

Расчет ресурса работы зубчатых механизмов электромеханических приводов

© Г.А. Тимофеев¹, С.И. Красавин¹, П.Н. Сильченко²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

²Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, 660041, Россия

Во многих космических, авиационных и оборонных объектах применяются электромеханические приводы с зубчатыми механизмами (чаще редукторы, реже — мультипликаторы). В процессе длительной работы (более 10 тыс. ч) зубчатые механизмы постепенно изнашиваются, что приводит к изменению профилей зубьев, их размеров и появлению увеличенных зазоров в зацеплении. Вследствие этого уменьшаются КПД, кинематическая точность и крутильная жесткость привода, возрастают динамические нагрузки. Интенсивность изнашивания может изменяться в широких пределах значений ($I = 10^{-3} \dots 10^{-12}$) и зависит от вида контактного взаимодействия сопряженных поверхностей, материалов, условий среды, характера механохимических процессов, протекающих в контакте, значений действующих напряжений, скорости скольжения и температуры окружающей среды. При трении в обычных атмосферных условиях на трущихся (взаимодействующих) поверхностях образуются пленки оксидов и адсорбированных веществ, которые понижают интенсивность изнашивания, так как, разрушаясь при скольжении, блокируют разрушение материала в тонком поверхностном слое. Предложена методика расчета ресурса зубчатых передач предступени электромеханических приводов по критериям износа. Полученные зависимости могут быть использованы для оценки долговечности зубчатых передач.

Ключевые слова: электромеханический привод, зубчатый механизм, износ зубьев, ресурс работы, КПД, кинематическая точность, крутильная жесткость

В условиях интенсивного развития авиационной, космической техники и наземных оборонных комплексов перед конструкторами и исследователями поставлен ряд задач, связанных с обеспечением работоспособности зубчатых механизмов этой техники в различных, часто экстремальных условиях эксплуатации. Зубчатые механизмы электромеханических приводов управления агрегатами, как правило имеющие большое передаточное отношение, состоят из электродвигателей, рядовых цилиндрических эвольвентных передач и в качестве выходной ступени содержат планетарный или волновой зубчатый механизм.

Основной причиной выхода из строя электромеханических приводов является износ рабочих поверхностей зубьев колес. Недостаточная изученность проблемы долговечности рабочих зубчатых механизмов в различных условиях эксплуатации с разными смазочными материалами предопределила необходимость проведения данного

исследования. Была поставлена цель — создать методику, позволяющую рассчитать ресурс зубчатых механизмов электромеханических приводов, на базе многочисленных экспериментально-теоретических исследований [1–20].

Многие исследователи изнашивания зубчатых передач [1, 2, 4–6, 7–10] проектируют эвольвентные зубчатые передачи без смещения (нулевые или равносмещенные передачи). При этом всем специалистам по зубчатым передачам известно, что эти передачи не обладают лучшими геометрическими показателями качества. Для того чтобы определить и выбрать эти показатели, предлагается на стадии проектирования варьировать коэффициенты смещения колес передачи, а также минимизировать коэффициенты скольжения на входе зубьев в зацепление и на выходе из него и коэффициенты удельного давления.

Коэффициенты скольжения позволяют учитывать влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей зубьев колес в процессе зацепления. Наличие скольжения при одновременном нажатии одного профиля на другой приводит к износу профилей. Коэффициенты скольжения выражаются формулами [21]

$$\lambda_1 = \frac{v_{ск}}{v_{к1к}}; \quad \lambda_2 = \frac{v_{ск}}{v_{к2к}},$$

где $v_{ск}$ — скорость скольжения профилей зубьев; $v_{к1к}$ и $v_{к2к}$ — скорость перемещения зубьев шестерни и колеса.

Коэффициенты скольжения λ_1 и λ_2 зависят от коэффициентов смещения x_1 и x_2 . Изменяя значения коэффициентов смещения x_1 и x_2 , разработчик может найти значения λ_1'' и λ_2'' , позволяющие улучшить условия эксплуатации:

коэффициент скольжения зубьев на входе в зацепление

$$\lambda_1'' = \frac{z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2)\operatorname{tg}\alpha_w - z_2\operatorname{tg}\alpha_{a2}} \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right);$$

коэффициент скольжения зубьев на выходе из зацепления

$$\lambda_2'' = \frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2)\operatorname{tg}\alpha_w - z_1\operatorname{tg}\alpha_{a1}} \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right).$$

Здесь z_1, z_2 — число зубьев шестерни и колеса; α_{a1}, α_{a2} — угол профиля на окружности вершин зуба шестерни и колеса; α_w — угол зацепления зубчатой эвольвентной передачи.

При увеличении значений x_1 и x_2 (в определенном диапазоне) коэффициенты скольжения уменьшаются. Варьируя значения x_1 и x_2 , можно добиться уменьшения коэффициентов λ_1'' и λ_2'' и выровнять их значения: $\lambda_1'' \approx \lambda_2''$. Зубья такой передачи будут работать гораздо дольше и с минимальным износом. При этом шестерня и колесо останутся в работоспособном состоянии одинаково долго.

Другим геометрическим показателем, влияющим на прочность и износостойкость зубчатой передачи, является геометрический показатель — коэффициент удельного давления

$$v = m / \rho_{\text{пр}},$$

где m — модуль зубчатых колес передачи; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны эвольвентных профилей,

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (1)$$

где ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны шестерни и колеса.

Коэффициент удельного давления v позволяет учесть влияние геометрии зубьев (радиусов кривизны их профилей) на значения контактных напряжений в точках контакта зубьев. Подставив коэффициент v в формулу Герца, получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_{Ht} E_{\text{пр}}}{b_w m}} \sqrt{v}, \quad (2)$$

где F_{Ht} — расчетная окружная сила в точке контакта зубьев по линии зацепления; $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}$ — приведенный модуль упругости материалов зубчатой пары ($E_{1,2}$ — модули упругости материалов шестерни и колеса); b_w — рабочая ширина зубьев зубчатых колес.

Коэффициент v принято рассчитывать для зацепления в полюсе P . Тогда

$$v_P = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w},$$

где α — главный угол профиля исходного контура.

Коэффициент v_P уменьшается при увеличении коэффициентов смещения x_1 и x_2 . Поэтому конструктор может снизить контактные напряжения, выбирая коэффициенты смещения x_1 и x_2 так, чтобы коэффициент удельного давления v имел меньшее значение. Зубча-

тая передача считается хорошей, если безразмерные коэффициенты скольжения λ_1'' и λ_2'' меньше 2,0, а коэффициент удельного давления меньше 1,5 [21].

Рассмотрим методику расчета зубчатых передач на ресурс по изнашиванию.

Исследованию процесса изнашивания и разработке методов расчета зубчатых колес посвящено большое число работ [4–11]. Наиболее приемлемым, по нашему мнению, является инженерный метод расчета зубчатых передач по изнашиванию с экспериментальным определением интенсивности изнашивания, предложенный Ю.Н. Дроздовым и совершенствуемый его последователями [13–15].

Расчетные зависимости ресурса зубчатых передач по изнашиванию выведены на основе безразмерной характеристики интенсивности изнашивания I , предложенной в работе [6].

Толщина изношенного слоя на поверхности зуба

$$\delta = IS, \quad (3)$$

где S — путь трения скольжения.

Путь трения скольжения за один цикл зацепления на площадке контакта, рассчитанный по формуле Герца, составляет:

для опережающей поверхности (начальной головки зуба z_1 шестерни)

$$S_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1}; \quad (4)$$

для отстающей поверхности (начальной ножки зуба z_2 колеса)

$$S_2 = \frac{v_1 - v_2}{v_2}. \quad (5)$$

Здесь $v_{1,2}$ — окружные скорости шестерни и колеса.

Общий путь трения за время t работы передачи

$$S = S_{1,2} n_{1,2} n_3 t, \quad (6)$$

где $n_{1,2}$ — частота вращения шестерни колеса; n_3 — число пар зацеплений с рассматриваемым зубчатым колесом.

С учетом того, что $v_1 = \omega_1 \rho_1$, а $v_2 = \omega_2 \rho_2$ ($\omega_{1,2}$ — угловые скорости шестерни и колеса), найдем

$$\frac{v_{ск}}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2}{\omega_1 \rho_1} = 1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$\frac{v_{\text{ск}}}{v_2} = \frac{v_1 - v_2}{v_2} = \frac{\omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2}{\omega_2 \rho_2} = u_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1.$$

Здесь u_{12} — передаточное отношение.

После подстановок и несложных преобразований получаем формулы для расчета ресурса зубчатой передачи:

на опережающей поверхности (начальной головки зуба шестерни)

$$t_1 = \frac{[\delta]}{2,25I_1 \sqrt{q_{\text{п}} \frac{\rho_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) n_1 n_3}}; \quad (7)$$

на отстающей поверхности (начальной ножки зуба колеса)

$$t_2 = \frac{[\delta]}{2,25I_2 \sqrt{q_{\text{п}} \frac{\rho_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}}} \left(u_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) n_2 n_3}}. \quad (8)$$

Здесь $[\delta]$ — допустимая величина износа шестерни или колеса; $I_{1,2}$ — интенсивность изнашивания шестерни и колеса; $q_{\text{п}}$ — погонная нагрузка по длине контактной линии; $v_{1,2}$ — скорость качения соответственно опережающей и отстающей поверхностей зубьев.

Допустимую величину износа $[\delta]$, определяющую долговечность передачи, задают на основе эксплуатационных требований, например, по допустимому увеличению кинематической погрешности или по прочности зуба, уменьшающейся с увеличением износа. Так, для зубчатых передач подъемно-транспортных машин допустимая величина износа не должна превышать 0,4 модуля зацепления.

Погонную нагрузку по длине контактной линии для прямозубых колес, применяемых в зубчатых механизмах, определяют как

$$q_{\text{п}} = \frac{2K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2}{d_{w2} \cos \alpha b_w}. \quad (9)$$

Здесь $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий отличие фактических размеров площадки контакта от теоретических; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий увеличение нагрузки за счет динамических явлений в зацеплении; T_2 — крутящий момент на колесе; d_{w2} — диаметр начальной окружности колеса; α — угол зацепления; b_w — рабочая ширина зацепления колес.

Радиусы кривизны $\rho_{1,2}$ в характерных точках контакта рассчитывают по средним значениям начального ρ_n и конечного ρ_k радиусов кривизны профилей зубьев после износа [16]. Если при расчете принимают значение начального радиуса кривизны $\rho_{n1,2}$, то ошибка при определении износа может достигать 30 %. Исходя из этого, значения радиусов находят по следующим зависимостям:

$$\rho_1 = \frac{\rho_{n1} + \rho_{k1}}{2}; \quad (10)$$

$$\rho_2 = \frac{\rho_{n2} + \rho_{k2}}{2}. \quad (11)$$

Для зубчатых эвольвентных передач характерной точкой в зависимости от коэффициента перекрытия ε_α на зубе шестерни является точка, отстающая от вершины зуба на расстояние 0,3 модуля. Для колеса характерной точкой является сопряженная с ней точка на ножке зуба колеса [16].

Начальные радиусы кривизны профиля зуба шестерни и колеса в характерной точке определяют соответственно по формулам

$$\rho_{n1} = r_{01} \sin \alpha_1, \quad (12)$$

где

$$r_{01} = r_1 + 0,7m = m \left(\frac{z_1}{2} + 0,7 \right);$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{r_1 \cos \alpha}{r_{01}} = \frac{mz_1 \cos \alpha}{2r_{01}};$$

$$\rho_{n2} = r_{02} \sin \alpha_2, \quad (13)$$

где

$$r_{02} = a_w - r_{01};$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{r_2 \cos \alpha}{r_{02}} = \frac{mz_2 \cos \alpha}{2r_{02}}.$$

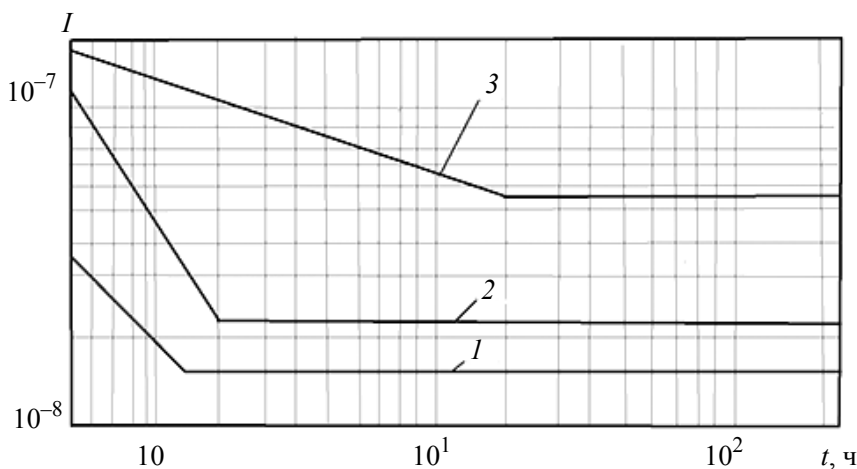
При изнашивании зубьев изменяется геометрия зацепления, что оказывает существенное влияние на значения радиусов кривизны профилей зубьев. Радиусы кривизны изношенных профилей зубьев шестерни и колеса при работе с пластичными смазками в характерной точке после изнашивания могут быть рассчитаны по следующим зависимостям [16]:

$$\rho_{к1} = \rho_{н1} + 330[\delta]; \quad (14)$$

$$\rho_{к2} = \rho_{н2} + 550[\delta]. \quad (15)$$

Неизвестным параметром в формулах (7) и (8) является интенсивность изнашивания I . Известно, что она зависит от большого числа факторов: физических и химических свойств материалов зубчатых колес, вида смазочного материала и его характеристик, условий окружающей среды (температура, давление и т. д.), параметров нагружения. Вследствие этого интенсивность изнашивания зубчатых колес при расчете ресурса механизма в настоящее время определяют в основном экспериментальным путем [1–3, 5, 7, 10, 15 и др.].

Исследованием зависимости интенсивности изнашивания от продолжительности работы зубчатого механизма [5] показано, что для всех стальных колес эта зависимость имеет два характерных участка. На первом участке наблюдается уменьшение интенсивности изнашивания, этот период соответствует приработке рабочих поверхностей зубьев. На втором участке интенсивность изнашивания стабилизируется и сохраняется длительное время на одном уровне (см. рисунок).



Зависимость интенсивности изнашивания I ступени от времени t работы:
 $1 - u = 2,5$; $2 - u = 3,5$; $3 - u = 4,8$ (материал колес — сталь 30ХГСА)

При работе механизма в условиях низких температур (191 К) интенсивность изнашивания зубчатых колес увеличивается в среднем на 15 % по сравнению с интенсивностью изнашивания при нормальной температуре, что обусловлено уменьшением пластичности смазочного материала.

Результатами исследования, представленными в статье, можно воспользоваться для оценки ресурса зубчатой передачи, работающей в нормальных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дроздов Ю.Н. Обобщенные характеристики для оценки износостойкости твердых тел. *Трение и износ*, 1980, № 3, с. 417–423.
- [2] Дроздов Ю.Н., Фролов К.В. Теоретико-инвариантный метод расчета интенсивности поверхностного разрушения твердых тел при трении. *Поверхность, физика, химия, механика*, 1982, № 5, с. 138–146.
- [3] Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. *Основы расчетов на трение и износ*. Москва, Машиностроение, 1977, 526 с.
- [4] Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. *Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи: Расчет, конструирование, испытания*. Ленинград, Машиностроение, 1987, 272 с.
- [5] Нажесткин Б.П., Ковалев Е.П., Бежинарь В.А. Статистический подход при исследовании изнашивания зубчатых передач в условиях вакуума. *Трение и износ*, 1986, т. 7, № 6, с. 1116–1122.
- [6] Прохоров В.П., Тимофеев Г.А., Чернышова И.Н. Эволюция эвольвентного зацепления при износе от истирания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 2 (959), с. 14–21.
- [7] Гаркунов Д.Н. *Триботехника. Износ и безопасность*. Москва, Машиностроение, 2001, 530 с.
- [8] Дроздов Ю.Н. Структура метода расчета на износ. *Вестник машиностроения*, 2003, № 1, с. 25–28.
- [9] Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г. Трибологическая надежность космических транспортных систем. *Общероссийский научно-технический журнал «Полет»*, 2005, № 1, с. 43–50.
- [10] Гриб В.В., Сокол И.В. Обеспечение надежности зубчатых передач на стадии проектирования машин. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2006, № 3, с. 29–33.
- [11] Дроздов Ю.Н. Нелинейная динамика изнашивания. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2003, № 5, с. 45–55.
- [12] Старжинский В.Е., Солимтерман Ю.Л., Тескер Е.И., Гоман А.М., Осипенко С.А. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений. *Трение и износ*, 2008, № 5, с. 465–482.
- [13] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Анализ и классификация процесса изнашивания зубчатых передач. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 2–11.
- [14] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Процессы заедания и остаточная деформация в зубчатых передачах. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 12–18.
- [15] Чичинадзе А.В., ред. *Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)*. Москва, Машиностроение, 2003, 576 с.
- [16] Гриб В.В. *Диагностическое моделирование механических систем*. Санкт-Петербург, Экспертные решения, 2014, 448 с.
- [17] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение вязкости смазочного масла и коэффициента трения по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2014, № 4 (12), с. 2–5.
- [18] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение толщины смазочного слоя в тяжело нагруженном контакте по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2015, № 1 (14), с. 4–7.
- [19] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gongye daxue xuebao*, 2003, vol. 25, no. 2, pp. 98–100.

- [20] Wang Shu-ren, Yan Yu-tao, Ding Jin-yuan. Donbei daxue xuebao. *Ziran kexue ban*, 2004, 25, no. 2, pp. 146–149.
- [21] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 215 с.

Статья поступила в редакцию 15.03.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Тимофеев Г.А., Красавин С.И., Сильченко П.Н. Расчет ресурса работы зубчатых механизмов электромеханических приводов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 6. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-6-1620>

Тимофеев Геннадий Алексеевич — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин», руководитель Научно-учебного комплекса «Робототехника и комплексная механизация» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 200 научных работ в области проектирования и автоматизированного проектирования рычажных, кулачковых, зубчатых, планетарных и волновых механизмов для различных машин, приборов, стендов и устройств, исследования, разработки и создания планетарных и волновых механизмов для высокоточных следящих систем. e-mail: timga@bmstu.ru

Красавин Сергей Иванович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области исследований процессов трения и смазывания в тяжело нагруженном контакте. e-mail: krasavin2002@rambler.ru

Сильченко Петр Никифорович — д-р техн. наук, профессор, член-корреспондент Академии космонавтики. Профессор кафедры «Прикладная механика» Сибирского федерального университета (г. Красноярск). Автор 196 публикаций, в том числе 22 авторских свидетельств и патентов, разработал 12 программ для ЭВМ. Специалист в области динамики и прочности механических систем космических аппаратов.

Analysis of service life of electromechanical drive gear mechanisms

© G.A. Timofeev¹, S.I. Krasavin¹, P.N. Silchenko²

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

²Siberian Federal University, Krasnoyarsk, 660041, Russia

Electromechanical drives with gear mechanisms (often reducers, rarely - multipliers) are used in many space, aviation and defense facilities. In the process of long-term work (more than 10 thousand hours) the gears gradually wear out, which ultimately leads to a change in the teeth profiles, their dimensions and the appearance of increased gaps in meshing. This results in a reduction in efficiency, reduced kinematic accuracy and torsional rigidity of the drive, increased dynamic loads. The intensity of wear can vary over a wide range of values, it depends on the type of conjugated surface contact interaction, materials, environmental conditions, the nature of mechanical and chemical processes occurring in the contact, the magnitude of the acting stresses, sliding speed and ambient temperature. In friction at ordinary atmospheric conditions, films of oxides and adsorbed substances are formed on the exposed wear (interacting) surfaces reducing the intensity of wear, since being broken when sliding, they block the material destruction in a thin surface layer. A technique is proposed for calculating the service life of the electromechanical drive forehead gears by the wear criteria.

Keywords: *electromechanical drive, gear mechanism, wear of teeth, service life, efficiency, kinematic accuracy, torsional stiffness*

REFERENCES

- [1] Drozdov Yu.N. *Trenie i iznos — Journal of Friction and Wear*, 1980, no. 3, pp. 417–423.
- [2] Drozdov Yu.N., Frolov K.V. *Poverkhnost, fizika, khimiya, mekhanika — Surface, physics, chemistry, mechanics*, 1982, no. 5, pp. 138–146.
- [3] Kragelskiy I.V., Dobychin M.N., Komalov V.S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Basics of calculations for friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 526 p.
- [4] Kuzmin I.S., Razhikov V.N. *Melkomodulnye tsilindricheskie zubchatye peredachi: Raschet, konstruirovaniye, ispytaniya* [Small-module cylindrical gears: Analysis, design, testing]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987, 272 p.
- [5] Nazhestkin B.P., Kovalev E.P. Bezhinar V.A. *Trenie i iznos — Journal of Friction and Wear*, 1986, vol. 7, no. 6, pp. 1116–1122.
- [6] Prokhorov V.P., Timofeev G.A., Chernyshova I.N. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie — Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2015, no. 2 (959), pp. 14–21.
- [7] Garkunov D.N. *Tribotekhnika. Iznos i bezopasnost* [Tribotechnics. Wear and safety]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001, 530 p.
- [8] Drozdov Yu.N. *Vestnik mashinostroeniya — Journal Vestnik mashinostroeniya (Bulletin of Mechanical Engineering)*, 2003, no. 1, pp. 25–28.
- [9] Drozdov Yu.N., Yudin E.G. *Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal "Polet" — All-Russian Scientific-Technical Journal "Polyot" ("Flight")*, 2005, no. 1, pp. 43–50.

- [10] Grib V.V., Sokol I.V. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmaxh — Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2006, no. 3, pp. 29–33.
- [11] Drozdov Yu.N. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin — Problems of mechanical engineering and reliability of machines*, 2003, no. 5, pp. 45–55.
- [12] Starzhinskiy V.E., Solimterman Yu.L., Tesker E.I., Goman A.M., Osipenko S.A. *Trenie i iznos — Journal of Friction and Wear*, 2008, no. 5, pp. 465–482.
- [13] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal — Handbook. An Engineering Journal*, 2011, no. 9, pp. 2–11.
- [14] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal — Handbook. An Engineering Journal*, 2011, no. 9, pp. 12–18.
- [15] Chichinadze A.V., ed. *Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika)* [Friction, wear and lubrication (tribology and tribotechnics)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003, 576 p.
- [16] Grib V.V. *Diagnosticheskoe modelirovanie mekhanicheskikh system* [Diagnostic modeling of mechanical systems]. St. Peterburg, Ekspertnye resheniya Publ., 2014, 448 p.
- [17] Timofeev G.A., Krasavin S.I. *Privody i komponenty mashin — Machine Drives and Parts*, 2014, no. 4 (12), pp. 2–5.
- [18] Timofeev G.A., Krasavin S.I. *Privody i komponenty mashin — Machine Drives and Parts*, 2015, no. 1 (14), pp. 4–7.
- [19] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gongye daxue xuebao*, 2003, vol. 25, no. 2, pp. 98–100.
- [20] Wang Shu-ren, Yan Yu-tao, Ding Jin-yuan. *Donbei daxue xuebao. Ziran kexue ban*, 2004, vol. 25, no. 2, pp. 146–149.
- [21] Timofeev G.A., ed. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Kursovoe proektirovanie* [Theory of mechanisms and machines. Course designing]. Moscow, BMSTU Publ., 2012, 215 p.

Timofeev G.A., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Head of the Scientific and Educational Complex “Robotics and Complex Mechanization”, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 200 research publications in the field of designing and computer aided design of lever, cam, gear, planetary and wave mechanisms for various machines, devices, stands and devices, research, development and creation of planetary and wave mechanisms for high-precision tracking systems. e-mail: timga@bmstu.ru

Krasavin S.I., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Principles of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 40 research publications in the field of research of friction and lubrication processes in high-pressure contact. e-mail: krasavin2002@rambler.ru

Silchenko P.N. (b. 1947), Dr. Sc. (Eng.), Professor, Corresponding Member of the Academy of Astronautics. Professor of the Department “Applied Mechanics”, Siberian Federal University, (Krasnoyarsk). Author of 196 publications, including 22 copyright certificates and patents, has developed 12 computer programs. Specializes in the field of dynamics and strength of spacecraft mechanical systems.