



А. И. Артюнин<sup>1</sup>, О. Ю. Суменков<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

<sup>2</sup>Томский политехнический университет, г. Томск, Российская Федерация

Дата поступления: 30 мая 2019 г.

## УЧЕТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ОПОРАХ МАЯТНИКОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССА АВТОМАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ

**Аннотация.** При моделировании процесса автоматической балансировки роторов с помощью маятниковых автобалансирующих или при исследовании эффекта «застывания» маятников на вращающемся валу механической системы важное значение приобретает знание характера сил сопротивления в опорах маятников. В ранее опубликованных работах, посвященных автоматической балансировке роторов с помощью маятников, принималось, что момент сил сопротивления в опорах маятников пропорционален их относительной скорости, то есть носит характер «вязкого» трения. Однако при увеличении скоростей вращения роторов возникает необходимость учитывать радиальную нагрузку в опорах маятников, влияющую на сопротивление движению маятников и тем самым на процесс автоматической балансировки. В настоящей работе предлагается использовать гипотезу о том, что момент сил сопротивления в опоре маятника складывается из момента сил сопротивления пропорционального относительной скорости маятника на вращающемся валу («вязкое» трение) и момента сил сопротивления пропорционального радиальной нагрузке в опоре маятника («сухое» трение). Описан оригинальный и одновременно простой способ экспериментального определения коэффициента «вязкого» момента трения с помощью линейки и цифрового фотоаппарата. Наиболее приближенной к реальным конструкциям является модель, в которой маятник установлен с возможностью свободного вращения на валу ротора, жестко закрепленного в корпусе на упругих опорах. Для этих моделей, где движение маятника является сложным, предложены схемы и формулы для расчета радиальной нагрузки в опоре маятника при разгоне и стационарном режиме движения ротора с учетом кориолисовой силы инерции.

**Ключевые слова:** маятник, подшипник, момент трения, радиальная нагрузка, угловая скорость, коэффициент трения.

A. I. Artyunin<sup>1</sup>, O. Yu. Sumenkov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

<sup>2</sup>Tomsk Polytechnic University, Tomsk, the Russian Federation

Received: 30 May, 2019.

## TAKING CONSIDERATION OF RESISTANCE FORCES IN THE PENDULUM SUPPORTS WHEN STUDYING THE PROCESS OF AUTOMATIC BALANCING OF THE ROTORS

**Abstract.** When modeling the process of automatic balancing of rotors with the help of pendulum auto-balancers or studying the "sticking" effect of a pendulum on a rotating shaft of a mechanical system, it is important to know the character of the resistance forces in the pendulum supports. In the previously published works on automatic balancing of rotors with the help of pendulum it was accepted that the moment of resistance forces in the pendulum supports proportional to the relative velocity, that is has the character of "viscous" friction. But at velocity increase of rotors revolution it is necessary to consider real load in the pendulum supports, influencing the pendulum motion resistance and so the automatic balancing process. The hypothesis used in the present work is that the moment of resistance forces in the pendulum supports consists of the moment of resistance forces proportional to the relative velocity of the pendulum on rotating shaft ("viscous" friction) and the moment of resistance forces proportional to the radial load on the support ("dry" friction). Both original and simple method of determining the "viscous" friction coefficient with the help of a ruler and a digital camera is described. The model with a pendulum capable of free rotation on the shaft of a rotor permanently attached in a body frame at resilient supports is the closest to really existing constructions. Diagrams and formulas are suggested for the models with the complicated pendulum motion to calculate the radial load in the pendulum support both at acceleration and under stabilized conditions of rotor motion considering Coriolis inertia force.

**Keywords:** pendulum, bearing, moment of friction, radial load, angular velocity, friction coefficient.

### Введение

При моделировании процесса автоматической балансировки роторов с помощью маятниковых автобалансирующих или при исследовании эффекта «застывания» маятников на вращающемся валу механической системы, важное значение приобретает знание характера сил сопротивления в опорах

маятников. В ранее опубликованных работах [1-5], посвященных автоматической балансировке роторов с помощью маятников, принималось, что момент сил сопротивления в опорах маятников пропорционален их относительной скорости, то есть носит характер «вязкого» трения. Однако при увеличении скоростей вращения роторов возникает



необходимость учитывать радиальную нагрузку в опорах маятников, влияющую на сопротивление движению маятников и тем самым на процесс автоматической балансировки.

Одним из способов установки маятников на валу ротора является его крепление с помощью подшипников качения. Например, конструкция маятникового балансира в экспериментальных работах [6, 7] представляла собой подшипник качения, внутреннее кольцо которого устанавливалось на валу, а на внешнем кольце устанавливалась втулка со стержнем для крепления массы маятника, как показано на фотографии (рис. 1). Очевидно, что в этом случае при больших скоростях вращения ротора необходимо учитывать и сопротивление относительно движению маятника и трение от радиальной нагрузки в самом подшипнике.



Рис. 1. Фотография маятников автобалансира, установленных на валу ротора с помощью подшипников качения

### Выбор гипотезы о характере момента трения в подшипнике качения маятника на вращающемся валу

Сопротивление в подшипниках качения, как отмечается в работах [8-12] и других, носит сложный характер и складывается из трения качения шариков по беговой дорожке, трения скольжения тел качения, трения в сепараторе, трения в смазочном слое, трения, обусловленного особенностями конструкции и режимами работы. Все эти составляющие сопротивления в подшипниках действуют одновременно и совокупно, зависят от ряда факторов. Поэтому при решении инженерных задач часто используют ту или иную гипотезу, основанную на наблюдениях и экспериментах, позволяющую получить несложные, но оправдавшие себя на практике, зависимости. В ряде работ [8, 9, 11] для определения момента трения в подшипнике качения рекомендуют формулы, состоящие из двух слагаемых, один из которых представляет собой момент трения, зависящий от угловой скорости вала, а второй – момент трения, зависящий от нагрузки. Опираясь на эти работы, а также ис-

ходя из собственных наблюдений, примем гипотезу о том, что полный момент трения  $M$  в опорах маятников автобалансира складывается из момента трения  $M_1$ , пропорционального относительной скорости движения маятника по отношению к валу («вязкое» трение), и момента трения  $M_2$ , пропорционального радиальным нагрузкам в подшипнике («сухое» трение):

$$M = M_1 + M_2, \quad (1)$$

где  $M_1 = \mu_1(\omega - \dot{\varphi})$ ;

$$M_2 = \mu_2 R \frac{d}{2}. \quad (2)$$

Здесь  $\omega$  – угловая скорость вала;  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость маятника;  $R$  – радиальная нагрузка;  $d$  – диаметр внутреннего кольца подшипника;  $\mu_1$  – коэффициент «вязкого» трения;  $\mu_2$  – коэффициент «сухого» трения.

Формулу  $M_2 = \mu_2 R \frac{d}{2}$  рекомендуется применять при нормальных условиях работы для эквивалентной нагрузки  $R \approx 0,1 C$ , где  $C$  – динамическая грузоподъемность подшипника [8-10]. Для однородных шариковых подшипников табличное значение  $\mu_2 = 0,0015$ .

Таким образом, для использования формулы (1) при исследованиях и расчетах движения маятника автобалансира на валу ротора необходимо определить коэффициент  $\mu_1$  и радиальную эквивалентную нагрузку  $R$ .

### Экспериментальное определение коэффициента трения $\mu_1$ подшипника качения маятника автобалансира

Используя схему на рис. 2, получим формулу для определения коэффициента  $\mu_1$ . На рис. 2 изображен однородный стержень длиной  $l$  и массой  $m$ . Стержень шарнирно подвешен в точке  $O$ . Расстояние от точки  $O$  до центра масс  $C$  равно  $a$ .

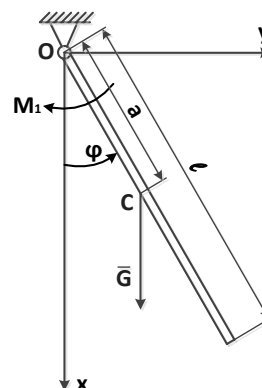


Рис. 2. Расчетная схема для экспериментального определения коэффициента трения  $\mu_1$

Колебания стержня под действием силы тяжести будем описывать с помощью угла  $\varphi$ , отсчитываемого от вертикали против часовой стрелки.



Момент сопротивления в шарнире примем равным  $M_1 = \mu_1 \dot{\varphi}$ , где  $\mu_1$  – коэффициент трения;  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость маятника-стержня. Уравнение колебаний стержня при малых углах поворота  $\varphi$  с учетом момента сопротивления в опоре имеет вид:

$$J\ddot{\varphi} + \mu_1 \dot{\varphi} + mga\varphi = 0 \quad \text{или} \quad \ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + k_1^2\varphi = 0,$$

где  $2n = \mu_1/J$ ;  $k_1^2 = mga/J$ ;  $J = \frac{1}{3}ml^2$ .

Решение этого уравнения имеет вид:

$$\varphi = Ae^{-nt} \sin(k_1 t + d).$$

Запишем отношения отклонений стержня  $\varphi_1$  в момент времени  $t$  и отклонения стержня  $\varphi_{11}$  в момент времени  $t + 10T$ , где  $T$  – период колебаний:

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_{11}} = e^{10nT} \quad \text{или} \quad \ln \frac{\varphi_1}{\varphi_{11}} = 10nT.$$

Тогда коэффициент трения  $\mu_1$  равен:

$$\mu_1 = \frac{J \ln(\varphi_1/\varphi_{11})}{5T}. \quad (3)$$

На рис. 3 приведена фотография устройства для экспериментального определения коэффициента трения  $\mu_1$ . Устройство представляло собой электродвигатель, на валу которого с помощью подшипника 1 устанавливался маятник 2. К маятнику жестко прикреплен длинный стержень 3, момент инерции которого относительно точки подвеса  $J$  определялся заранее. Вал электродвигателя не вращался, стержень при отклонении совершал затухающие колебания под действием силы тяжести и момента сопротивления. Амплитуды колебаний стержня оценивались с помощью линейки 4. Отклонения маятника фиксировались цифровым фотоаппаратом 5. Фотографирование осуществлялось в один из моментов наибольшего отклонения стержня и через 10 полных колебаний. На этих двух фотографиях с помощью линейки измерялись отклонения стержня (масштаб здесь не обязателен), а период колебаний фиксировался в цифровом фотоаппарате.



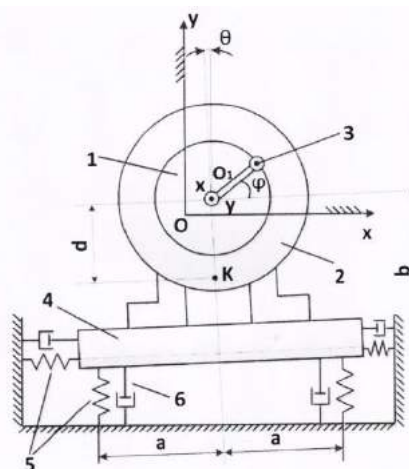
**Рис. 3. Устройство для определения коэффициента трения  $k_1$  в подшипнике качения:**

1 – подшипник качения; 2 – маятник; 3 – стержень с известным моментом инерции; 4 – линейка с миллиметровыми делениями; 5 – цифровой фотоаппарат

Зная отношения отклонений, момент инерции стержня, период колебаний, вычислялся коэффициент  $\mu_1$ . Для подшипника маятника, который исследовался в работах [7], коэффициент  $\mu_1 = 0,0015$  Н·м·с. Относительная погрешность измерений определялась как наибольшее отклонение от среднего при 20 измерениях и составила  $\delta_1 = 2,1$  %. Так как абсолютная погрешность есть погрешность средств измерений, а погрешность цифрового фотографирования ничтожна, то к ней отнесены погрешность линейки и погрешность измерения массы и размеров стержня при расчёте его момента инерции. Эта погрешность составила  $\delta_2 = 3,0$  %.

#### Определение радиальной эквивалентной нагрузки подшипника качения маятника на вращающемся валу

Величина радиальной эквивалентной нагрузки на подшипник качения маятника определяется в основном центробежной силой маятника, которая определяется по формуле:  $\Phi_{\text{ц}} = ml\dot{\varphi}^2$ , где  $m$ ,  $l$  – соответственно масса и длина маятника;  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость маятника. Однако подшипник может испытывать дополнительные нагрузки, связанные с переносным вращением вала ротора при разгоне, переносным движением механической системы (рис. 4.) и относительным движением маятника.



**Рис. 4. Динамическая модель механической системы с маятником на вращающемся валу:** 1 – ротор электродвигателя; 2 – корпус электродвигателя; 3 – маятник; 4 – опорная пластина; 5 – упругие невесомые опоры; 6 – демпферы

Переносным движением для маятника на рис. 4 при разгоне будет вращение вала ротора с угловой скоростью  $\omega$  и угловое движение корпуса с угловой скоростью  $\dot{\theta}$ . Так как угол поворота маятника является независимой обобщенной координатой, то угловая скорость маятника  $\dot{\varphi}$  является абсолютной, то есть:  $\dot{\varphi} = \omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi}_{\text{отн}}$  или  $\dot{\varphi}_{\text{отн}} = \omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi}$ . Тогда относительная скорость маятни-



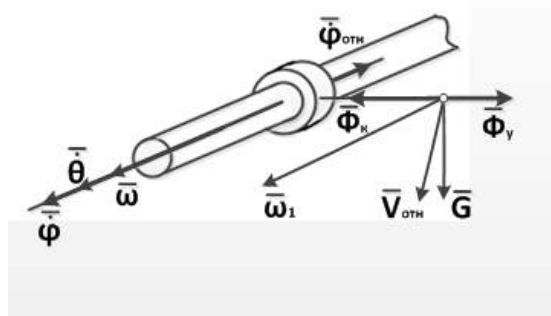
ка:  $V_{отн} = l(\omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi})$ . В этом случае система сил, приложенных к маятнику будет состоять из трех сил (рис. 5 а): центробежной силы  $\Phi_{ц} = ml\dot{\varphi}^2$ ; кориолисовой силы инерции  $\Phi_{к} = 2ml\omega(\omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi})$  и силы тяжести  $G$ . Кориолисова сила инерции при любом положении маятника будет направлена к валу в обратную сторону центробежной силы. Радиальная эквивалентная нагрузка на подшипник будет равна:

$$R = ml\dot{\varphi}^2 - 2ml\omega(\omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi}).$$

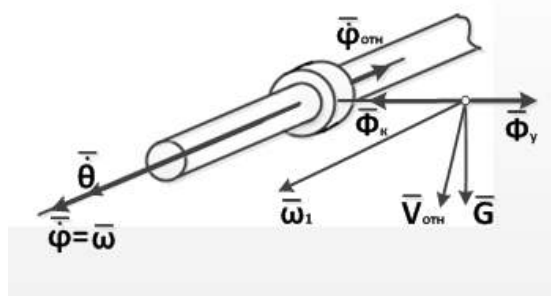
Другая система сил будет действовать на маятник при установившемся движении, когда  $\dot{\varphi} = \omega$ , тогда переносным будет поворотное движение корпуса с угловой скоростью  $\dot{\theta}$  (рис. 5 б), здесь:

$\dot{\varphi}_{отн} = \omega - \dot{\theta}$ ;  $V_{отн} = l(\omega - \dot{\theta})$ ;  $\Phi_{к} = 2ml\omega(\omega - \dot{\theta})$   
Кориолисова сила инерции также направлена в обратную сторону центробежной силы. Радиальная эквивалентная нагрузка будет равна:

$$R = ml\omega^2 - 2ml\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta}).$$



а



б

Рис. 5. Система сил, действующая на маятник

Система сил при разгоне (а) и при установившемся движении (б) для динамической модели приведена на рис. 5. Другая система сил будет действовать на маятник при установившемся движении, когда  $\dot{\varphi} = \omega$ , тогда переносным будет поворотное движение корпуса с угловой скоростью  $\dot{\theta}$  (рис. 5 б), здесь:

$\dot{\varphi}_{отн} = \omega - \dot{\theta}$ ;  $V_{отн} = l(\omega - \dot{\theta})$ ;  $\Phi_{к} = 2ml\omega(\omega - \dot{\theta})$ . Кориолисова сила инерции также направлена в обратную сторону центробежной силы. Радиальная эквивалентная нагрузка будет равна:

$$R = ml\omega^2 - 2ml\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta}).$$

Из-за малой длины и малой массы маятника можно пренебречь знакопеременным моментом и знакопеременной нагрузкой в опоре от действия силы тяжести маятника. Как показывает расчёт влияния силы тяжести на момент сопротивления и радиальной нагрузки в опоре не превышает 0,5 %.

Таким образом, для механической системы, имеющей угловое перемещение, эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник маятника определяется по формулам:

при разгоне  $R = ml\dot{\varphi}^2 - 2ml\omega(\omega + \dot{\theta} - \dot{\varphi})$ ;

при установившемся движении

$$R = ml\omega^2 - 2ml\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta}).$$

Если корпус совершает поступательное движение, то:

при разгоне  $R = ml\dot{\varphi}^2 - 2ml\omega(\omega - \dot{\varphi})$ ;

при установившемся движении  $R = ml\omega^2$ .

#### Заключение

Получено выражение для момента трения в опорах маятников автобалансира, представляющего собой сумму момента пропорционального относительной угловой скорости маятника («вязкое» трение) и момента пропорционального радиальной нагрузке в опоре маятника («сухое» трение). Полученное выражение дает возможность проводить исследования процесса автоматической балансировки роторов [12] или процесс разгона маятника при изучении эффекта «застывания» маятника на вращающемся валу механической системы [13, 14]. Проведенные вне рамок данной статьи расчеты автобалансирующего процесса неуравновешенного ротора с помощью маятников подтвердили правильность выбранного способа учета сил сопротивления в опорах маятников на вращающемся валу.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мачабели Л.И. О движении диска с двумя маятниками// Изв.АН СССР, Механика, 1965.- №2.- с.13-18.
2. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука. – 1971. – 896с.
3. Блехман И.И. Вибрационная механика//М.: Физматгиз, 1994. – 400 с.
4. Дубовик В.А., Замятин В.М., Зиякаев Г.Р. Стационарное вращение неуравновешенного ротора на гибком валу с маятниковыми подвесками//Изв. Томского политех. ун-та, 2009.- Т.314.-№2.-с.44-48.



5. Дубовик В.А., Зиякаев Г.Р. Основное движение двухмаятникового автобалансира на гибком валу с упругими опорами // Изв. Томского политех. ун-та, 2010.-Т.313.- №2.- с.37-39.
6. Артюнин А.И., Алхунсаев Г.Г. Об особом режиме движения жесткого ротора с упругими опорами и маятниковым автобалансиром // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2005. № 10. С. 8–14.
7. Artyunin A.I., Eliseev S.V., Sumenkov O.Y. Experimental Studies of Influence of Natural Frequencies of Oscillations of Mechanical System on Angular Velocity of Pendulum on Rotating Shaft // Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2018: Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering. pp. 159-166.
8. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение. 1975. С. 896.
9. Опоры осей валов машин и приборов / под общ. ред. Н.А. Спицына, И.М. Машкова. Л.: Машиностроение. 1970. С. 896.
10. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение. 1976. С. 655.
11. Галахов Н.А., Бурмистров А.И. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение. 1988. С. 271.
12. Артюнин А.И. Исследования движения ротора с автобалансиром // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1993. № 1. С. 15-18.
13. Артюнин А.И. Эффект «застревания» и особенности движения ротора с маятниковыми автобалансирами // Наука и образование: электронное научное издание НГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. № 8. С. 443-454.
14. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Механико-математическое моделирование эффекта «застревания» маятников на вращающемся валу // Вестник Белорусского гос. Ун-та транспорта: Наука и транспорт. Гомель. 2016. № 2. С. 172-175.

## REFERENCES

1. Machabeli L.I. O dvizhenii diska s dvumya mayatnikami [On the movement of a disk with two pendula], Izv. AN SSSR, Mekhanika [News of Science Academy of the USSR, Mechanics], 1965. No.2. Pp. 13-18.
2. Blekhman I.I. Synchronizatsiya dinamicheskikh system [Dynamic systems synchronization], Moscow, Science Publ., 1971. Pp. 896.
3. Blekhman I.I. Vibratsionnaya mekhanika [Vibration Mechanics], Moscow, Fizmatgiz Publ., 1994. Pp. 400.
4. Dubovik V.A., Zamyatin V.M., Ziyakaev G.R. Statsionarnoe vrashenie neuravnovesnennogo avtobalansira na gibkom valy s mayatnikovymi podveskami [Stationary rotation of unbalanced rotor on the flexible shaft with pendulum suspension], Izv. Tomskogo politek. universiteta [News of Tomsk polytechnic university]. 2009, Vol.314. No.3. Pp. 44-48.
5. Dubovik V.A., Ziyakaev G.R. Osnovnoe dvizhenie dvukhmayatnikovogo avtobalansira na gibkom valy s uprugimi oporami [The basic motion of pendulum auto-balancers on flexible shaft with resilient supports. Izv. Tomskogo politek. universiteta [News of Tomsk polytechnic university]. 2010, Vol.313. No.3. Pp. 37-39.
6. Artyunin A.I., Alkhunsaev G.G. Ob osobom rezhime dvizheniya zhestkogo rotora s uprugimi oporami i mayatnikovym avtobalansirov [On a special mode of motion of a rigid rotor with elastic supports and a pendulum auto-balancer]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [News of higher educational institutions. Engineering], 2005. No. 10. Pp. 8–14.
7. Artyunin A.I., Eliseev S.V., Sumenkov O.Y. Experimental Studies of Influence of Natural Frequencies of Oscillations of Mechanical System on Angular Velocity of Pendulum on Rotating Shaft. *Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2018: Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*. Pp. 159-166.
8. Beizel'man R.D., Tsyppin B.V., Perel' L.Ya. Podshipniki kacheniya: Spravochnik [Rolling bearings: a handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. Pp. 896.
9. Opory osej valov mashin i priborov [Bearings of shaft axes of machines and devices]. In Spitsyn N.A., Mashkov I.M. (gen. eds.). Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1970. Pp. 896.
10. Reshetov D.N. Detali mashin [Parts of machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. P. 655.
11. Galakhov N.A., Burmistrov A.I. Raschet podshipnikovyx uzlov [Calculation of bearing assemblies]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. Pp. 271.
12. Artyunin A.I. Issledovaniya dvizheniya rotora s avtobalansirov [Studies of the movement of the rotor with auto-balancer]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [News of higher educational institutions. Mechanical Engineering], 1993. No. 1. Pp. 15-18.
13. Artyunin A.I. Effekt «zastrevaniya» i osobennosti dvizheniya rotora s mayatnikovymi avtobalansirami [The “sticking” effect and the characteristics of the rotor movement with pendulum auto-balancers]. *Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchnoe izdanie NGTU im. N.E. Baumana* [Science and education: the electronic scientific publication of the Bauman NSTU], 2013. No. 8. Pp. 443-454.
14. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Mekhaniko-matematicheskoe modelirovanie effekta «zastrevaniya» mayatnikov na vrashchayushchetsya valy [Mechanical and mathematical modeling of the "sticking" effect of pendulums on a rotating shaft]. *Vestnik Belorusskogo gos. Un-ta transporta: Nauka i transport* [Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport]. Gomel'. 2016. No. 2. Pp. 172-175.

## Информация об авторах

Артюнин Анатолий Иванович – д.т.н., профессор кафедры «Физика, механика и приборостроение», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: artyunin\_ai@irgups.ru

Суменков Олег Юрьевич – Национальный исследовательский Томский политехнический университет, e-mail: oys5@tpu.ru

## Authors

Artyunin Anatolii Ivanovich – Doctor of Engineering Science, Prof. of the Subdepartment of Physics, Mechanics and Instrument Engineering, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: artyunin\_ai@irgups.ru

Sumenkov Oleg Yurevich – Tomsk Polytechnic University, Tomsk, e-mail: oys5@tpu.ru

**Для цитирования**

Артюнин А. И. Учет сил сопротивления в опорах маятников при исследовании процесса автоматической балансировки роторов / А. И. Артюнин, О. Ю. Суменков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 63, № 3. – С. 53–58. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).53–58

**For citation**

Artyunin A. I., Sumenkov O. Y. Uchet sil soprotivleniya v oporakh mayatnikov pri issledovani protsessava avtomaticheskoy balansirovki rotorov [Taking consideration of resistance forces in the pendulum supports when studying the process of automatic balancing of the rotors]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2019. Vol. 63, No. 3, pp. 53–58. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).53–58.