Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.389 DOI 10.18698/0536-1044-2017-4-3-10

Анализ зацеплений червячно-винтовых передач в обобщающих параметрах

О.Н. Цуканов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Analysis of Gearing of Worm-Helical Gears in Generalizing Parameters

O.N. Tsukanov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: tsonzz@mail.ru

Червячно-винтовые передачи занимают промежуточное положение между червячными и винтовыми, довольно широко применяемыми в технике. Исходным звеном в таких передачах является цилиндрическое зубчатое колесо или цилиндрический червяк-винт, имеющий большое число витков и ограниченную длину нарезанной части. Полностью раскрыть геометро-кинематические возможности зацеплений передач позволяет метод их синтеза и анализа в обобщающих параметрах в обобщенной области существования с помощью локальных областей существования, соответствующих определенному комплексу геометро-кинематических показателей зацепления. Однако в научной литературе нет ни сведений об этих областях для различных схем червячно-винтовых передач, ни рекомендаций по выбору параметров производящего реечного контура инструмента для формирования рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка, обеспечивающих наилучший комплекс показателей зацепления. В результате исследований установлено, что в схеме с исходным червяком области существования зацепления гораздо меньше, чем в схеме с исходным колесом, причем локальная область в первом случае ограничена кривой, соответствующей точкам поверхности вершин зубцов огибающего звена, а во втором — осью торцовых углов зацепления и только частью указанной кривой. Установлено, что наилучший комплекс качественных показателей зацепления можно получить при использовании производящего реечного контура с углом профиля 28°, применяемого для изготовления высоконапряженных цилиндрических эвольвентных передач авиационных двигателей. Приведены значения этих показателей в сравнении с таковыми для стандартного исходного контура с углом профиля 20°. Использование полученных результатов позволит повысить прочность и износостойкость витков червяка и зубьев колеса червячно-винтовых передач.

Ключевые слова: червячно-винтовые передачи, обобщающие параметры, обобщенная область существования, локальная область существования, геометро-кинематические показатели зацепления.

Worm-helical gears occupy an intermediate position between the worm gears and helical gears, which are widely used in machines. A cylindrical gear or a cylindrical worm-screw

that has a large number of threads and a limited length of the cut part, serves as the basic link in these gears. To fully reveal the geometric-kinematic capabilities of the gearing, the method of synthesis and analysis in generalizing parameters in the generalized area of existence is used. The method involves using local areas of existence, corresponding to specific geometric-kinematic indicators of the gearing. However, in the literature there is neither the information on the subject with regards to different schemes of worm-helical gears, nor the recommendations on the choice of parameters for a forming rack contour for forming working surfaces of the gear-wheel teeth and the worm-gear threads that provide the most favourable set of gearing indicators. The studies have revealed that the areas of existence in the scheme with the basic worm-gear are much smaller than those in the scheme with the basic gear-wheel, wherein in the former case, the local area is limited by a curve corresponding to the points of the teeth tips of the enveloping link, and in the latter case, by the axis of face angles of the gearing and only a part of the aforementioned curve. It has been established that the best set of quality indicators of the gearing can be obtained utilizing the forming rack contour with a 28° profile angle used in manufacturing highly-stressed cylindrical involute gears for aircraft engines. The corresponding values of these indicators are presented in comparison with the indicator values for a standard basic contour with a 20° profile angle. These results can be used to improve the strength and durability of the threads of worm-gears and the teeth of gear-wheels in worm-helical gears.

Keywords: worm-helical gears, generalizing parameters, generalized area of existence, local area of existence, geometric-kinematical indicators of gearing.

Исследованию вопросов анализа и синтеза червячных передач общего вида традиционным методом на базе исходного стандартного контура с использованием современных компьютерных технологий посвящены работы [1–4].

В публикациях [5–8] показаны широкие возможности управления геометро-кинематическими показателями зацепления (ГКПЗ) неэвольвентных цилиндроконических передач и одного из их граничных случаев — плоскоколесных передач — на стадии синтеза в так называемых обобщающих параметрах, т. е. по схеме «от качественных показателей зацепления к параметрам производящих контуров инструмента», что позволяет раскрыть все их геометро-кинематические возможности. Это особенно актуально при проектировании механизмов, предназначенных для экстремальных условий работы, а также имеющих жесткие ограничения по габаритным размерам, в том числе для червячно-винтовых передач, которые можно рассматривать как второй граничный случай цилиндроконических передач.

Исходным (огибаемым) звеном в таких передачах является цилиндрическое косозубое колесо или цилиндрический червяк-винт, а огибающим — либо червяк-винт с большим числом заходов (4…6), значительными углами подъема витков (15…30°) и ограниченной (конструктивными особенностями механизма) длиной нарезанной части, либо червячное колесо.

Формообразующим инструментом для неэвольвентного червяка-винта (далее — червяка) служит эвольвентный долбяк, а для неэвольвентного червячного колеса — эвольвентная червячная фреза. Зубья нарезаются методом радиального врезания инструмента при однопараметрическом огибании, т. е. с одним независимым параметром — углом поворота производящего колеса [9–10].

На практике наибольшее применение нашли червячно-винтовые передачи, образуемые на базе цилиндрического исходного звена с эвольвентным профилем зубцов (зубьев без переходных кривых) и межосевым углом, равным 90°. Такие передачи изготавливает, в частности, ЗАО «НТЦ Редуктор» (г. Санкт-Петербург) по программе импортозамещения.

Примером использования подобных червячно-винтовых передач может служить самоблокирующийся дифференциал для автомобиля «Урал» (рис. 1) [11–13].

Вследствие особенностей конструкции дифференциала витки червяка необходимо выполнять на участке вала, ограниченном с обеих сторон поверхностями большего, чем диаметр червяка, размера. Поэтому при изготовлении червяков возникают существенные технологические трудности: ни один из обычно используемых для их нарезания способов не является приемлемым, так как нужно обеспечить получение многозаходных червяков на «закрытых»



Рис. 1. Самоблокирующийся дифференциал для автомобиля «Урал» с червячно-винтовыми передачами

участках вала. Для формообразования витков червяка разработан метод его нарезания долбяком на серийно выпускаемом вертикальном зубофрезерном станке [10].

Анализ зацепления передачи в обобщающих параметрах проводят в обобщенной области его существования (ООСЗ) с помощью локальных областей его существования (ЛОСЗ), соответствующих определенному комплексу ГКПЗ.

Цель работы — установить закономерности обобщенных и локальных областей существования зацеплений червячно-винтовых передач с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном и определить оптимальный по комплексу ГКПЗ угол профиля производящего реечного контура, знание которых позволит проектировать передачи с повышенной прочностью и износостойкостью витков червяка и зубьев колеса.

Исходными данными для нахождения ООСЗ являются независимые параметры червячно-винтовой передачи:

• передаточное отношение $i = \omega_o/\omega$, где ω_o и ω — угловые скорости огибающего и исходного звеньев;

• угол подъема витков червяка $\lambda_{w\text{ч}}$ и угол наклона линии зуба колеса $\beta_{w\text{к}}$ на их начальных поверхностях;

• число зубьев исходного звена — колеса $z_\text{к}$ или червяка $z_\text{ч}$ — и их относительная толщина на окружности вершин m_a (в долях диаметра основной окружности d_b).

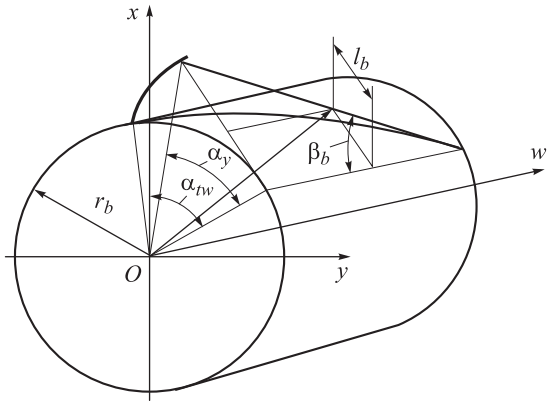


Рис. 2. Схема к выводу уравнений эвольвентной поверхности зубцов исходного звена в обобщающих параметрах

Здесь и далее параметрам исходного звена индекс не присвоен, а параметрам огибающего звена присвоен индекс «о».

Искомые области строят в обобщающих координатах: α_{tw} — текущем торцовом угле зацепления и α_y — текущем угле профиля зубцов исходного звена (рис. 2) [5–8, 12–14].

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 2, уравнения эвольвентной винтовой поверхности зубцов исходного звена имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= r_b \cos \alpha_{tw} + l_b \sin \alpha_{tw}; \\ y &= r_b \sin \alpha_{tw} - l_b \cos \alpha_{tw}; \\ w &= \text{var}, \end{aligned} \qquad (1)$$

где r_b — радиус основной окружности; l_b — линейный параметр, определяющий положение точки профиля зубца на нормали к нему; w — аппликата торцового сечения исходного звена.

Радиус r_b является масштабным фактором передачи. Обычно синтез зацеплений выполняется при $d_b = 1$. Линейный параметр

$$l_b = r_b \text{tg}\, \alpha_y - w \text{tg}\, \beta_b, \qquad (2)$$

где β_b — угол наклона линии зубца на основном цилиндре.

На основе общей теоремы образования зубчатых зацеплений, согласно которой вектор скорости относительного движения звеньев должен лежать в общей касательной плоскости к сопряженным поверхностям зубцов в точке их касания, с использованием выражений (1) и (2) выведено уравнение зацепления [8]:

$$w = r_b\{\text{tg}\, \beta_b \text{tg}\, \alpha_y + [\cos \alpha_{tw} \text{tg}\, \beta_b -$$

$$- \text{tg}\, \beta_b (1 - I/i) \sec \alpha_{tw0} + 1/i]/\sin \alpha_{tw}\} \cos^2 \beta_b,$$

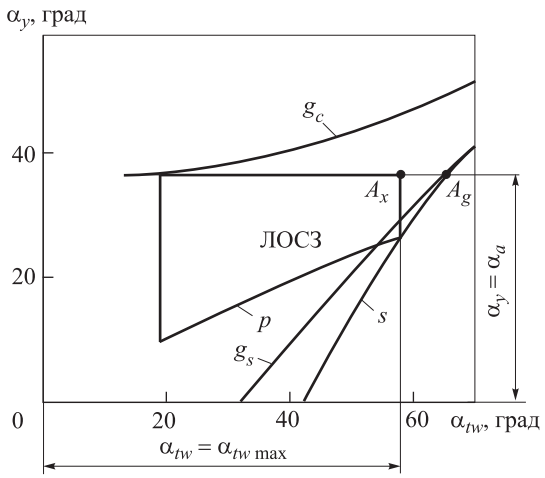


Рис. 3. Схема к определению ООСЗ и ЛОСЗ червячно-винтовой передачи

где $I = \cos\beta_w/\cos\beta_{wo}$ — передаточный множитель (β_w и β_{wo} — углы наклона винтовой линии зубцов на начальных поверхностях исходного и огибающего звена); α_{tw0} — торцовый угол зацепления в начальном сечении исходного звена.

Уравнения поверхности зубцов огибающего звена, полученные с помощью формул преобразования систем координат из общих зависимостей, приведенных в работе [5], имеют вид [8]

$$x_o = x\cos\varphi_o + w\sin\varphi_o - r_w(1 - I/i)\cos\varphi_o;$$

$$y_o = -x\sin\varphi_o + w\cos\varphi_o + r_w(1 - I/i)\sin\varphi_o; \quad (3)$$

$$w_o = -y,$$

где φ_o — угол поворота огибающего звена; r_w — радиус начальной окружности исходного звена.

ООСЗ ограничена кривыми g_s и g_c, соответствующими началу заострения зубцов огибающего звена и началу интерференции основания зубца этого звена с вершиной зубца исходного звена (рис. 3).

Для получения кривой g_s используют условия равенства линейных координат точек левого и правого профилей зубцов огибающего звена на окружностях заострения, рассчитываемые по формулам (3).

Уравнение кривой g_c, выведенное из условия равенства нулю скорости перемещения точки контакта по огибающей поверхности, имеет вид [8]

$$\operatorname{tg}\alpha_y = D_\alpha\operatorname{tg}\beta_b + l_b^*\sec\beta_b,$$

где $D_\alpha = [\cos\alpha_{tw}\operatorname{tg}\beta_b - \operatorname{tg}\beta_b\,(1 - I/i)\sec\alpha_{tw0} + 1/i]/\sin\alpha_{tw}$; $l_b^* = l_b/r_b$.

Значения l_b^* для рассматриваемых зацеплений определяются из уравнения [13]:

$$-\sin\alpha_{tw}\,(l_b^*)^2 + \{[(-\operatorname{tg}\beta_b\cos\alpha_{tw} - I/i)\,(\operatorname{tg}\beta_b + E_\alpha) +$$

$$+ E_\alpha/i]\cos\beta_b + [(1 - I/i)\sec\alpha_{tw0} - \cos\alpha_{tw}] \times$$

$$\times \sec\beta_b\}l_b^* - \cos\alpha_{tw}D_\alpha(\operatorname{tg}\beta_b + E_\alpha) = 0,$$

где $E_\alpha = \{[(1 - I/i)\operatorname{tg}\beta_b\sec\alpha_{tw0} - 1/i]\cos\alpha_{tw} - \operatorname{tg}\beta_b\}/\sin^2\alpha_{tw}$.

При заданных в ООСЗ значениях обобщающих координат одной из крайних точек зацепления на вершине зубца исходного звена (угла профиля на окружности вершин α_a и максимального торцового угла зацепления $\alpha_{tw\,max}$) определяется ЛОСЗ. Указанная точка называется определяющей точкой ЛОСЗ (см. рис. 3, точка A_x).

Точкам поверхности вершин зубцов огибающего звена соответствует кривая p, а каждому значению α_a — конкретная локальная кривая

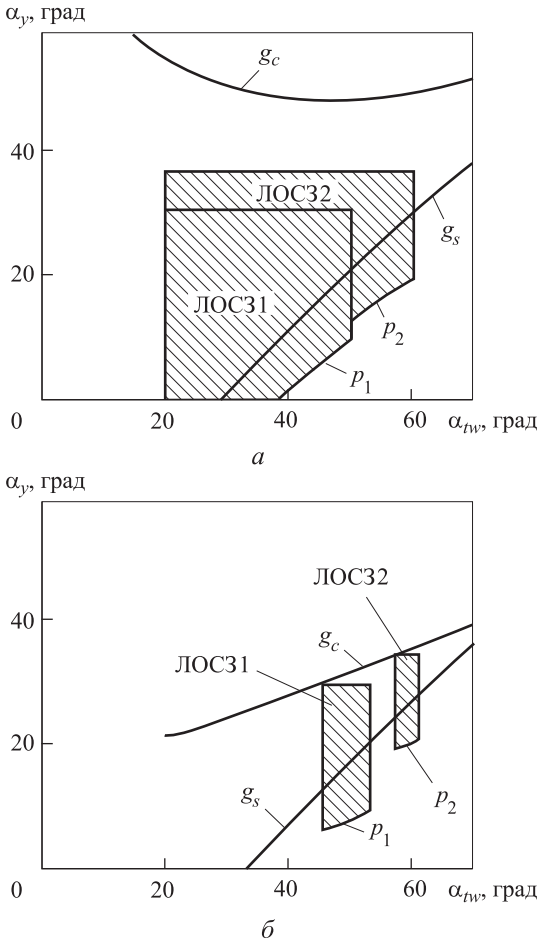


Рис. 4. ООСЗ (кривые g_s и g_c) и ЛОСЗ червячно-винтовых передач с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном, выполненным в виде косозубого колеса (*а*) и червяка (*б*)

Результаты расчета ГКПЗ червячно-винтовых передач с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном

Показатель	Значение	
	при $\alpha = 20°$	при $\alpha = 28°$
Коэффициент перекрытия ε_γ	3,18 2,71	3,69 2,09
Приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей зубцов $\rho_{пр}$ (в долях r_b)	0,368 0,049	0,473 0,079
Максимальная скорость скольжения в пределах ЛОСЗ v_s (в долях $r_b\omega$)	3,01 1,62	2,69 1,59

Примечание. В числителе дроби указаны значения для передачи с исходным косозубым колесом, а в знаменателе — с исходным червяком.

заострения s зубцов этого звена, определяющая множество граничных положений A_g точки A_x.

Область, соответствующую наилучшему комплексу ГКПЗ для заданных условий работы передачи, находят путем изменения значений обобщающих координат определяющей точки ЛОСЗ. В состав этого комплекса входят: коэффициент перекрытия ε_γ; приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей зубцов $\rho_{пр}$ (в долях r_b) в точке ЛОСЗ, имеющей значения обобщающих координат $\alpha_{tw} = (\alpha_{tw\max} + \alpha_{tw\min})/2$, $\alpha_y = (\alpha_a + \alpha_p)/2$, где α_p — угол профиля зубца исходного звена, соответствующий точке заострения зубца огибающего звена; максимальная скорость скольжения контактирующих поверхностей зубцов v_s (в долях $r_b\omega$) и (или) максимальный коэффициент скольжения [15].

Для расчета ООСЗ, ЛОСЗ и ГКПЗ была разработана специальная программа на языке Visual Basic в программной среде Microsoft Visual Studio 2010.

На рис. 4 представлены результаты расчета ООСЗ и ЛОСЗ червячно-винтовых передач с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном, выполненным в виде косозубого колеса и червяка, при $\beta_{w к} = \lambda_{w ч} = 23°$, $z_к = 21$, $z_ч = 4$. ЛОСЗ 1 соответствует углу профиля производящего реечного контура (ПРК) $\alpha = 20°$ (ГОСТ 13755–81), а ЛОСЗ 2 — углу профиля ПРК $\alpha = 28°$, применяемого при изготовлении высоконапряженных цилиндрических эвольвентных передач авиационных двигателей.

Значения ГКПЗ, рассчитанные с помощью формул, приведенных в работе [5], представлены в таблице.

Выводы

1. У червячно-винтовой передачи с исходным червяком (см. рис. 4, *б*) ООСЗ и ЛОСЗ гораздо меньше, чем у такой же передачи с исходным косозубым колесом (см. рис. 4, *а*) вследствие значительного смещения граничной кривой g_c к оси абсцисс, а ее нижней точки — к началу координат.

2. ЛОСЗ червячно-винтовой передачи с исходным косозубым колесом ограничена снизу осью абсцисс и кривой, соответствующей точкам поверхности вершин зубцов огибающего звена (см. рис. 4, *а*), а ЛОСЗ такой же передачи с исходным червяком — только этой кривой (см. рис. 4, *б*) вследствие ее значительного разворота по ходу часовой стрелки с изменением знака кривизны.

3. Угол профиля ПРК $\alpha = 28°$ является оптимальным, поскольку при его использовании не только увеличивается приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, но и уменьшается максимальная скорость скольжения. Причем в передачах с исходным косозубым колесом это уменьшение существенно (см. таблицу), что особенно важно при использовании цельных стальных червячных колес (см. рис. 1). Кроме того, благодаря анализу зацепления в ООСЗ можно найти ЛОСЗ с максимальным коэффициентом перекрытия.

4. Использование полученных результатов позволит повысить прочность и износостойкость витков червяка и зубьев колеса червячно-винтовых передач.

Литература

[1] Гольдфарб В.И. *Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида.* Автореф. дис. … д-ра техн. наук. Ижевск, 1986. 32 с.

[2] Русских А.Г. *Автоматизированный синтез схем передач с перекрещивающимися осями.* Дис. … канд. техн. наук. Ижевск, 1997. 157 с.

[3] Верховский А.В. *Геометрическое моделирование при анализе и синтезе червячных передач общего типа*. Дис. … д-ра техн. наук. Москва, 2000. 254 с.
[4] Трубачев Е.С. *Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач*. Дис. … д-ра техн. наук, Ижевск, 2004. 347 с.
[5] Цуканов О.Н. *Основы синтеза неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах*. Челябинск, Изд. центр ЮУрГУ, 2011. 140 с.
[6] Цуканов О.Н., Зизин И.М. К анализу червячного зацепления в обобщающих координатах. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2012, вып. 19, № 12, с. 134–136.
[7] Цуканов О.Н. К развитию теории синтеза неэвольвентных зубчатых зацеплений на базе цилиндрического исходного звена в обобщающих координатах. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2013, т. 13, № 1, с. 119–122.
[8] Цуканов О.Н., Зизин И.М. Геометрический синтез червячно-винтовых зубчатых передач в обобщающих параметрах. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. Междунар. симпоз.*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 393–398.
[9] Безруков В.И., Надеин В.С., Цуканов О.Н. Общий случай нарезания червячного колеса эвольвентной червячной фрезой. *Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей. Сб. науч. тр.*, Челябинск, ЧПИ, 1975, с. 9–20.
[10] Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Зизин И.М. Исследование неэвольвентной цилиндроконической червячной передачи с червяком, нарезанным долбяком. *Пространство зацеплений. Сб. докл. науч. семинара учеб.-науч. центра зубчатых передач и редукторостроения*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2001, с. 85–88.
[11] Цуканов О.Н., Зизин И.М. Исследование червячного зацепления самоблокирующегося дифференциала для автомобиля «Урал». *Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения. Сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2008, с. 266–267.
[12] Цуканов О.Н., Зизин И.М. Особенности синтеза червячного зацепления в обобщающих параметрах. *Наука ЮУрГУ. Матер. 60-й Юбилейной науч. конф.*, Челябинск, ЮУрГУ, 2008. с. 160–162.
[13] Зизин И.М. Синтез и анализ зацепления червячной передачи самоблокирующегося дифференциала в обобщающих параметрах. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2009, № 33(166), с. 34–37.
[14] Цуканов О.Н., Зизин И.М. Особенности синтеза и анализа червячного зацепления дифференциала автомобиля «Урал» в обобщающих параметрах. *Естественно-научные, гуманитарные и социально-экономические науки. Сб. науч. тр. Первой заочн. междунар. науч.-практ. конф.*, Челябинск, Изд. центр ЮУрГУ, 2009, с. 11–16.
[15] Лопатин Б.А., Полуэктов Е.А. Автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии цилиндроконической зубчатой передачи внутреннего зацепления. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. Междунар. симпоз.*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 227–231.

References

[1] Gol'dfarb V.I. *Osnovy teorii avtomatizirovannogo geometricheskogo analiza i sinteza cherviachnykh peredach obshchego vida*. Diss. dokt. tekh. nauk [Basic theory of automated geometric analysis and synthesis of worm gears of the general form. Dr. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1986. 32 p.
[2] Russkikh A.G. *Avtomatizirovannyi sintez skhem peredach s perekreshchivaiushchimisia osiami*. Diss. kand. tekh. nauk [Automated synthesis schemes gears with intersecting axes. Cand. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1997. 157 p.
[3] Verkhovskii A.V. *Geometricheskoe modelirovanie pri analize i sinteze cherviachnykh peredach obshchego tipa*. Diss. dokt. tekh. nauk [Geometric modeling in the analysis and synthesis of worm gears of the general type. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2000. 254 p.
[4] Trubachev E.S. *Osnovy analiza i sinteza zatsepleniia real'nykh spiroidnykh peredach*. Diss. dokt. tekh. nauk [Fundamentals of analysis and synthesis of real engagement spiroid gear. Dr. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 2004. 347 p.

[5] Tsukanov O.N. *Osnovy sinteza neevol'ventnykh zubchatykh zatseplenii v obobshchaiushchikh parametrakh* [The basics of synthesis no involute gears in generalized parameters]. Cheliabinsk, SUSU publ., 2011. 140 p.

[6] Tsukanov O.N., Zizin I.M. K analizu cherviachnogo zatsepleniia v obobshchaiushchikh koordinatakh [For analysis of worm gearing in generalizing coordinates]. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical engineering industry]. 2012, is. 19, no. 12, pp. 134–136.

[7] Tsukanov O.N. K razvitiiu teorii sinteza neevol'ventnykh zubchatykh zatseplenii na baze tsilindricheskogo iskhodnogo zvena v obobshchaiushchikh koordinatakh [To development of the theory of synthesis of uninvolute gearings on the basis of cylindrical basic link in generalizing coordinates]. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical engineering industry]. 2013, vol. 13, no. 1, pp. 119–122.

[8] Tsukanov O.N., Zizin I.M. Geometricheskii sintez cherviachno-vintovykh zubchatykh peredach v obobshchaiushchikh parametrakh [Geometric synthesis of worm-helical gears in generalizing parameters]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. Mezhdunar. simpoz*. [Theory and practice of gears: proceedings of the international symposium]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2014, pp. 393–398.

[9] Bezrukov V.I., Nadein V.S., Tsukanov O.N. Obshchii sluchai narezaniia cherviachnogo kolesa evol'ventnoi cherviachnoi frezoi [The general case of cutting involute worm gear hob]. *Sovershenstvovanie konstruktsii mashin i metodov obrabotki detalei. Sb. nauch. tr.* [Improving machine designs and methods of processing parts: collection of scientific works]. Cheliabinsk, ChPI publ., 1975, pp. 9–20.

[10] Lopatin B.A., Tsukanov O.N., Zizin I.M. Issledovanie neevol'ventnoi tsilindrokonicheskoi cherviachnoi peredachi s cherviakom, narezannym dolbiakom [Research neevolventnoy of cylindrical worm gear with a worm, chopped cutter]. *Prostranstvo zatseplenii. Sb. dokl. nauch. seminara ucheb.-nauch. tsentra zubchatykh peredach i reduktorostroeniia* [Space links: a collection of the reports of the scientific seminar of educational and scientific center gears and reductionstrategy]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2001, pp. 85–88.

[11] Tsukanov O.N., Zizin I.M. Issledovanie cherviachnogo zatsepleniia samoblokiruiushchegosia differentsiala dlia avtomobilia «Ural» [The study of the worm gear limited slip differential for vehicle «Ural»]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach i reduktorostroeniia. Sb. dokl. nauch.-tekhn. konf. s mezhdunar. uchastiem* [Theory and practice of gears and reductionstrategy: collection of reports of scientific-technical conference with international participation]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2008, pp. 266–267.

[12] Tsukanov O.N., Zizin I.M. Osobennosti sinteza cherviachnogo zatsepleniia v obobshchaiushchikh parametrakh [Features of the synthesis of the worm gear in the synthesis parameters]. *Nauka IuUrSU. Mater. 60-oi iubileinoi nauch. konf.* [60th anniversary scientific conference: collection of scientific papers]. Cheliabinsk, IuUrSU publ., 2008, pp. 160–162.

[13] Zizin I.M. Sintez i analiz zatsepleniia cherviachnoi peredachi samoblokiruiushchegosia differentsiala v obobshchaiushchikh parametrakh [Synthesis and analysis of engagement of no-spin differential worm-gear drive in generalizing parameters]. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical engineering industry]. 2009, no. 33(166), pp. 34–37.

[14] Tsukanov O.N., Zizin I.M. Osobennosti sinteza i analiza cherviachnogo zatsepleniia differentsiala avtomobilia «Ural» v obobshchaiushchikh parametrakh [Features of synthesis and analysis of the worm gearing differential car «Ural» in generalizing parameters]. *Estestvenno-nauchnye, gumanitarnye i sotsial'no-ekonomicheskie nauki. Sb. nauch. tr. Pervoi zaoch. mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Collection of scientific works of the first part-time International scientific-practical conference «Pure, humanitarian and socio-economic sciences»]. Cheliabinsk, IuUrSU publ., 2009, pp. 11–16.

[15] Lopatin B.A., Poluektov E.A. Avtomatizirovannyi kompleks rascheta i analiza geometrii tsilindro-konicheskoi peredachi vnutrennego zatsepleniia [Automated complex calculation and analysis of the geometry of helical-bevel gear with internal engagement]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. Mezhdunar. simp*. [Theory and practice of gears: collection of works of the international symposium]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2014, pp. 227–231.

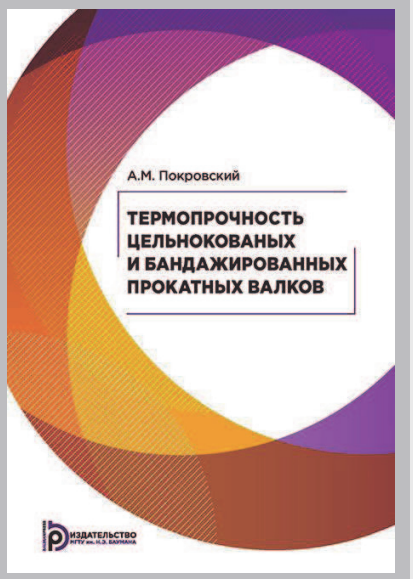
Статья поступила в редакцию 14.12.2016

Информация об авторе

ЦУКАНОВ Олег Николаевич (Москва) — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).

Information about the author

TSUKANOV Oleg Nikolaevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
А.М. Покровского

«Термопрочность цельнокованых и бандажированных прокатных валков»

Сформулированы проблемы, возникающие при производстве цельнокованых и бандажированных крупногабаритных прокатных валков. Рассмотрены основные технологические этапы изготовления валков и их влияние на трещиностойкость готовых валков. Представлен обзор научных подходов к оценке напряженного состояния и прочности цельнокованых и бандажированных прокатных валков. Приведены результаты экспериментального и теоретического описания физико-механических свойств валковой стали 75Х2ГНМФ при термической обработке. Изложена методика расчета термических напряжений в процессе объемной и индукционной закалки прокатных валков, посредством решения связанной задачи термоупруговязкопластичности для материала с нестационарной структурой. Предложен алгоритм расчета напряженного состояния в бандаже при его посадке с натягом на профилированную ось. Описаны разработанные методики и алгоритмы для оценки трещиностойкости крупногабаритных прокатных валков после их изготовления. Представлены результаты численных расчетов применительно к реальным прокатным валкам.

Монография написана по материалам исследований, проводимых в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

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