

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВОЛЮЦИОННОЙ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

М. Г. АКОПЯН

*Научно-производственное предприятие „АДВЕНТ“, 190020, Санкт-Петербург, Россия
E-mail: akopyan.miso@yandex.ru*

Методом математического моделирования, учитывающего непрерывное изменение формы зубьев, изучаются закономерности изнашивания зубчатых зацеплений. Приведены параметры всех исследуемых пар зубчатых колес и условия их совместного применения. Представлены условия и ограничения применения полученных результатов, а также основные соотношения, используемые при расчете параметров зацепления. С помощью моделирования получены графики распределения износа в начальный период контакта и сделаны выводы о его характере. Проиллюстрировано изменение линии зацепления колеса и шестерни в ходе приработки элементов зубчатого зацепления. Проанализированы условия возникновения и развития ошибки положения. Определены причина роста циклической погрешности и следствие неравномерного изнашивания. Приведены графики перераспределения износа в зонах двухпарного зацепления в ходе изнашивания, сделаны выводы о его характере, а также о профилях зубьев и линии зацепления. Определена причина стабилизации циклической погрешности и приведен график ее изменений. Приведен график изменения мертвого хода во время зацепления зубчатых колес. Сделаны выводы о характере и закономерностях изнашивания прямозубых цилиндрических передач.

Ключевые слова: *зубчатое зацепление, износ зубчатых колес, эволюционная модель изнашивания, закономерности изнашивания, мертвый ход*

Современное машиностроение в своей основе направлено на повышение эффективности имеющихся образцов техники, а также создание новых. Это, в свою очередь, требует проектирования и изготовления большого количества опытных образцов и их многочисленных испытаний. Этот процесс очень трудоемок и дорог. Для уменьшения циклов производства опытных образцов и ускорения вывода в массовое производство новых деталей и машин используется моделирование условий эксплуатации и испытаний вновь разрабатываемых образцов [1—16].

В работе [1] проанализированы методы моделирования для исследования и изготовления зубчатых колес. В результате сделан вывод о перспективности и высокой эффективности метода математического моделирования зубчатого зацепления с учетом непрерывного изменения формы зубьев вследствие изнашивания, которое приводит к изменению условий зацепления.

В работе [2] сделан вывод о высокой эффективности, точности результатов и быстроте действия метода моделирования, учитывающего непрерывное изменение формы зубьев. Результаты практического применения метода и его сравнения с натурными испытаниями [3] позволяют сделать вывод, что этот метод пригоден для проектирования и исследования зубчатых колес.

Закономерности изнашивания зубчатых зацеплений изучались путем математического моделирования процесса взаимодействия зубчатых колес для сорока цилиндрических прямозубых эвольвентных передач, параметры которых приведены в таблице.

Число зубьев шестерни	Число зубьев колеса							
18	18	23	29	36	45	54	63	72
20	20	26	32	40	50	60	70	80
22	22	29	35	44	55	66	77	88
25	25	32	40	50	62	75	88	100
30	30	39	48	60	75	90	105	120

Параметры зубчатых колес подобраны так, что получены передаточные отношения 1; 1,3; 1,6; 2; 3; 3,5; 4,0. Передачи профилировались стандартным исходным контуром; модуль $m=1$ мм и коэффициенты смещения шестерни и колеса соответственно $x_1 = x_2 = 0$.

В условия моделирования была заложена одинаковая износостойкость материалов колес. Интенсивность изнашивания зубьев шестерни I_1 и колеса I_2 определялась по формулам:

$$I_1 = KPV_1; \quad I_2 = K \frac{1}{u} PV_2, \quad (1)$$

где K — коэффициент, характеризующий условия работы передачи и износостойкие свойства материалов взаимодействующих колес; P — нагрузка; V — удельное скольжение; u — передаточное отношение.

Вследствие практической нацеленности работы в условия моделирования был заложен момент полезного сопротивления, при котором суммарное значение нагрузки P_Σ составляло

$$P_\Sigma = \frac{M_2}{r_2} = 1H, \quad (2)$$

где M_2 — момент; r_2 — радиус; H — износ.

Значения податливости пары зубьев (S и S') при входе и выходе из зацепления считались одинаковыми и назначались таким образом, чтобы деформация под нагрузкой P_Σ составляла $0,005m$, т.е. $S=S'=0,005$ мм/Н.

Наработка в ходе эксперимента определялась в условных оборотах шестерни n' , что позволило упростить использование результатов моделирования и сопоставить их с данными, полученными при исследовании аналогичных по геометрическим параметрам передач, но в иных условиях зацепления (другие износостойкие свойства материалов и рабочие нагрузки).

При известных реальных значениях коэффициента K и нагрузки P_Σ для перехода к реальному масштабу наработки n можно с некоторыми допущениями (связанными с влиянием возможного различия упругих деформаций зубьев на процесс изнашивания) использовать уравнение:

$$n = \frac{n'}{KP_\Sigma}. \quad (3)$$

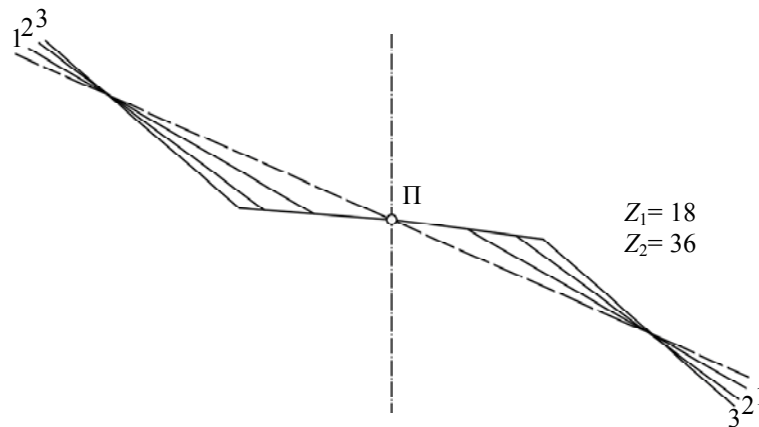
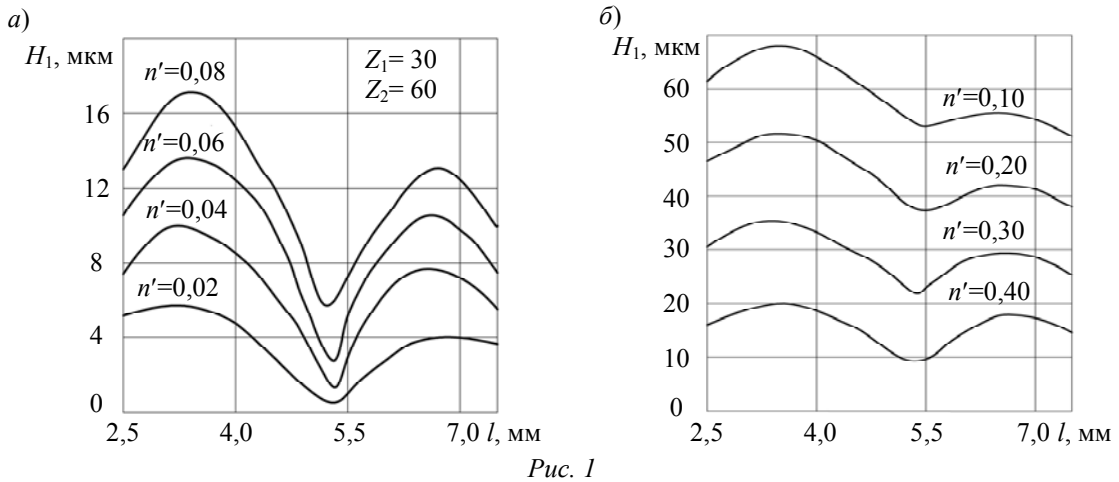
При моделировании профили зубьев задавались 24 точками, а максимально возможное изнашивание на каждом шаге принималось равным 10^{-4} мм.

При моделировании для ряда фиксированных значений наработки строились графики функции ошибки положения $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$, нагрузки $P(\varphi_1)$, а также распределения вдоль линии зацепления износов зубьев шестерни $H_1(l)$, колеса $H_2(l)$ и зацепления в целом:

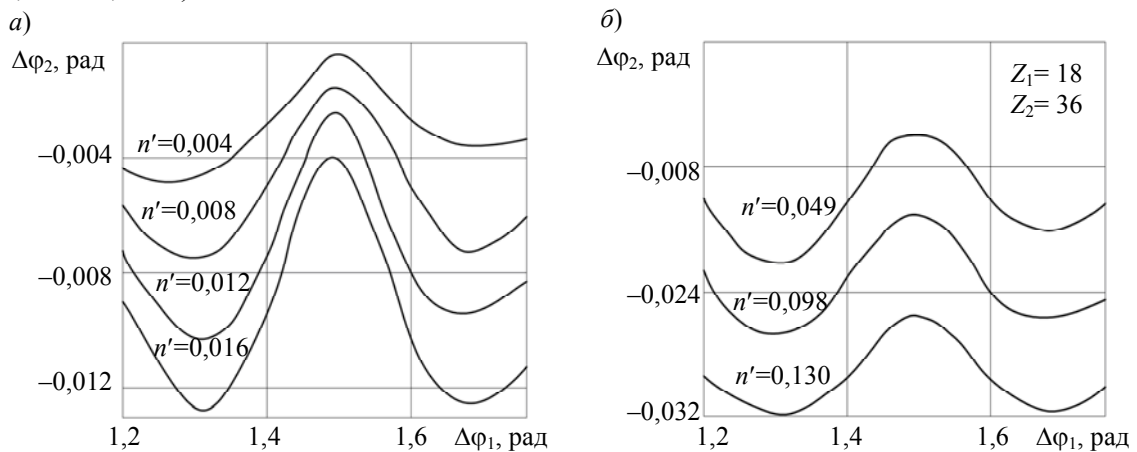
$$H(l) = H_1(l) + H_2(l). \quad (4)$$

Определялась также зависимость от наработки передачи в процессе изнашивания: мертвого хода $j(n')$, циклической погрешности $f_{z\text{zor}}(n')$, колебаний передаточного отношения $\Delta i_{21}(n')$ и коэффициента перекрытия $\varepsilon(n')$. Результаты моделирования показали, что процесс изнашивания зубчатых зацеплений подчиняется ряду общих закономерностей.

В начальный период распределение износа (рис. 1, а) имеет ярко выраженный неравномерный характер, неравномерность износа приводит к существенному изменению формы профилей зубьев и линии зацепления (рис. 2, 1 — $n' = 0,016$; 2 — 0,032; 3 — 0,130).



Возникшая (рис. 3, а) ошибка положения быстро увеличивалась. Отсутствие износа в полосе зацепления (рис. 1, б) приводило к тому, что циклическая погрешность $f_{z\text{zop}}$ возрастала так же быстро, как и минимум ошибки положения. Одновременно с ней увеличивалось колебание передаточного отношения. Неравномерность изнашивания вызывала перераспределение нагрузки в зонах двухпарного зацепления (рис. 4, 1 — $n' = 0,0005$; 2 — 0,0016; 3 — 0,0026; 4 — 0,0040).



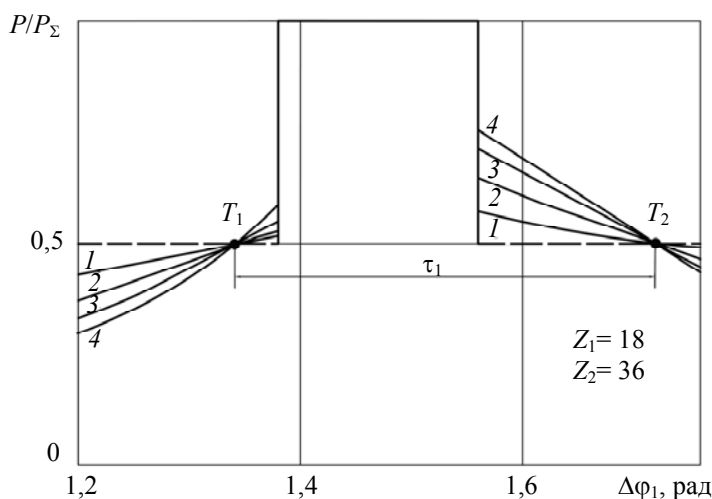


Рис. 4

При дальнейшем изнашивании указанные процессы стабилизировались. Распределение износа приобретало более равномерный характер (рис. 3, б). В передаче реализовалась устойчивая форма профилей зубьев и линии зацепления. Увеличение ошибки положения сопровождалось почти одинаковым изменением ее максимального и минимального значений (рис. 3, б), что приводило к стабилизации циклической погрешности и функции передаточного отношения. Более полное представление о развитии указанных процессов во времени дают графики $j(n')$ и $f_{zzor}(n')$, приведенные на рис. 5.

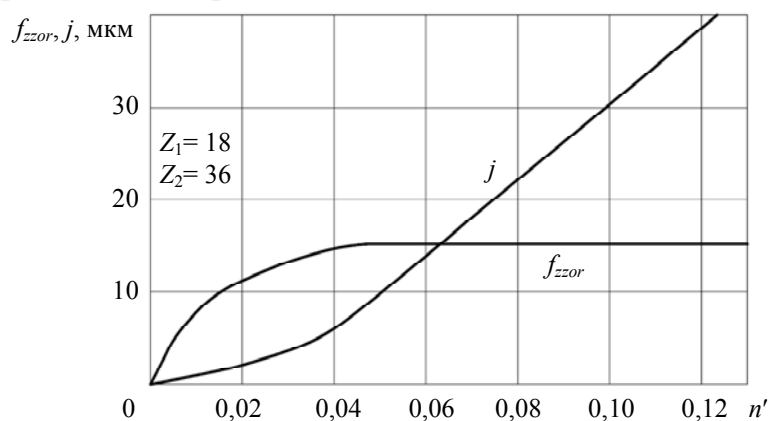


Рис. 5

Из полученных результатов видно, что математическая модель наглядно демонстрирует такую характерную особенность процесса изнашивания реальных передач, как наличие периода приработки и устойчивого изнашивания, которому соответствует устойчивая форма естественного износа зубьев. Математическая модель процесса изнашивания позволила рассчитать форму естественного износа для прямозубых цилиндрических передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Резников С. С., Акопян М. Г., Петров А. И. Анализ методов математического моделирования для исследования и изготовления зубчатых колес // Электронное научное издание „НАУКОВЕДЕНИЕ“. 2016. Т. 8, № 1 [Электронный ресурс]: <<https://naukovedenie.ru/PDF/56TVN116.pdf>>.
2. Акопян М. Г. Модель изнашивания зубчатых колес, учитывающая эволюционный характер процесса взаимодействия // Изв. вузов. Поволжский регион. Технические науки. 2017. № 3(34). С. 107—121.
3. Акопян М. Г., Резников С. С., Федотова В. Н. Сопоставление результатов изнашивания зубчатых колес при моделировании и натурных испытаниях // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2017. Т. 23, № 1. С. 184—189.

4. Айрапетов Э. Л. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением: Метод. матер. Ижевск; М.: Изд-во ИжГТУ, 2000. 118 с.
5. Баранов А. В., Вагнер В. А., Тарасевич С. В., Баранова Ю. А., Пономарева А. Н. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колес транспортных машин и энергетического оборудования // Ползуновский Вестник. 2010. № 1. С. 99—105.
6. Онищенко В. П., Голдобин В. А. Прогнозирование работоспособности зубчатых передач с учетом взаимовлияния формы изношенных зубьев и характеристик контакта // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. 2007. № 9(115). С. 165—171.
7. Онищенко В. П. Прогнозирование формы профилей зубьев зубчатых передач в результате их износа // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. науч. тр. Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 5. С. 155—163.
8. Bakhanovich A. G. Analysis of the stressed state of teeth of drive toothed belts of standard structures // Механика машин, механизмов и материалов. 2010. № 1(10). С. 21—28.
9. Варсимашвили Р. Ш., Кахиани М. Р., Варсимашвили З. Р. Новые зубчатые передачи с переменным передаточным отношением // Прогресивні технології і систем і машинобудування. 2013. Т. 45, № 1. С. 77—84.
10. Резников С. С. Основы построения эволюционной модели процесса изнашивания зубчатого зацепления // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4(2). С. 296—298.
11. Хрущев М. М. Лабораторные методы испытания на изнашивание материалов зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1966. 152 с.
12. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
13. Michaelis K., Brinck P. Berechnung der verschlei bedingten Flankenformänderung langsam laufender Zahnreder. Teil 2 // Antriebstechnik. 1983. Bd. 22, N 12. S. 47—48.
14. Winter H., Plewe H. Abriebverschlei und Lebensdauerberechnung an geschmierten, langsam laufenden Zahnradern. Teil 1 // Antriebstechnik. 1982. Bd 21, N 5. S. 231—237.
15. Winter H., Plewe H. Abriebverschlei und Lebensdauerberechnung an geschmierten, langsam laufenden Zahnradern. Teil 2 // Antriebstechnik. 1982. Bd 21, N 6. S. 282—286.
16. Adam G. Verschlei berechnung an Geradstirnrädern aus Stahl bei Kleinen Zaynumfanggeschwindikeiten // Schmierungstechnik. 1979. Bd 10, N 7. S. 206—209.

Сведения об авторе**Мисак Геворкович Акопян**— Научно-производственное предприятие „АДВЕНТ“;
E-mail: akopyan.miso@yandex.ruПоступила в редакцию
21.11.17 г.

Ссылка для цитирования: Акопян М. Г. Исследование изнашивания зубчатых зацеплений с использованием эволюционной модели взаимодействия зубчатых колес // Изв. вузов. Приборостроение. 2018. Т. 61, № 2. С. 123—128.

INVESTIGATION OF GEAR TOPS WEARING WITH THE USE OF THE EVOLUTION MODEL OF GEAR WHEELS INTERACTION**M. G. Akopyan***Research and Production Enterprise "ADVENT", 190020, St. Petersburg, Russia
E-mail: akopyan.miso@yandex.ru*

Mathematical simulation method accounting for continuous changes in the teeth shape is used for investigation of regularities of gears wear. Parameters of all investigated pairs of gears and conditions of their joint application are given. Conditions and limitations on possible application of the obtained results are analyzed, basic relations used for calculating the linkage parameters are presented. The data of modelling are used to draw graphs of the distribution of wear during the initial period of contact and make several conclusions about the wear nature. The change in the line of engagement of the wheel and gear during the run-

ning-in of the gearing elements is demonstrated. The conditions of occurrence and development of the position error are analyzed. The cause of the growth of the cyclic error and the consequence of uneven wear are determined. The graphs of redistribution of wear in the areas of double-pair gearing during wear are presented, conclusions are drawn about its nature, as well as the tooth profiles and the engagement line. The cause of stabilization of a cyclic error is determined and the schedule of its changes is given. A graph is given of the variation of the dead stroke during the meshing of the gears. Conclusions about the nature and regularities of wear of spur gears are formulated.

Keywords: gear tops, cogwheel wear, evolution model of wearing, dependences of wearing, dead run

Data on author

Misak G. Akopyan — Research and Production Enterprise "ADVENT";
E-mail: akopyan.miso@yandex.ru

For citation: Akopyan M. G. Investigation of gear tops wearing with the use of the evolution model of gear wheels interaction. *Journal of Instrument Engineering*. 2018. Vol. 61, N 2. P. 123—128 (in Russian).

DOI: 10.17586/0021-3454-2018-61-2-123-128