210. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-204-210.

---

## Введение

Эффективность использования оборудования имеет решающее значение для обеспечения безубыточной и прибыльной деятельности предприятий различных отраслей промышленности. Повышению эффективности использования машин и механизмов посвящены работы [1–9].

Планетарные передачи широко применяются в различных отраслях промышленности. В горной технике планетарные передачи применяются в двух-трех типах горных машин (очистные комбайны КШЗМ, РКУ10, РКУ13, РКУ16; проходческие комбайны 4ПУ, 4ПП2М, 4ПП5; погрузочные машины 1ПНБ2, 2ПНБ2, 1ППН5, ППН4У); в трансмиссиях горно-транспортных машин (гусеничные и грузовые колесные машины, лебедки, тельферы). Используется наиболее надежная, простая в изготовлении и монтаже одноступенчатая передача 2К-Н [1, 10, 11]. Ограниченное применение планетарных редукторов в горной технике обусловлено особенностью режимов работы гор-

ных машин, большими динамическими нагрузками и относительно небольшой долговечностью подшипников сателлитов [1, 10, 11].

Исследованию статических и динамических параметров работы планетарных передач различных конструкций посвящены работы [12–18]. Ряд задач динамики может быть решен достаточно точно без учета упругости нагружаемых элементов [12].

При расчетах динамических процессов трансмиссий горных машин необходимо учитывать податливость зубчатых передач, которая значительно превышает податливость валов больших диаметров и малой длины. Рассмотрены возможности и особенности исследований динамических явлений, которые имеют место в планетарных механизмах трансмиссий горнотранспортных машин, при этом они представлены как упругие механические системы [13–16]. В задачи динамики упругих систем входит определение характера изменения и мак-

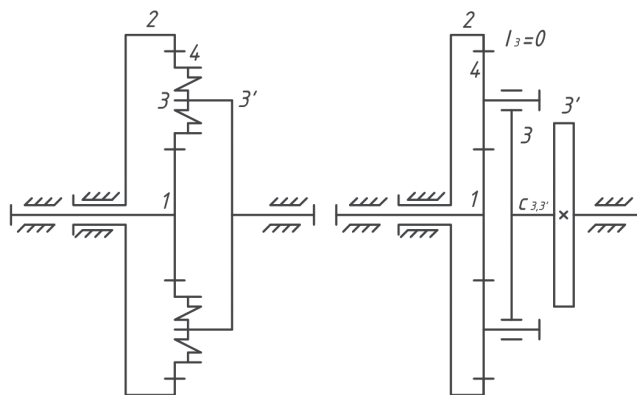


Рис. 1. Кинематическая схема элементарного дифференциального механизма  
Fig. 1. Kinematic scheme of elementary differential mechanism

симальных значений динамических нагрузок звеньев механизма, периодов и частот колебаний, условий резонансного состояния механической системы.

### Основная часть Динамическая модель элементарного дифференциала

В данной работе предлагается динамическая модель элементарного дифференциального механизма с учетом упругости звеньев. Для этого дифференциал представлен в виде эквивалентного ряда с безынерционным водилом [14, 15, 17], основные звенья которого имеют моменты инерции, определяемые по известным формулам.

На рис. 1 приведена схема элементарного дифференциала (элементарный ряд) с тремя основными звеньями 1, 2,

3 и группой сателлитов 4.3 и 3' — безынерционное и конструктивное водило соответственно;  $C_{33'}$  — жесткость соответствующей связи.

Основные звенья элементарного планетарного ряда имеют моменты инерции, определяемые по формулам [11, 12, 17]:

$$\begin{aligned} I_1^{\ominus} &= I_1 + \chi_1 kl_4; I_2^{\ominus} = I_2 + \chi_2 kl_4; \\ I_3^{\ominus} &= km_4 r_3^2 + \chi_3 kl_4. \end{aligned} \quad (1)$$

где  $I_1, I_2, I_4$  — моменты инерции центральных колес и сателлита относительно собственных осей вращения;  $m_4$  — масса сателлита;  $k$  — число сателлитов в элементарном ряду;  $r_3$  — радиус установки осей сателлитов в водиле;  $\chi_1, \chi_2, \chi_3$  — коэффициенты канонической формы.

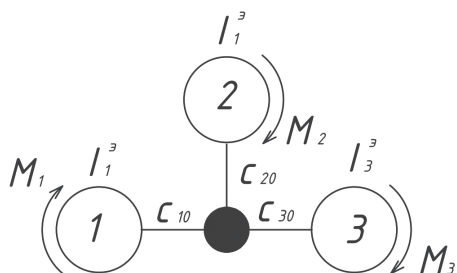


Рис. 2. Динамическая модель элементарного ряда с безынерционным водилом  
Fig. 2. Dynamic model of elementary series of inertialess carrier

$$\begin{cases} \chi_1 = i_{41}^2 [i_{32}^1]^{-1} [i_{41}^2 i_{32}^1 - i_{42}^1 i_{31}^2]; \\ \chi_2 = i_{42}^1 [i_{31}^2]^{-1} [i_{42}^1 i_{31}^2 - i_{41}^2 i_{32}^1]; \\ \chi_3 = i_{41}^2 [i_{42}^1] [i_{31}^2 i_{32}^1], \end{cases} \quad (2)$$

где  $i_{ij}^0$  — передаточное отношение от звена  $i$  к звену  $j$  при закреплённом звене  $o$ .

Эквивалентную динамическую модель элементарного дифференциала представим в виде разветвленной трехмассовой системы [17] (рис. 2). На рисунке  $M_1, M_2, M_3$  — внешние моменты, действующие на соответствующие звенья.

няя;  $C_{j0}$  — приведенная жесткость соответствующей связи.

### Решение уравнения движения механизма

Динамические процессы в приводах машин существенно зависят от типа двигателя, то есть от его механической характеристики. В приводах горных машин часто используются асинхронные электродвигатели с контактными кольцами [9, 16], рабочий участок механической характеристики которых может быть представлен отрезком прямой. Тогда значение момента на валу электродвигателя в зависимости от угловой скорости вала можно определить из выражения следующего вида [17]:

$$M_1 = M_H \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0 - \omega_H}, \quad (3)$$

где  $M_H$ ,  $\omega_H$  — номинальные значения момента и угловой скорости вала электродвигателя;  $\omega_0$  — угловая скорость вала двигателя при отсутствии нагрузки.

Также предполагается, что остальные внешние моменты либо постоянны по величине, либо являются функциями времени. Действительно, тормозной момент для правильно рассчитанных тормозов изменяется в процессе торможения незначительно, и его можно считать постоянным, а момент сопротивления зависит от характера операций, предусмотренных для той или иной машины.

Используя метод С.Н. Кожевникова [18], будем отыскивать не углы поворота масс, а моменты упругости, возникающие в механических связях системы. Уравнения движения для каждой из масс системы запишем в следующем виде:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_H \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0 - \omega_H} - M_{10}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = M_2(t) - M_{20}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_3 = M_3(t) - M_{30}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $\ddot{\varphi}_j$  — угловое ускорение соответствующей массы;  $M_{j0}$  — момент, развиваемый силами упругости, в соответствующей связи;  $j = 1, 2, 3$ .

При составлении системы уравнений (4) предполагалось, что все внешние моменты одного знака, и совпадают со знаком углового ускорения соответствующей массы. Поскольку внешние моменты, действующие на систему, являются функциями различных переменных, то система уравнений (4) представляет собой систему дифференциальных уравнений с разнородными переменными. Приведем систему уравнений (4) к виду, когда все внешние моменты будут представлять собой функции одной переменной — времени. Для этого из первого уравнения системы (4) необходимо исключить угловую скорость вала электродвигателя.

Продифференцировав первое и второе уравнения системы (4) по времени и поделив затем каждое из этих уравнений на соответствующий момент инерции, вычтем второе уравнение из первого

$$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = - \frac{M_H}{I_1 (\omega_0 - \omega_H)} \ddot{\varphi}_1 - \left( \frac{M'_{10}}{I_1} - \frac{M'_2}{I_2} + \frac{M'_{20}}{I_2} \right) \ddot{\varphi}_2. \quad (5)$$

Введя в полученное выражение два новых слагаемых  $\pm \frac{R}{I_1} \ddot{\varphi}_2$ ,

где  $R = \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H}$ , и заменяя в одном из них  $\ddot{\varphi}_2$  значением, найденным из второго уравнения системы (4), получим:

$$\begin{aligned} & (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{R}{I_1} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \\ & + \frac{M'_{10}}{I_1} - \frac{M'_{20}}{I_2} = \frac{M'_2}{I_2} - \frac{R}{I_1 I_2} M_2 + \frac{R}{I_1 I_2} M_{20}. \end{aligned} \quad (6)$$

Введя в полученное выражение попарно два новых слагаемых  $\pm \ddot{\varphi}_0$  и  $\pm \frac{R}{I_1} \ddot{\varphi}_0$ , где  $\ddot{\varphi}_0$  — угловое ускорение узлового сечения «О», будем иметь

$$\begin{aligned} & (\varphi_1''' - \varphi_0''') - (\varphi_2''' - \varphi_0''') + \frac{R}{l_1}(\varphi_1'' - \varphi_0'') - \\ & - \frac{R}{l_1}(\varphi_2'' - \varphi_0'') + \frac{M'_{10}}{l_1} - \frac{M'_{20}}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_{20} = . \quad (7) \\ & = -\frac{M'_2}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_2 \end{aligned}$$

И наконец, учитывая, что  $M_{j0} = C_{j0}(\varphi_j - \varphi_0)$ , окончательно получаем

$$\begin{aligned} & \frac{M''_{10}}{C_{10}} - \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{R}{l_1} \frac{M'_{10}}{C_{10}} - \frac{R}{l_2} \frac{M'_{20}}{C_{20}} + \\ & + \frac{M'_{10}}{l_1} - \frac{M'_{20}}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_{20} = -\frac{M'_2}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_2 \quad (8) \end{aligned}$$

### Составление системы дифференциальных уравнений механизма

Замечая, что внешние моменты  $M_2$  и  $M_3$  являются функциями времени или постоянными величинами, можно аналогично показанному выше образовать разность угловых ускорений соответствующих масс и узлового сечения и после умножения на величину соответствующей жесткости связи получить уравнение, в которое войдут моменты сил упругости связей и их производные.

В результате получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{M''_{10}}{C_{10}} - \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{R}{l_1} \left( \frac{M'_{10}}{C_{10}} - \frac{M'_{20}}{C_{20}} \right) + \\ + \frac{M'_{10}}{l_1} - \frac{M'_{20}}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_{20} = -\frac{M'_2}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} M_2 \\ \frac{M''_{20}}{C_{20}} - \frac{M''_{30}}{C_{30}} + \frac{M_{20}}{l_2} + \frac{M_{30}}{l_3} = \frac{M_2}{l_2} - \frac{M_3}{l_3} \end{cases} \quad (9)$$

здесь  $C_{j0}$  — приведенная жесткость соответствующей связи.

Для определения неизвестных  $M_{j0}$  необходимо составить еще одно уравнение, которое может быть записано в виде равенства нулю суммы моментов сил упругости связей в узловом сечении «О», т.е.

$$\sum_1 M_{j0} = 0 \quad (10)$$

Таким образом, система независимых линейных неоднородных дифференциальных уравнений с тремя искомыми моментами  $M_{j0}$  сил упругости связей примет следующий вид:

$$\begin{cases} \left[ \frac{M''_{10}}{C_{10}} + \frac{R}{l_1} \cdot \frac{M'_{10}}{C_{10}} + \frac{M'_{10}}{l_1} \right] - \\ - \left[ \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{R}{l_1} \cdot \frac{M'_{20}}{C_{20}} + \frac{M'_{20}}{l_2} + \frac{R}{l_1 l_2} \cdot M_{20} \right] = \\ = \frac{M'_2}{l_2} - \frac{R}{l_1 l_2} \cdot M_2; \\ \left[ \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{M_{20}}{l_2} \right] - \left[ \frac{M''_{30}}{C_{30}} + \frac{M_{30}}{l_3} \right] = \frac{M_2}{l_2} - \frac{M_3}{l_3}; \\ M_{10} + M_{20} + M_{30} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Приравняв нулю правые части уравнений системы (11), получим систему линейных однородных дифференциальных уравнений или систему уравнений свободных колебаний механической системы.

$$\begin{cases} \left[ \frac{M''_{10}}{C_{10}} + \frac{R}{l_1} \cdot \frac{M'_{10}}{C_{10}} + \frac{M'_{10}}{l_1} \right] - \\ - \left[ \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{R}{l_1} \cdot \frac{M'_{20}}{C_{20}} + \frac{R}{l_1 l_2} \cdot M_{20} \right] = 0; \\ \left[ \frac{M''_{20}}{C_{20}} + \frac{M_{20}}{l_2} \right] - \left[ \frac{M''_{30}}{C_{30}} + \frac{M_{30}}{l_3} \right] = 0; \\ M_{10} + M_{20} + M_{30} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Система дифференциальных уравнений (12) представима в виде системы линейных алгебраических уравнений. Практический интерес при динамическом исследовании привода машины представляют частные решения системы неоднородных дифференциальных уравнений (11), поскольку именно они дают возможность проанализировать эффект приложения внешних нагрузок, действующих на механическую систему. Применяв операторный метод, можно найти частные решения линейных неоднородных дифференциальных уравнений.

## Выводы

Для известной эквивалентной динамической модели элементарного дифференциального механизма с упругими

звеньями получена система независимых линейных неоднородных дифференциальных уравнений для моментов сил упругости связей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Слободяник Т.М. Рациональное проектирование приводов горных машин / Сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции «Научный потенциал XXI века», 04–06 июля 2017 г. — Екатеринбург, 2017. — С. 142–145.
2. Zarubina E. M., Nikitina O. A. and Slobodyanik T. M. Advances in Economics, Business and Management Research. 2019. V79 («Far East Con»), pp. 132–134.
3. Nikitina O. A., Slobodyanik T. M., Melikhova Yu. M. Development of an action plan for restructuring the accounts payable of the repair enterprise // Guide to the entrepreneur. 2016. No 31. Pp. 114–120.
4. Nikitina O. A., Litovskaya Yu. V., Savinkova T. A., Zinoveva E. G., Ponomareva O. S. The use of the budget planning mechanism in construction companies: evidence from LLC «Stroytekhnologiya» // Espacios. 2017. Vol. 38. No 33. Pp. 17–26.
5. Nikitina O. A., Litovskaya Yu. V., Ponomareva O. S. Development of the Cost Management Mechanism for Metal Products Manufacturing Based on Budgeting Method // Academy of Strategic Management Journal. 2018. Vol. 17, Issue 5, Pp. 1–7.
6. Gorbatyuk S. M., Gerasimova A. A., Belkina N. N. Applying thermal coatings to narrow walls of the continuous-casting molds // Materials Science Forum 2016;870:564–567.
7. Gerasimova A. A., Radyuk A. G., Titlyanov A. E. Creation of a diffusional aluminum layer on the narrow walls of continuous-casting molds // Steel in Translation 2015;45(3):185–187.
8. Keropyan A. M., Gerasimova A. A. Connection of the temperature in contact area of the wheel-rail system with the slope of industrial railway transport // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenij. Chernaya Metallurgiya 2017;60(5):355–363.
9. Слободяник Т.М., Никитина О.А. Проектирование экономичных приводов горных машин. Рукопись деп. в изд-ве «Горная книга» № 1134/07-18 от 21.05.2018 г., 6 с. // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 7. — С. 115.
10. Семенча П.В., Зислин Ю.А. Редукторы горных машин. Конструкции, расчет и испытания. — М.: Недра, 1990. — 238 с., ил.
11. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. — М.: Машиностроение, 1966. — 308 с., ил.
12. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 296 с.
13. Пивоваров А.О. Разработка конструкции планетарной передачи без избыточных связей // Фундаментальные исследования. — 2013. — № 6–3. — С. 556–560.
14. Diachenko P. V. Modeling influence of rolling bearing bush and vibration damping in catching of toothed wheels // Вісник дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. — 2011. — № 36. — С. 16–24.
15. Крюков В.А., Савельева Л.В. Выбор закона изменения жесткости зацепления при моделировании динамики зубчатых передач // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2015. — № 11-1. — С. 65–70.
16. Слободяник Т.М., Никитина О.А. Проектирование планетарных передач в горной технике. Рукопись деп. в изд-ве «Горная книга» № 1131/07-18 от 21.05.2018 г., 7 с. // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 7. — С. 46.
17. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. — Л.: Машиностроение, 1971. — 352 с., ил.
18. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. — Киев, изд-во АН СССР, 1961. — 160 с., ил. **ПДАБ**

## REFERENCES

1. Slobodyanik T. M. Intelligent design of mining machine drives. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Nauchnyy potentsial XXI veka»*, 04–06 July 2017, Yekaterinburg, 2017, pp. 142–145. [In Russ].

2. Zarubina E. M., Nikitina O. A. and Slobodyanik T. M. *Advances in Economics, Business and Management Research*. 2019. V79 («Far East Con»), pp. 132–134.
3. Nikitina O. A., Slobodyanik T. M., Melikhova Yu. M. Development of an action plan for restructuring the accounts payable of the repair enterprise. *Guide to the entrepreneur*. 2016. No 31. Pp. 114–120.
4. Nikitina O. A., Litovskaya Yu. V., Savinkova T. A., Zinoveva E. G., Ponomareva O. S. The use of the budget planning mechanism in construction companies: evidence from LLC «Stroytehnologiya». *Espacios*. 2017. Vol. 38. No 33. Pp. 17–26.
5. Nikitina O. A., Litovskaya Yu. V., Ponomareva O. S. Development of the Cost Management Mechanism for Metal Products Manufacturing Based on Budgeting Method. *Academy of Strategic Management Journal*. 2018, Vol. 17, Issue 5, Pp. 1–7.
6. Gorbatyuk S. M., Gerasimova A. A., Belkina N. N. Applying thermal coatings to narrow walls of the continuous-casting molds. *Materials Science Forum* 2016;870:564–567.
7. Gerasimova A. A., Radyuk A. G., Titlyanov A. E. Creation of a diffusional aluminum layer on the narrow walls of continuous-casting molds. *Steel in Translation* 2015;45(3):185–187.
8. Keropyan A. M., Gerasimova A. A. Connection of the temperature in contact area of the wheel-rail system with the slope of industrial railway transport. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenij. Chernaya Metallurgiya* 2017;60(5):355–363.
9. Slobodyanik T. M., Nikitina O. A. Designing economical drives of mining machines. Deposited manuscript No 1134/07-18 from 21.05.2018, 6 p. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2018, no 7, pp. 115. [In Russ].
10. Semencha P. V., Zislín Yu. A. *Reduktory gornyx mashin. Konstruktsii, raschet i ispytaniya* [Reducing gears of mining machines. Design, calculation and testing], Moscow, Nedra, 1990, 238 p.
11. Kudryavtsev V. N. *Planetarynye peredachi* [Planetary gears], Moscow, Mashinostroenie, 1966, 308 p.
12. Komarov M. S. *Dinamika mekhanizmov i mashin* [Dynamics of mechanisms and machines], Moscow, Mashinostroenie, 1969, 296 p.
13. Pivovarov A. O. Designing planetary gears without excessive ganging. *Fundamental'nye issledovaniya*. 2013, no 6–3, pp. 556–560. [In Russ].
14. Diachenko P. V. Modeling influence of rolling bearing bush and vibration damping in catching of toothed wheels. *Visnik dniproetrovs'kogo natsional'nogo universitetu zaliznichnogo transportu im. akademiya V. Lazaryana*. 2011, no 36, pp. 16–24.
15. Kryukov V. A., Savel'eva L. V. Selection of low of variation in mesh stiffness in modeling gearing dynamics. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2015, no 11-1, pp. 65–70. [In Russ].
16. Slobodyanik T. M., Nikitina O. A. Design of planetary gears in mining machinery. Deposited manuscript No 1131/07-18 от 21.05.2018, 7 p. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2018, no 7, pp. 46. [In Russ].
17. Veyts B. L., Kochura A. E., Martynenko A. M. *Dinamicheskie raschety privodov mashin* [Dynamic designs of machine drives], Leningrad, Mashinostroenie, 1971, 352 p.
18. Kozhevnikov S. N. *Dinamika mashin s uprugimi zven'yami* [Dynamics of machines with elastic elements], Kiev, izd-vo AN SSSR, 1961, 160 p.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Слободяник Татьяна Михайловна<sup>1</sup> — канд. техн. наук, доцент, e-mail: tslobodyanik@gmail.com, Балахнина Евгения Евгеньевна<sup>1</sup> — канд. техн. наук, доцент, e-mail: autobusred@yandex.ru, <sup>1</sup> НИТУ «МИСиС».

**Для контактов:** Слободяник Т.М., e-mail: tslobodyanik@gmail.com.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

T.M. Slobodyanik<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor, e-mail: tslobodyanik@gmail.com, E.E. Balakhnina<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor, e-mail: autobusred@yandex.ru,

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISS», 119049, Moscow, Russia.

**Corresponding author:** T.M. Slobodyanik, e-mail: tslobodyanik@gmail.com.