Научная статья
УДК 621.9(06)
DOI 10.46845/1997-3071-2022-66-143-152

Исследование пятна контакта зубьев в зависимости от геометрии передачи

Ольга Сергеевна Витренко[1], Илья Борисович Воронцов[2], Владимир Георгиевич Сукиасов[3]
[1,3] Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия
[2]Луганский государственный университет имени Владимира Даля, Луганск, Луганская Народная Республика
[1]olga.vitrenko@klgtu.ru

Аннотация. Зубчатые колеса являются одними из самых распространенных деталей, входящих в различные машины и механизмы. Следовательно, повышение производительности и качества их изготовления – это одна из важнейших задач, стоящих перед технологами и инструментальщиками всего мира. Множество зубчатых колес для винтовых зубчатых передач имеют различную конструктивную форму, изготовление которой требует разнообразия технологий и зуборезных инструментов, основанных на схемах формообразования третьего класса. Такие передачи широко распространены в общем машиностроении и применяются в механизмах с малыми мощностями и значительными передаточными отношениями. Бесшумность и плавность работы передач являются одними из их основных преимуществ. Если передаточное отношение в них меньше восьми, то характер касания зубьев – точечный. Начальное касание зубьев происходит в точке, при этом в зоне контакта возникают значительные скорости скольжения, приводящие к интенсивному износу зубьев. В данной статье разработана винтовая зубчатая передача, имеющая линейный характер касания зубьев при любом передаточном отношении. От размеров пятна контакта в значительной степени зависит нагрузочная способность зубчатых передач и прежде всего их износ. Найдено пятно контакта в винтовых зубчатых передачах, а также в цилиндро-гиперболоидных, имеющих разные геометро-кинематические параметры. В экспериментальном виде определена оценка влияния различных факторов на величину пятна контакта. Установлена зависимость между площадью пятна контакта и геометрическими параметрами зубчатых колес, входящих в зубчатую передачу.

Данное исследование может быть использовано при конструировании различных типов ортогональных винтовых зубчатых передач с целью в значительной степени повысить их нагрузочную способность и долговечность.

Ключевые слова: зубчатые колеса, профиль, геометро-кинематические параметры, схема формообразования, инструмент

Для цитирования: Витренко О. С., Воронцов И. Б., Сукиасов В. Г. Исследование пятна контакта зубьев в зависимости от геометрии передачи // Известия КГТУ. 2022. № 66. С. 143–152.

© Витренко О. С., Воронцов И. Б., Сукиасов В. Г., 2022

Original article

Study of tooth contact pattern depending on transmission geometry

Ol'ga S. Vitrenko [1], Il'ya B. Vorontsov[2], Vladimir G. Sukiasov [3]
[1,3]Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia
[2]Lugansk Vladimir Dahl State University, Lugansk, Lugansk People's Republic

Abstract. Tooth wheels are among the most widely spread machine parts which are used in different machines and mechanisms, Consequently, increase of productivity and quality of their manufacturing is one of the major tasks facing technologists and producers of instruments all over the world. A variety of tooth wheels for helical gears have a different design form, manufacture of which requires a variety of different technologies, as well as a variety of gear-cutting tools based on third-class shaping schemes. Such transmissions are widespread in general mechanical engineering and are used in mechanisms with low capacities and significant gear ratios. The quietness and smooth operation of such transmissions is one of their main advantages. If the gear ratio is less than eight, then the tooth contact is point-like. The initial tooth contact occurs at a point, while significant sliding speeds occur in the contact zone, leading to intense wear of the teeth. Therefore, in this work, a helical gear train has been developed, which has a linear character of tooth contact at any gear ratio. The load capacity of gears and, above all, their wear largely depends on the size of the contact pattern. A contact pattern has been found in helical gears, as well as cylindrical-hyperboloid gears with various geometric and kinematic parameters. Evaluation of the influence of various factors on the size of the contact pattern has been determined experimentally. The dependence between the contact pattern area and the geometric parameters of the gears included in the gear transmission has been found.

The present study can be used when designing orthogonal helical gear transmissions of different types aimed at significant increase of their loading capacity and lasting use.

Keywords: tooth wheels, profile, geometric-kinematic parameters, shape-formation scheme, tools

For citation: Vitrenko O. S., Vorontsov I. B., Sukiasov V. G. Study of tooth contact pattern depending on transmission geometry. *Izvestiya KGTU = KSTU News*. 2022;(66):143–152.(in Russ.).

ВВЕДЕНИЕ

От размеров пятна контакта на зубе зубчатого колеса в значительной степени зависит нагрузочная способность зубчатых передач и прежде всего их износ [1]. При контактировании зубьев ортогональной винтовой зубчатой передачи, зубчатые колеса которой являются обычными косозубыми зубчатыми колесами с m_n=1,5 мм и числом зубьев $z_1 = z_2$= 48, получается точечный характер касания зубьев, что отчетливо видно на рис. 1, *а*.

а) б)

Рис. 1. Пятно контакта на зубьях винтовых зубчатых колес
Fig. 1. Contact pattern on the teeth of helical gears

Если обкатать такую зубчатую пару, то в центре контактирующего зуба будет явно выражен точечный характер касания зубьев. На рис. 1, *б* изображено пятно контакта на зубе колеса, работавшем в паре с разработанным гиперболоидным зубчатым колесом.

В представленной работе найдем зависимость между площадью пятна контакта и геометрическими параметрами спроектированной зубчатой передачи. Величину площади пятна контакта определим путем нанесения сетки на поверхность пятна контакта, а затем – измерением ее при помощи стандартного микроскопа.

При конструировании винтовых зубчатых колес на величину пятна контакта будут влиять количество заходов (витков) винтовых зубчатых колес, их диаметр, а также передаточное отношение в проектируемой передаче [2, 3].

Проведем полный факторный эксперимент типа 2^3. Для оценки влияния перечисленных выше факторов на величину пятна контакта использована модель первого порядка типа:

$$S_n = \{O_n x_n y_n z_n\}$$

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3 . \quad (1)$$

Значения выбранных уровней варьирования факторов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Уровни и интервалы варьирования факторов
Table 1. Levels and intervals of factors variation

Факторы	Уровни			Интервалы варьирования
	Верхний +1	Основной 0	Нижний –1	
x_1 – количество зубьев гиперболоидного зубчатого колеса	14	10	6	4
x_2 – делительный диаметр гиперболоидного зубчатого колеса в горловом сечении	73,8	60,1	46,4	13,7
x_3 – передаточное отношение гиперболоидной зубчатой передачи	5	3	1	2

Матрица плана эксперимента и экспериментальное измерение площади пятна контакта представлены в табл. 2.

Таблица 2. План эксперимента типа 2^3
Table 2. Experiment plan type

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$	S (%)
1	+	+	+	+	+	+	+	+	75
2	+	–	+	+	–	–	+	–	65
3	+	+	–	+	–	+	–	–	67
4	+	–	–	+	+	–	–	+	45
5	+	+	+	–	+	–	–	–	71
6	+	–	+	–	–	+	–	+	64
7	+	+	–	–	–	–	+	+	66
8	+	–	–	–	+	+	+	–	43

Определим коэффициенты в уравнении регрессии (1):

$$b_0 = \sum_{i=1}^{n} y_i / n ;$$

$$b_i = \sum_{i=1}^{n} x_{ij} y_i / n ;$$

$$b_{ij} = \sum_{i=1}^{n} x_{ij} x_{ij} y_i / n .$$

Следовательно:

$$b_0 = \frac{75 + 65 + 67 + 45 + 71 + 64 + 66 + 43}{8} = 62 ;$$

$$b_1 = \frac{75 - 65 + 67 - 45 + 71 - 64 + 66 - 43}{8} = 7{,}75 ;$$

$$b_2 = \frac{75 + 65 - 67 - 45 + 71 + 64 - 66 - 43}{8} = 6{,}75 ;$$

$$b_3 = \frac{75 + 65 + 67 + 45 - 71 - 64 - 66 - 43}{8} = 1;$$

$$b_{12} = \frac{75 - 65 - 67 + 45 + 71 - 64 - 66 + 43}{8} = -3{,}5;$$

$$b_{13} = \frac{75 - 65 + 67 - 45 - 71 + 64 - 66 + 43}{8} = 0{,}25;$$

$$b_{23} = \frac{75 + 65 - 67 - 45 - 71 - 64 + 66 + 43}{8} = 0{,}25;$$

$$b_{123} = \frac{75 - 65 - 67 + 45 - 71 + 64 + 66 - 43}{8} = 0{,}5.$$

После расчета всех коэффициентов уравнение регрессии (1) принимает следующий вид:

$$y = 62 + 7{,}75\,x_1 + 6{,}75\,x_2 + x_3 - 3{,}5\,x_1x_2 + 0{,}25\,x_1x_3 + 0{,}25\,x_2x_3 + 0{,}5\,x_1x_2x_3. \quad (2)$$

Числовые значения коэффициентов регрессии $b_i; b_{ij}$ позволяют оценить степень воздействия факторов и их взаимодействий на параметр оптимизации.

Далее определим значимость коэффициентов регрессии. Для нахождения доверительного интервала найдем дисперсии коэффициентов регрессии по следующей зависимости:

$$S^2\{b_i\} = \frac{1}{nN} S_y^2. \quad (3)$$

Доверительный интервал для каждого из коэффициентов уравнения регрессии определяется выражением:

$$\Delta b_i = \pm t_T S\{b_i\}, \quad (4)$$

где t_T – табличное значение критерия при принятом уровне значимости и числе степеней свободы f:

$$f = (n-1)N, \quad (5)$$

где n – число параллельных опытов;

N – число опытов в матрице планирования.

Коэффициент значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала.

Так, в нашем исследовании коэффициент в уравнении регрессии b_{123} оказался незначимым. Следовательно, окончательно выражение, описывающее наш процесс, приняло вид:

$$y = 62 + 7{,}75\,x_1 + 6{,}75\,x_2 + x_3 - 3{,}5\,x_1x_2 + 0{,}25\,x_1x_3 + 0{,}25\,x_2x_3. \quad (6)$$

Уравнение (6) при 5 %-м уровне значимости описывает с требуемой точностью влияние числа зубьев гиперболоидного колеса, его диаметра и передаточного отношения передачи на величину суммарного пятна контакта в зацеплении.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Экспериментальные исследования по определению пятна контакта в ортогональной цилиндро-гиперболоидной зубчатой передаче проводились в три этапа.

На первом этапе производилась обкатка зубчатых пар при зацеплении шестизаходных гиперболоидных зубчатых колес с косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами.

Рассмотрим зацепление гиперболоидных шестизаходных зубчатых колес с диаметром делительных окружностей d_d = 57,54 мм; 64,66 мм; 73,83 мм, углы наклона зубьев которых соответственно равны: β = 81°; 82°; 83°, со стандартными косозубыми зубчатыми колесами. Проведем обкатку этих зубчатых колес с косозубыми зубчатыми колесами, у которых делительные диаметры равны d_d =102 мм, а число зубьев z_1 =65; 66; 67.

Передаточное отношение в представленных зубчатых передачах составляло u = 10,8…11,2. После обкатки зубьев рассматриваемых винтовых зубчатых передач было определено пятно контакта в зацеплении. Теоретическое и экспериментальное пятно контакта в рассматриваемых зубчатых передачах представлено на рис. 2.

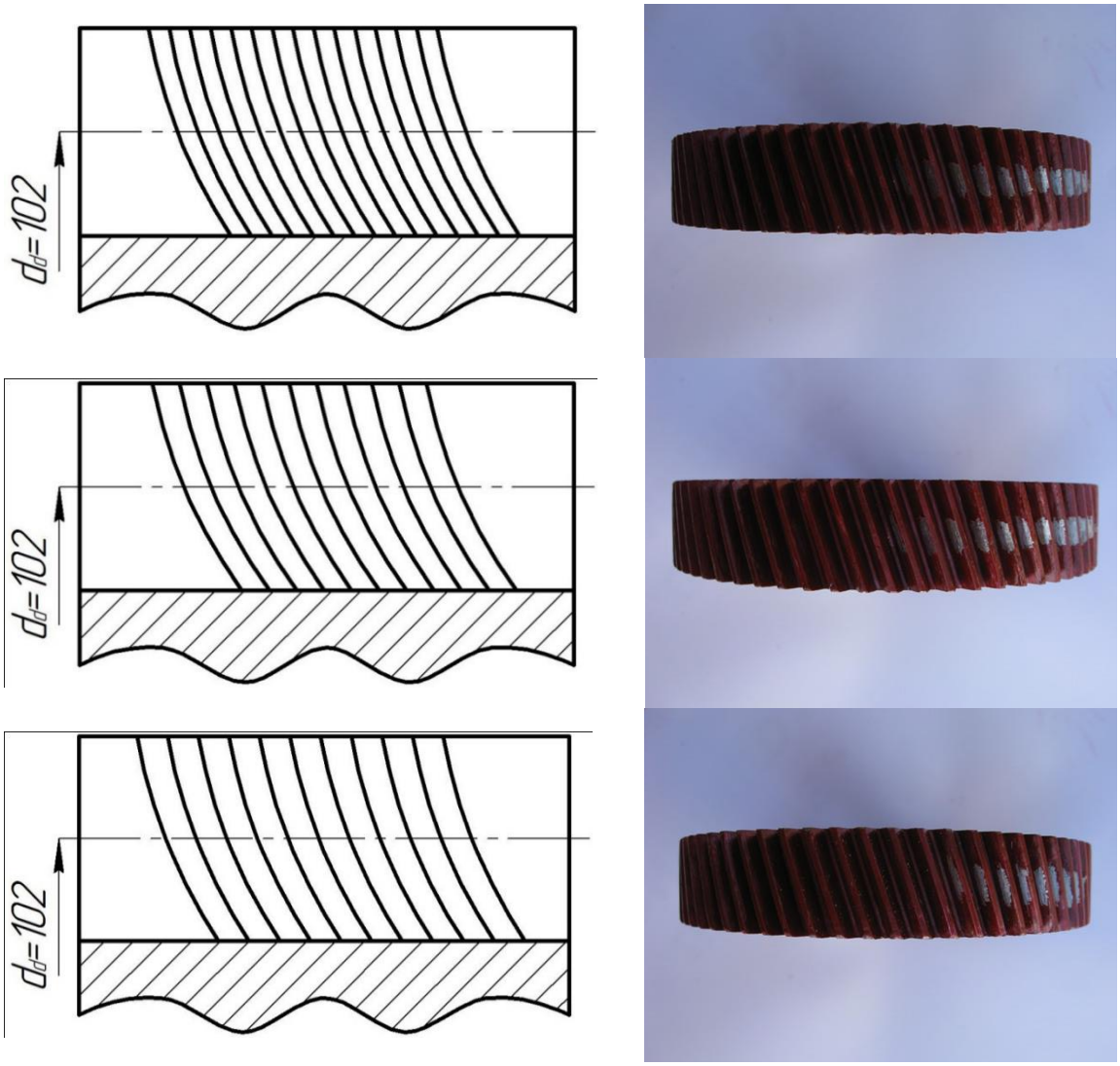

Рис. 2. Пятно контакта на зубе косозубого колеса, сопряженного с шестизаходным винтовым зубчатым колесом

Fig. 2. A contact pattern on the tooth of a bevel wheel mated to a six-way helical gear

На втором этапе экспериментальных исследований проводилась обкатка четырех различных по геометрии десятизаходных зубчатых пар, состоящих из разработанных винтовых зубчатых колес и косозубых цилиндрических зубчатых колес.

Рассмотрим зацепление гиперболоидных десятизаходных зубчатых колес с диаметрами делительных окружностей d_d = 35,7 мм; 54,42 мм; 62,00 мм; 75,15 мм, углы наклона зубьев этих зубчатых колес соответственно равны: $\beta = 65^\circ$; 74°; 76°; 78°. Проведем обкатку зубьев описанных выше зубчатых колес с косозубыми зубчатыми колесами, диаметры делительных окружностей которых равны d_d =102 мм, а число зубьев – z_1 = 62; 65; 66; 67.

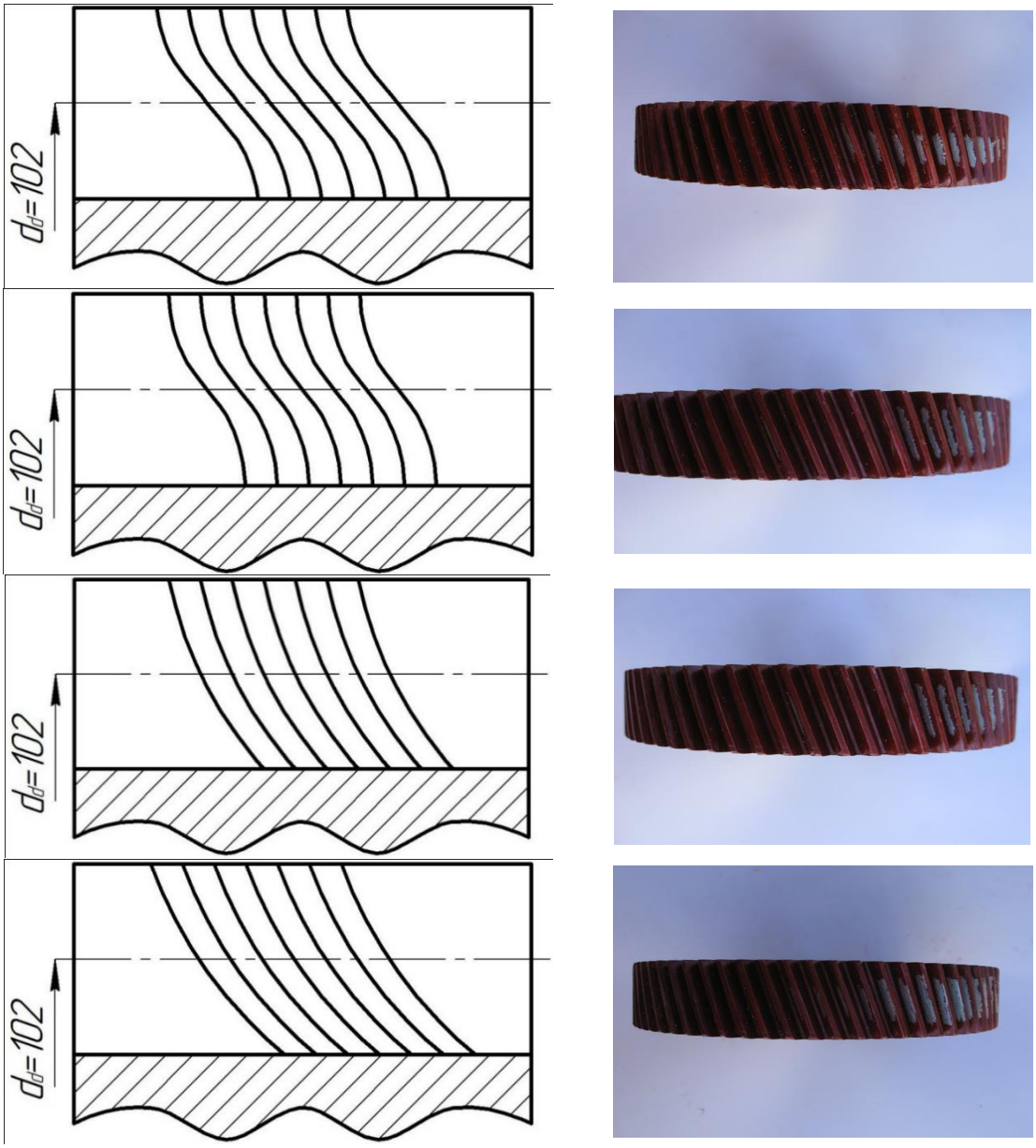

Рис. 3. Пятно контакта на зубе зубчатого колеса, сопряженного с разработанным десятизаходным винтовым зубчатым колесом

Fig. 3. A contact pattern on the tooth of the gear wheel mated to the developed ten-way screw gear

Передаточное отношение в рассмотренных гиперболоидных зубчатых передачах составляло u = 6,2…6,7. После обкатки зубьев гиперболоидных зубчатых передач было найдено пятно контакта в зацеплении. Теоретическое и экспериментальное пятно контакта в передачах представлено на рис. 3.

На третьем этапе проводилась обкатка зубчатых пар при зацеплении трех четырнадцатизаходных гиперболоидных зубчатых колес с косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами.

Рассмотрим зацепление гиперболоидных четырнадцатизаходных зубчатых колес с диаметрами делительных окружностей d_d = 46,3 мм; 61,4 мм; 76,2 мм, углы наклона зубьев соответственно равны: β = 63°; 70°; 74°. Проведем обкатку зубьев описанных выше зубчатых колес с косозубыми зубчатыми колесами, делительные диаметры окружностей которых равны d_d =102 мм, а число зубьев, соответственно, z_1 = 61; 64; 66.

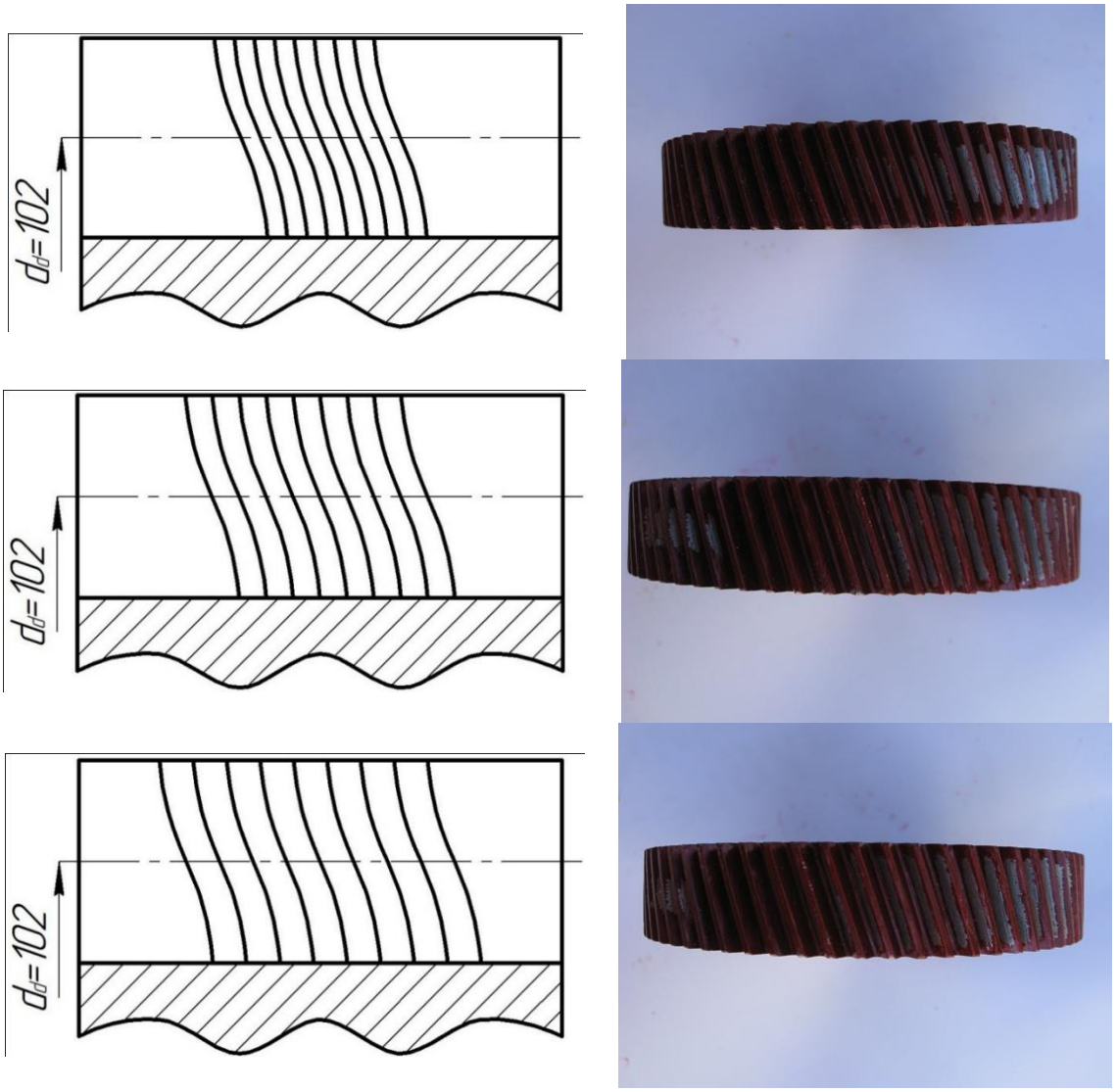

Рис. 4. Пятно контакта на зубе парного зубчатого колеса, сопряженного с четырнадцатизаходным винтовым зубчатым колесом

Fig. 4. A contact pattern on the tooth of a paired gear coupled to a fourteen-way helical gear

Передаточное отношение в представленных гиперболоидных зубчатых передачах составляло u = 4,36…4,7. После обкатки зубьев рассматриваемых гиперболоидных зубчатых передач было найдено пятно контакта в зацеплении. Теоретическое и экспериментальное пятно контакта в передачах представлено на рис. 4.

Анализ зацеплений всех рассмотренных пар цилиндро-гиперболоидных зубчатых передач показал, что при любом передаточном отношении в зацеплении характер касания зубьев будет линейным. С увеличением числа зубьев гиперболоидного зубчатого колеса площадь пятна контакта уменьшается, а с увеличением диаметра – возрастает [4–6].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны и сконструированы принципиально новые винтовые зубчатые передачи, имеющие линейный характер касания зубьев при любом передаточном отношении.

2. Найдена зависимость между площадью пятна контакта и геометрическими параметрами зубьев зубчатых колес, входящих в спроектированную винтовую зубчатую передачу.

3. Проведен полный факторный эксперимент для оценки влияния геометрических параметров на величину пятна контакта.

4. Определено влияние числа зубьев гиперболоидного зубчатого колеса, его диаметра и передаточного отношения передачи на величину суммарного пятна контакта в зацеплении.

Список источников

1. Грибанов В. М. Теория гиперболоидных зубчатых передач. Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2003. 272 с.

2. Суслов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. Москва: Машиностроение, 2000. 320 с.

3. Мамлюк О. В. Развитие теории формообразования поверхностей резанием: дис. … докт. техн. наук: 05.03.01. Киев, 2007. 247 с.

4. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. 100 с.

5. Kirichek A. V., Fedonin O. N., Soloviev D. L., Fedonina S. O. Expanding Technological Capabilities of The Combined Hardening of Steel by Deformation // X International Scientific and Practical Conference "Innovations in Mechanical Engineering" (ISPCIME-2019). MATEC Web of Conferences. 2019. V. 297. № 05004. P. 6. (https://doi.org/10.1051/matecconf/201929705004).

6. Panteleyenko F., Ostanin O., Panteleyenko K., Petrishin G. New Boron-Containing Materials for Surface Hardening // X International Scientific and Practical Conference "Innovations in Mechanical Engineering" (ISPCIME-2019). MATEC Web of Conferences. 2019. V.297. № 05011 P. 7. (https://doi.org/10.1051/ matec-conf/201929705011)

References

1. Gribanov V. M. *Teoriya giperboloidnykh zubchatykh peredach* [Theory of hyperboloidgears]. Lugansk, VNU im. V. Dalya, 2003, 272 p.

2. Suslov A. G. *Kachestvo poverkhnostnogo sloya detaley mashyn* [Quality of machine parts upper layer]. Moscow, Mashinostroenie, 2000, 320 p.

3. Mamlyuk O. V. *Razvitie teorii formoobrazovaniya poverkhnostey rezaniem. Diss. dokt. tekhn. nauk* [Development of theory of surface shape formation by cutting. Dis. dr. techn. sci]. Kiev, 2007, 247 p.

4. Pavlov A. I. *Sovremennaya teoriya zubchatykh zatsepleniy* [Modern theory of gearing]. Khar'kov, HNADU, 2005, 100 p.

5. Kirichek A. V., Fedonin O. N., Soloviev D. L., Fedonina S. O. Expanding Technological Capabilities of The Combined Hardening of Steel by Deformation. *X International Scientific and Practical Conference "Innovations in Mechanical Engineering" (ISPCIME-2019). MATEC Web of Conferences.* 2019, vol. 297, no. 05004. P. 6 (https://doi.org/10.1051/matecconf/201929705004).

6. Panteleyenko F., Ostanin O., Panteleyenko K., Petrishin G. New Boron-Containing Materials for Surface Hardening. *X International Scientific and Practical Conference "Innovations in Mechanical Engineering" (ISPCIME-2019). MATEC Web of Conferences*, 2019, vol. 297, no. 05011, p. 7 (https://doi.org/10.1051/matecconf/201929705011).

Информация об авторах

О. С. Витренко – кандидат технических наук, доцент
В. Г. Сукиасов – кандидат технических наук, доцент, vladimir.sukiasov@klgtu.ru
И. Б. Воронцов – аспирант кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга, sp207@yandex.ru

Information about the authors

O. S. Vitrenko – PhD in Engineering, Associate Professor
V. G. Sukiasov – PhD in Engineering, Associate Professor, vladimir.sukiasov@klgtu.ru
I. B. Vorontsov – postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering Technology and Engineering Consulting, sp207@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 20.05.2022; одобрена после рецензирования 27.05.2022; принята к публикации 15.07.2022;
The article was submitted 20.05.2022; approved after reviewing 27.05.2022; accepted for publication 15.07.2022;