

УДК 621.825:62-192

DOI 10.18698/0536-1044-2017-8-18-24

Расчетно-экспериментальная оценка работоспособности роликовых механизмов свободного хода

И.А. Золотов¹, О.В. Шарков²

¹ Калининградский государственный технический университет, 236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1

² Балтийский федеральный университет им. И. Канта, 236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14

The Evaluation of Efficiency of Roller Free-Wheel Mechanisms Through Computation and Experiments

I.A. Zolotov¹, O.V. Sharkov²

¹ Kaliningrad State Technical University, 236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetskiy Ave., Bldg. 1

² Immanuel Kant Baltic Federal University, 236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevskiy St., Bldg. 14



e-mail: zolivan@rambler.ru, o_sharkov@mail.ru



Роликовые механизмы свободного хода функционируют в приводах машин при большой частоте включения и значительных динамических нагрузках. Определение их работоспособности обычно ограничено расчетом по максимальным нормальным или касательным напряжениям, возникающим в местах контакта роликов и внутренней звездочки, а оценку других важных параметров, например долговечности, как правило, не выполняют. Проведено исследование влияния усталостной прочности внешней обоймы на надежность роликовых механизмов свободного хода с применением расчетно-экспериментального подхода. В качестве исследуемого фактора принят доверительный интервал наработки на отказ, а в качестве независимого фактора — коэффициент запаса усталостной прочности. Установлено, что влияние коэффициента запаса усталостной прочности на нижнюю границу наработки на отказ характеризуется зависимостью, близкой к экспоненциальной. Показано, что необходимая работоспособность роликовых механизмов свободного хода обеспечивается при значении коэффициента запаса усталостной прочности внешней обоймы в пределах 1,5...2,0. Дальнейшее увеличение запаса усталостной прочности приводит к дополнительному повышению расхода материала и массы механизма без существенного увеличения его надежности. Результаты исследований можно использовать при прогнозировании ресурса работы роликовых механизмов свободного хода.

Ключевые слова: роликовый механизм свободного хода, теория надежности, усталостная прочность, внешняя обойма, расчетно-экспериментальный метод



Roller free-wheel mechanisms operate in machine drives when high turn-on frequencies and large dynamic loads are involved. The evaluation of efficiency of such mechanisms is usually limited to calculating maximum normal or tangential stresses occurring in contact areas between the rollers and the inner sprocket gear. Other important parameters, such as life of the mechanism, are not normally evaluated. A study of the impact of the external cage fatigue strength on reliability of roller free-wheel mechanisms is performed using the computation-and-experiment approach. The confidence range of runs to failure is adopted as the factor under examination; the fatigue safety factor is considered as an independent

factor. It is established that the effect of the fatigue safety factor on the lower limit of runs to failure is characterized by a dependence close to exponential. It is shown that the required efficiency of roller free-wheel mechanisms is guaranteed when the fatigue safety factor of the external cage falls within the 1.5–2.0 range. Further increase of fatigue strength safety leads to an additional increase of material consumption and the weight of the mechanism, without significant increase in safety. The results of the study can be used for forecasting operational life of roller free-wheel mechanisms.

Keywords: roller free-wheel mechanism, reliability theory, fatigue strength, external cage, computational and experimental method

Роликовые механизмы свободного хода (РМСХ), являющиеся одними из наиболее нагруженных элементов приводов различных машин, функционируют при значительной частоте включения (которая может достигать 50 Гц), больших вращающих моментах и динамических нагрузках [1–4]. На работоспособность РМСХ влияет целый ряд конструктивных [5–12], технологических [13–15], эксплуатационных [11–15] и других факторов.

В настоящее время в качестве критериев оценки работоспособности РМСХ обычно используют только нормальные σ_H или касательные τ напряжения, возникающие в местах контакта роликов и внутренней звездочки, которые не должны превышать допустимых значений $[\sigma_H]$ и $[\tau]$: ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$ и $\tau \leq [\tau]$) [1–4, 11, 12]. Влияние других параметров, например напряжений и деформаций внешней обоймы, на работоспособность механизма не рассматривается.

Достоверный и точный учет влияния различных факторов на надежность механизмов с использованием теоретических моделей представляет собой очень сложную, а в ряде случаев невыполнимую задачу. С этой точки зрения оценку надежности РМСХ целесообразно проводить расчетно-экспериментальным методом.

Цель работы — определение характера влияния коэффициента запаса усталостной прочности внешней обоймы на работоспособность РМСХ на основе экспериментальных данных и математических моделей теории надежности.

Экспериментальный стенд. Исследование надежности РМСХ проведено на специальном стенде (рис. 1), обеспечивающем наиболее тяжелые условия работы механизмов.

Стенд включает в себя электродвигатель 5 (мощностью 3 кВт, с номинальной частотой вращения 1435 мин^{-1}), ременную передачу 4 (с передаточным отношением $i = 1,5$), кривошипно-коромысловый механизм 3, выходное звено которого жестко соединено со звездочкой

РМСХ, установленного в корпусе сменного стакана 2. Внешняя обойма РМСХ жестко связана с корпусом стакана, который в свою очередь посредством зубчатой передачи 6 (с общим передаточным отношением $i = 1,0$) связан с рабочим валом электромагнитного тормоза 1 марки ПТ-40М.

Вращение от электродвигателя через ременную передачу передается на кривошипно-коромысловый механизм, кривошип которого вращается с частотой 956 мин^{-1} , а выходное звено совершает качательное движение. Следовательно, за один оборот кривошипа обеспечивается полный цикл функционирования РМСХ, включающий в себя периоды заклинивания, расклинивания и свободного хода.

Нагружение РМСХ в процессе испытания осуществляли тормозом ПТ-40М, который предварительно тарировали с помощью рычага с набором грузов и индикатора часового типа ИЧ10 (с ценой деления 0,01 мм).

При работе стенда включение РМСХ происходит в крайних положениях коромысла, а не при достижении им определенной угловой скорости, что характерно для приводов машин. Таким образом, заклинивание и расклинивание механизмов происходит при большем угловом

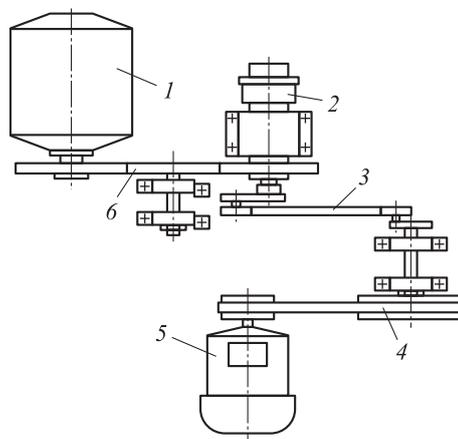


Рис. 1. Кинематическая схема экспериментального стенда для исследования надежности РМСХ

ускорении, вследствие чего наблюдается рост динамических нагрузок. Коэффициент динамичности для РМСХ, согласно рекомендациям [4], принимали равным 1,75.

Планирование и методика проведения эксперимента. Надежность работы изделий машиностроения может быть оценена различными критериями. Для РМСХ в качестве такого критерия наиболее удобно выбрать нижнюю t_n и верхнюю t_b границы наработки на отказ ($t_n \leq t_{cp} \leq t_b$).

Особенностью РМСХ является то, что их частота включения за одинаковый промежуток времени при работе в различных приводах машин различна. Поэтому для них доверительный интервал наработки на надежность целесообразно оценивать не временем, а соответствующим ему количеством циклов включений механизмов N_n и N_b .

Количество циклов включений в этом случае определяется по формуле

$$N_i = 3600t_i f_i, \quad (1)$$

где t_i — время работы РМСХ, ч; f_i — частота включения механизма, Гц.

Значения верхней t_b и нижней t_n границ наработки находятся расчетно-экспериментальными путями.

РМСХ являются восстанавливаемыми изделиями, поэтому с учетом формулы (1) зависимости для определения нижней N_n и верхней N_b границ доверительного интервала [16] можно представить в виде

$$t_n = \frac{7200t_{\Sigma} f}{\chi_{(1-\alpha^*); 2(m+1)}^2};$$

$$t_b = \frac{7200t_{\Sigma} f}{\chi_{\alpha^*; 2m}^2},$$

где t_{Σ} — суммарное время испытаний серии образцов; $\chi_{(1-\alpha^*); 2(m+1)}^2$ и $\chi_{\alpha^*; 2m}^2$ — распределение χ -квадрат со степенями свободы $2(m+1)$ и $2m$ при доверительной вероятности $\alpha^* = 0,9$, m — общее число отказов в серии образцов за время t_{Σ} [16].

При проведении испытаний за отказ принимали события, наступление которых может определяться недостаточной прочностью или жесткостью внешней обоймы механизма. При недостаточной прочности таким событием является появление усталостных трещин и последующее разрушение внешней обоймы. Влияние

жесткости внешней обоймы на работоспособность РМСХ двояко. С одной стороны, при недостаточной жесткости могут наблюдаться такие события, как пробуксовка, включение с запаздыванием, вибрация и шум при работе. Но с другой стороны, благодаря деформационной приспособляемости обоймы снижаются динамические нагрузки, и увеличивается равномерность распределения нагрузки между заклинивающимися роликами.

Согласно рекомендациям работы [16], при проведении эксперимента в качестве критерия сравнительной оценки надежности РМСХ использовали нижнюю N_n и верхнюю N_b границы доверительного интервала наработки на отказ, которые принимали за исследуемые факторы. В качестве независимых факторов применяли коэффициенты запаса усталостной прочности n_{σ} и жесткости n_{δ} .

Значения коэффициентов n_{σ} и n_{δ} определяли по известным зависимостям [17]. При этом выполнялось соотношение $n_{\sigma} \approx n_{\delta}$. Расчет, возникающих во внешней обойме напряжений и деформаций, проводили по формулам, предложенным в работе [18]. Для всех механизмов контактные напряжения при максимальных динамических нагрузках не превышали допускаемые $\sigma_H \leq [\sigma_H] = 2000$ МПа.

Экспериментальные образцы РМСХ, выполненные из стали ШХ15 твердостью до HRCэ 58...62, имели следующие параметры: внутренний диаметр обоймы $D = 60$ мм, угол заклинивания $\alpha = 8^\circ$, диаметр заклинивающихся роликов $d = 8$ мм, число роликов $z = 4$. Всего было испытано четыре серии образцов (табл. 1), которые отличались друг от друга коэффициентами n_{σ} и n_{δ} . Различные значения коэффициентов достигались изменением толщины оболочки h_1 и задней стенки h_2 внешней обоймы.

Программа испытаний РМСХ включала в себя следующие этапы.

Вначале механизмы подвергали обкатке в течение 6...8 ч при пониженной нагрузке, составлявшей 0,1...0,2 номинального значения (2,5...5,0 Н·м).

Затем нагрузку увеличивали до номинального значения (25 Н·м) и выполняли испытание каждого опытного образца в течение принятого расчетного времени, равного 50 ч, или наступления отказа. При этом фиксировали число отказов m , наступивших при работе РМСХ.

Каждую серию испытаний проводили для одного-трех образцов РМСХ с одинаковыми

Таблица 1

Основные параметры опытных образцов РМСХ фрикционного типа

Номер серии	Толщина оболочки h_1 , мм	Толщина задней стенки h_2 , мм	Коэффициент запаса усталостной прочности n_σ	Коэффициент запаса жесткости n_δ
1	6,0	5,0	2,00	2,13
2	5,2	4,5	1,51	1,54
3	4,8	4,0	1,24	1,20
4	4,5	3,5	1,00	0,93

Таблица 2

Результаты расчетно-экспериментальной оценки надежности РМСХ

Номер серии	Число образцов n	Число отказов m	Распределение $\chi^2_{(1-\alpha^*);2(m+1)}$	Распределение $\chi^2_{\alpha^*;2m}$	Время работы t_Σ , ч	Число циклов, млн вкл.	
						N_H	N_B
1	2	1	7,8	0,21	115	1,69	63,00
2	3	2	10,6	1,06	150	1,63	16,00
3	2	3	13,4	3,07	95	0,81	3,56
4	1	3	13,4	3,07	50	0,42	1,80

геометрическими параметрами (см. табл. 1) в зависимости от числа и вида отказов или их отсутствия. Во время экспериментов частота включения РМСХ составляла 16 Гц. Механизмы работали по 5...10 ч в сутки и смазывались ЦИАТИМ-203 (ГОСТ 8773-73).

Так как известны количество исследованных образцов РМСХ в каждой серии n и общее число их отказов m в течение суммарного времени испытаний t_Σ , можно определить значения распределений χ -квадрат $\chi^2_{(1-\alpha^*);2(m+1)}$ и $\chi^2_{\alpha^*;2m}$, а затем — N_H и N_B .

Результаты и дискуссия. Результаты оценки надежности РМСХ, полученные расчетно-экспериментальным методом, приведены в табл. 2 и на рис. 2.

Анализ полученных результатов позволил установить следующее.

1. Опытные образцы РМСХ серии № 1 и 2 характеризуются стабильной работой в течение всего времени испытаний. При их функционировании были выявлены разовые случаи незначительного буксования.

2. При работе опытных образцов РМСХ серии № 3 после 20...30 ч наблюдались существенное буксование и включение с ударами.

3. Опытный образец РМСХ серии № 4 показал нестабильную работу в течение всего вре-

мени испытания, которое сопровождалось значительным буксованием и вибрацией. В конце эксперимента на внешней обойме начали образовываться усталостные трещины.

На рис. 2 приведена оценка надежности РМСХ. В качестве критерия сравнительной оценки использована нижняя граница доверительного интервала наработки на отказ. Как видно из рис. 2, при уменьшении коэффициента запаса усталостной прочности внешней обоймы с 2,00 до 1,00 (в 2 раза) надежность РМСХ снизилась более чем в 4 раза.

Аппроксимация результатов позволила получить линию тренда (см. рис. 2, сплошная кривая), характеризующую влияние коэффициента запаса усталостной прочности внешней

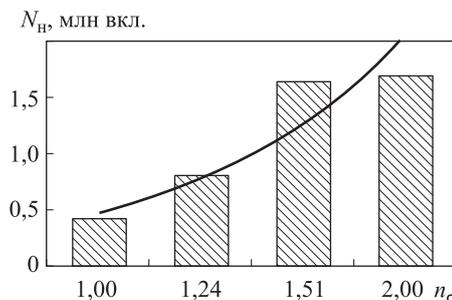


Рис. 2. Зависимость нижней границы наработки на отказ от коэффициента запаса усталостной прочности

обоймы на нижнюю границу наработки на отказ, которую можно описать как

$$N_H = 0,28 \cdot 10^6 \exp(0,93n_\sigma). \quad (2)$$

Следует отметить, что зависимость (2) может быть использована при $n_\sigma \geq 1,0$, а результаты расчетов носят оценочный характер.

Выводы

1. Экспериментально доказано, что для обеспечения работоспособности РМСХ недостаточно только выполнить условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Подтверждена и установлена закономерность влияния коэффициента запаса усталостной прочности внешней обоймы n_σ на работоспособность РМСХ.

2. При значении коэффициента запаса усталостной прочности в пределах, рекомендованных для узлов и деталей общего машиностроения

($n_\sigma = 1,5 \dots 2,0$), обеспечивается достаточная работоспособность РМСХ. При этом необходимо учитывать, что при вычислении коэффициента n_σ значения напряжений внешней обоймы должны быть определены с достаточной для инженерных расчетов точностью и достоверностью.

3. При изменении коэффициента запаса усталостной прочности в диапазоне $n_\sigma = 1,5 \dots 2,0$ работоспособность РМСХ существенно не меняется. Для этого диапазона увеличение коэффициента n_σ в 1,33 раза приводит к росту нижней границы доверительного интервала наработки на отказ всего на 3,6 %, что находится в пределах погрешности эксперимента.

4. Выполнение внешней обоймы РМСХ с коэффициентом запаса усталостной прочности $n_\sigma > 2,0 \dots 2,5$ приводит к росту массогабаритных характеристик, но не обеспечивает значительного повышения надежности.

Литература

- [1] Orthwein W.C. *Clutches and brakes: design and selection*. New York, Basel, Marcel Dekker, 2004. 330 p.
- [2] Childs Peter R. N. *Mechanical design*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2004. 358 p.
- [3] Архангельский Г.В., Архангельский А.Г. *Роликовые механизмы свободного хода*. Одесса, Наука и техника, 2009. 92 с.
- [4] Ряховский О.А., Иванов С.С. *Справочник по муфтам*. Ленинград, Политехника, 1991. 384 с.
- [5] Scirè Mammano G., Dragoni E. Modelling and validation of a continuous rotary motor combining shape memory wires and overrunning clutches. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2016, vol. 27, is. 14, pp. 1976–1988.
- [6] Imran M.N., Baharom M.B. Simplified modelling method to predict output speed of an overrunning clutch using ADAMS/Solver subroutine. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2016, vol. 11, is. 22, pp. 13038–13041.
- [7] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. *SAE Technical Paper*, 2016, 2016-01-1134, doi: 10.4271/2016-01-1134.
- [8] Ding H. Periodic responses of a pulley-belt system with one-way clutch under inertia excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, vol. 353, pp. 308–326.
- [9] Wei W., Zhou Q., Liu S.-C., Yan Q.-D. Transient dynamic analysis and comparison on wedging processes of overrunning clutches with different contact surfaces. *Journal of Beijing Institute of Technology (English Edition)*, 2015, vol. 24, is. 2, pp. 207–212.
- [10] Liu Z., Yan H., Cao Y. Design and analysis of logarithmic spiral type sprag one-way clutch. *Journal of Central South University*, 2015, vol. 22, no. 12, pp. 4597–4607.
- [11] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н., Седова Л.А. Конструирование муфт свободного хода редукторов. *Вестник машиностроения*, 2014, № 10, с. 3–7.
- [12] Хабрат Н.И. Силовое взаимодействие деталей в роликовой обгонной муфте. *Вестник машиностроения*, 2011, № 7, с. 33–37.
- [13] Kang S.K., In H.K., Cho K.-J. Design of a passive brake mechanism for tendon driven devices. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2012, vol. 13, is. 8, pp. 1487–1490.
- [14] Xue T. Application research of a new overrunning clutch in belt conveyor. *Advanced Materials Research*, 2012, vol. 479–481, pp. 890–893.

- [15] Liu K., Bamba E. Analytical model of sliding friction in an overrunning clutch. *Tribology International*, 2005, vol. 38, is. 2, pp. 187–194.
- [16] Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. *Надежность машин*. Москва, Высшая школа, 1988. 238 с.
- [17] Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. *Прочность и износостойкость деталей машин*. Москва, Высшая школа, 1991. 319 с.
- [18] Золотов И.А., Шарков О.В. Расчет напряжений и деформаций внешней обоймы роликовых механизмов свободного хода. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2017, № 1, с. 37–49. Available: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/925/913>, doi:10.7463/0117.0000925.

References

- [1] Orthwein W.C. *Clutches and brakes: design and selection*. New York, Basel, Marcel Dekker, 2004. 330 p.
- [2] Childs Peter R. N. *Mechanical design*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2004. 358 p.
- [3] Arkhangel'skii G.V., Arkhangel'skii A.G. *Rolikovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Roller Freewheel]. Odessa, Nauka i tekhnika publ., 2009. 92 p.
- [4] Riakhovskii O.A., Ivanov S.S. *Spravochnik po muftam* [Reference couplings]. Leningrad, Politekhnik publ., 1991. 384 p.
- [5] Scirè Mammano G., Dragoni E. Modelling and validation of a continuous rotary motor combining shape memory wires and overrunning clutches. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2016, vol. 27, is. 14, pp. 1976–1988.
- [6] Imran M.N., Baharom M.B. Simplified modelling method to predict output speed of an overrunning clutch using ADAMS/Solver subroutine. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2016, vol. 11, is. 22, pp. 13038–13041.
- [7] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. *SAE Technical Paper*, 2016, 2016-01-1134, doi: 10.4271/2016-01-1134.
- [8] Ding H. Periodic responses of a pulley-belt system with one-way clutch under inertia excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, vol. 353, pp. 308–326.
- [9] Wei W., Zhou Q., Liu S.-C., Yan Q.-D. Transient dynamic analysis and comparison on wedging processes of overrunning clutches with different contact surfaces. *Journal of Beijing Institute of Technology (English Edition)*, 2015, vol. 24, is. 2, pp. 207–212.
- [10] Liu Z., Yan H., Cao Y. Design and analysis of logarithmic spiral type sprag one-way clutch. *Journal of Central South University*, 2015, vol. 22, no. 12, pp. 4597–4607.
- [11] Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Kuralina N.N., Sedova L.A. Konstruirovaniye muft svobodnogo khoda reduktorov [Design of free-wheeling clutches of reducers]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2014, no. 10, pp. 3–7.
- [12] Khabrat N.I. Silovoe vzaimodeistvie detalei v rolikovoi obgonnoi mufte [The force interactions of details in the roller overrunning clutch]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2011, no. 7, pp. 33–37.
- [13] Kang S.K., In H.K., Cho K.-J. Design of a passive brake mechanism for tendon driven devices. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2012, vol. 13, is. 8, pp. 1487–1490.
- [14] Xue T. Application research of a new overrunning clutch in belt conveyor. *Advanced Materials Research*, 2012, vol. 479–481, pp. 890–893.
- [15] Liu K., Bamba E. Analytical model of sliding friction in an overrunning clutch. *Tribology International*, 2005, vol. 38, is. 2, pp. 187–194.
- [16] Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost' mashin* [The reliability of the machines]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1988. 238 p.
- [17] Kogaev V.P., Drozdov Iu.N. *Prochnost' i iznosostoičnost' detalei mashin* [The strength and durability of machine parts]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1991. 319 p.
- [18] Zolotov I.A., Sharkov O.V. Raschet napriazhenii i deformatsii vneshnei oboimy rolikovykh mekhanizmov svobodnogo khoda [Calculation of Stress and Strain on Outer Shell of Roller

One-Way Clutches]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU]. 2017, no. 1, pp. 37–49. Available at: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/925/913>, doi:10.7463/0117.0000925.

Статья поступила в редакцию 17.04.2017

Информация об авторах

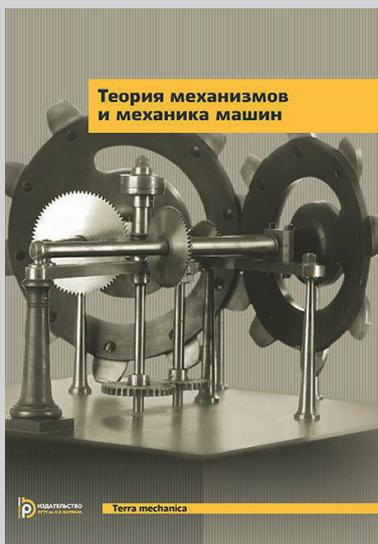
ЗОЛОТОВ Иван Анатольевич (Калининград) — соискатель кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». Калининградский государственный технический университет (236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: zolivan@rambler.ru).

ШАРКОВ Олег Васильевич (Калининград) — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Машиноведение и технические системы». Балтийский федеральный университет им. И. Канта (236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: o_sharkov@mail.ru).

Information about the authors

ZOLOTOV Ivan Anatolyevich (Kaliningrad) — Doctoral Candidate, Department of Theory of Mechanisms, Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University (236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetskiy Ave., Bldg. 1, e-mail: zolivan@rambler.ru).

SHARKOV Oleg Vasilyevich (Kaliningrad) — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Machine Science and Technical Systems. Immanuel Kant Baltic Federal University (236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevskiy St., Bldg. 14, e-mail: o_sharkov@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 8-е издание учебника
под редакцией Г.А. Тимофеева

«Теория механизмов и механика машин»

В настоящем, восьмом, переработанном и дополненном издании учебника изложены основы теории механизмов и механики машин, рассмотрены свойства отдельных типов механизмов, широко применяемых в самых различных конструкциях машин, приборов и устройств; приведены и проанализированы задачи совершенствования современной техники, создания высокопроизводительных машин и систем, освобождающих человека от трудоемких процессов; с учетом упругости звеньев, трения и изнашивания кинематических пар, виброактивности и виброзащита; методы проектирования схем основных видов механизмов, управление движением системы механизмов; основы автоматизированного проектирования механизмов машин.

Учебник отражает современные научные и практические знания, используемые при решении задач преобразования и передачи механической энергии, при проектировании и создании самых различных видов технических средств. Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего образования четвертого поколения и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Для чтения пособия достаточно уверенного владения математикой в объеме средней школы.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru