

вой обработки зубчатых колес / Н. А. Чемборисов, Р. М. Хисамутдинов, В. А. Авдеев; заявитель и патентообладатель ОАО «КамАЗ» – № 2010148631/02 ; заявл. 29.11.2010 ; опубл. 27.04.2011, Бюл. № 12. – 10 с. : ил.

4. Там же.

5. Пат. 2005013 Российская федерация, МПК В 23 F 19/00, В 23 F 5/22. Способ чистовой обработки зубьев эвольвентных зубчатых колес / Н. В. Сморгалов, В. П. Скрипин, В. П. Птицын, Ю. Ф. Белугин; заявитель и патентообладатель Камский политехнический институт. – № 4900645/08 ; заявл. 31.10.90 ; опубл. 30.12.93, Бюл. № 47-48. – 5 с. : ил.

Получено 20.04.2017

6. Головки А. Н., Головки И. В. Расчет погрешности профиля зуба колеса при «бреющем» зубочерчении // СТИН. – 2012. – № 10. – С. 34–36.

7. Головки А. Н., Головки И. В. Определение оптимальных конструктивных параметров «бреющего» червяка для компенсации систематической составляющей технологической погрешности профиля зуба шестерни // СТИН. – 2012. – № 12. – С. 17–19.

8. Пат. 2005013 Российская федерация, МПК В 23 F 19/00, В 23 F 5/22. Способ чистовой обработки зубьев эвольвентных зубчатых колес.

9. Там же.

УДК 621.833.38

DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-76-81

Е. С. Трубачев, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

Т. В. Савельева, Институт механики ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

Т. А. Пушкарёва, студентка, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

Л. Н. Фарушкина, студентка, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОСВОЕНИЯ СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА ОТВЕТСТВЕННОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Введение

Особый интерес в практике проектирования и отладки производства зубчатых передач представляют случаи, когда требуется применить большой арсенал средств и методов оценки проектного решения. В настоящей статье рассмотрен один из таких случаев ответственной и относительно высоконагруженной червячной передачи 6-й степени точности по ГОСТ 3675–81. Применение тщательно автоматизированного проектирования и анализа зацепления с учетом случайного характера комплекса технологических погрешностей, ограничений технологического характера и некоторых проявившихся непосредственно в ходе реализации технологического процесса особенностей позволило в короткие сроки наладить серийное производство указанных пар и обеспечить удовлетворительные экономические показатели производства.

Исходная передача

Основные параметры и характеристики исходной передачи и редуктора, принятые во внимание при проектировании, приведены в табл. 1.

Дополнительные требования:

– применение имеющегося на рынке высокоточного инструмента – червячно-модульных фрез классов точности А и АА (на возможность и целесообразность этого, пожалуй, первым указал С. А. Лагутин [1]);

– обеспечение низкой чувствительности пятна контакта и бокового зазора к погрешности осевого положения колеса (сборка без регулировки).

Таблица 1. Параметры исходной передачи

Наименование, обозначение параметра	Значение параметра
Межосевое расстояние a_w , мм	100
Передаточное число u_{12}	48/1
Осевой модуль m_{x1} , мм	3,25
Делительный диаметр червяка d_1 , мм	44
Ширина венца червячного колеса b_2 , мм	30
Нормальные углы профиля витка червяка α_n , °	20
Коэффициент расчетной толщины витка червяка s_1^*	1,571
Вращающий момент на колесе T_2 , Н·м	995
КПД (при коэффициенте трения $f=0,04$), %	67,6
Степень точности по ГОСТ 3675–81 для червяка/колеса	6/7
Допустимый уровень шума при работе редуктора, дБ	73
Виброскорость, измеренная на корпусе редуктора, мм/с	0,6
Боковой зазор в зацеплении, j_m , мм	0,03-0,06

Проектирование передачи

Конечно, производство передачи 6-й степени точности – это, в первую очередь, задача обеспечения соответствующего уровня элементов технологии и организации производства, однако в рассматриваемом случае эта задача была существенно осложнена условием применения существующего оборудования, хотя и поддерживаемого в удовлетворительном техническом состоянии, но, однако, в основном не нового. В этих условиях именно локализация контакта «позволяет сохранить качество выпускаемых передач на достаточно высоком уровне» [2]. Перечисленные

требования по сути означали необходимость синтеза передачи с локализованным контактом при условиях применения существующего инструмента [3] и максимально возможного сохранения эксплуатационных характеристик – классическая задача многокритериальной оптимизации, основные элементы которой рассмотрены в [4]. Целевая функция включала в себя относительное изменение (по сравнению с заданной базовой передачей-прототипом) главных расчетных характеристик – контактных σ_H и изгибных σ_F напряжений на зубьях и КДП передачи, а набор ограничений включал в себя

- ограничения-равенства:
 - параметры расположения осей звеньев;
 - осевые размеры звеньев;
 - параметры стандартной червячно-модульной фрезы;
 - параметры продольной и профильной модификации зуба (заранее неизвестны, обрабатывались в ходе освоения производства);
- ограничения-неравенства:
 - допустимое изменение диаметра червяка $d_1 \pm 7\%$;
 - допустимое изменение диаметра колеса $\pm 3\%$;

– допустимое изменение передаточного отношения $u_{12} \pm 5\%$.

В ходе решения оптимизационной задачи было рассмотрено несколько десятков вариантов передачи. В табл. 2 сведены основные характеристики нескольких из рассмотренных вариантов в сравнении с исходной (см. табл. 1).

Из перечисленных передач для практической реализации было выбрано три (№№ 7–9) близких по совокупности оценок к исходной. В них обеспечена разная степень локализации контакта (рис. 1, а–в), выбор которой пришлось обрабатывать на опытных образцах.

Разработанная нами методика позволила выполнить дополнительное ограничение – совпадение станочных наладок для нарезания колес указанных вариантов ($\Sigma_0 = 88,8^\circ$, $a_{\text{в}0} = 107,7$ мм). По сути мы получили новый, ранее неизвестный результат: одно и то же колесо (ряд взаимозаменяемых колес) может быть использовано для зацепления с несколькими разными червяками и получения различной степени локализации контакта и приемлемых нагрузочных характеристик. Это позволило резко снизить затраты ресурсов на обработку проектного решения.

Таблица 2. Параметры некоторых рассмотренных передач

№	u_{12}	m_{x1} , мм	d_1 , мм	η , %	σ_H , %	σ_F , %	
						виток	зуб
1	48:1	3,250	44,0	68,9	100,0	100,0	
2	45:1	3,513	44,5	67,9	102,0	113,5	93,9
3	46:1	3,480	44,5	68,3	103,6	98,2	118,6
4	49:1	3,179	47,0	64,6	104,1	137,5	102,1
5	49:1	3,191	45,0	65,3	99,6	121,6	107,0
6	50:1	3,175	44,0	66,1	96,7	127,0	111,0
7	50:1	3,172	45,2	65,4	96,4	109,3	106,8
8		3,189		65,5	96,5	109,1	112,9
9		3,201		65,6	96,1	103,5	103,9
10	51:1	3,182	41,0	66,6	97,4	110,8	100,0

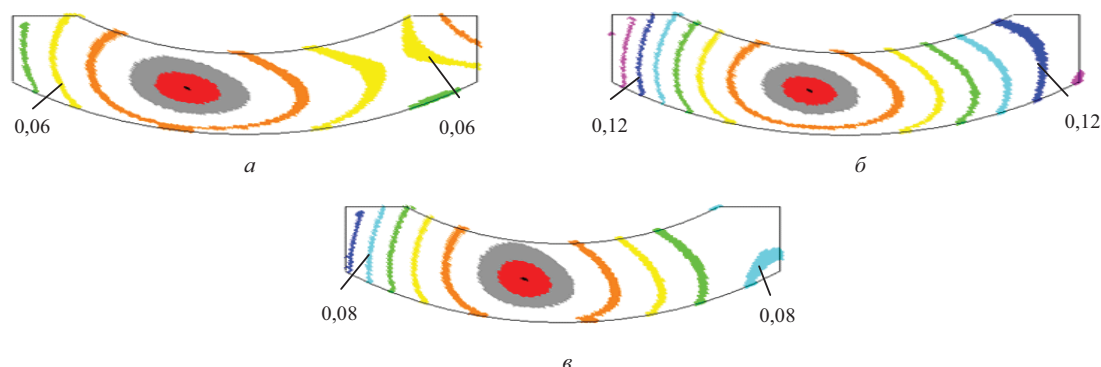


Рис. 1. Поля модификаций передач: а – № 7; б – № 9; в – № 8

Обратим внимание на то, что в отличие от исходной передачи-прототипа, где для локализации контакта введены три неплавно сопряженных участка на поверхности зуба (рис. 2), что, вероятно, выполнено либо применением дополнительной фрезы большего диаметра, срезающей эти участки, либо дополнительными перестановками фрезы [5], в спроектированных и изготовленных нами передачах продольная

локализация получается на единой гладкой поверхности одним инструментом за один его установ (рис. 2, б).

В ходе обработки была выбрана передача № 8 (рис. 1, в). Первоначальное пятно контакта в ней оказалось приемлемого размера и, как и ожидалось, обладало низкой чувствительностью к действию погрешностей (рис. 3).

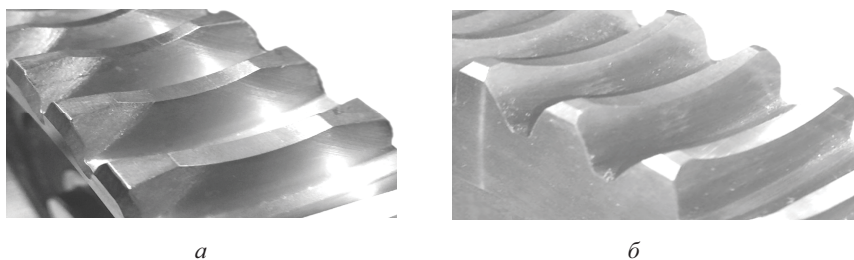


Рис. 2. Зубья колес передач: а – базовой (прототипа); б – спроектированной

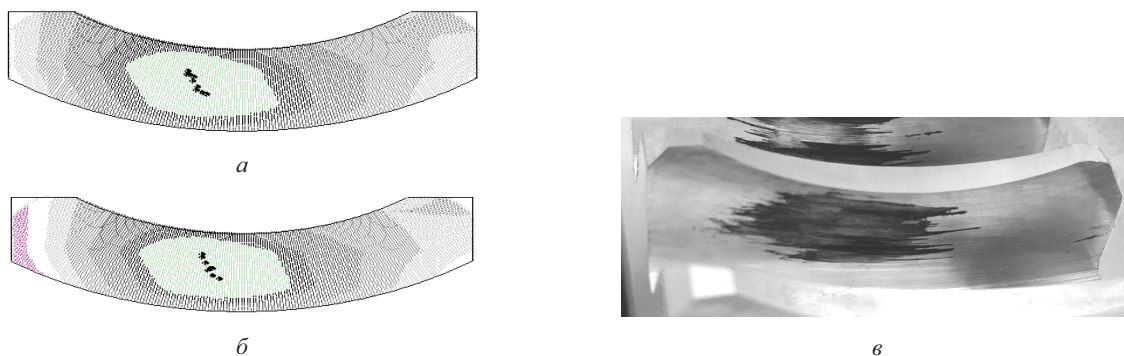


Рис. 3. Передача № 8: а – расчетное пятно контакта при номинальном положении звеньев; б – расчетное пятно контакта при осевом смещении колеса $f_x = 200$ мкм; в – фактическое пятно контакта после обкатки

Отладка производства

Технологический процесс изготовления червяка в целом является типовым и включает в себя основные операции: отрезку заготовки из проката (40ХН2МА), предварительную токарную обработку, предварительное прорезание витков, предварительное фрезерование шпоночных пазов, закалку со средним отпуском (HRC 35-39), чистовую токарную обработку, шлифование шеек (5-й квалитет), чистовое фрезерование пазов, шлифование витков. Из особенностей следует отметить:

- выполнение операций чистовой токарной обработки после упрочняющей термообработки для минимизации припуска под шлифование шеек на операциях, лимитирующих такт выпуска, с 0,5 мм до 0,15 мм на диаметр;
- разделение обработки шпоночных пазов на предварительное, выполняемое до упрочняющей термооб-

работки, и окончательное, выполняемое после шлифования шеек, что позволило, с одной стороны, выполнить жесткие размерные требования заказчика к расположению пазов (отклонения от симметричности 0,03 мм и параллельности 0,016 мм), а с другой – избежать появления радиального биения червяка свыше допустимого (0,008...0,012 мм на разных шейках), которое появлялось в результате несимметричного снятия напряжений при обработке термоупрочненных пазов за одну операцию;

- локализация контакта по высоте зубьев обеспечивалась модификацией профиля витка червяка (путем правки шлифовального круга по дуге эллипса);
- контроль толщины витка (с допуском 0,020 мм) – параметра, по сути обеспечиваемого методом пробных ходов и промеров, – выполнялся на специальной наладке (рис. 4, а), настраиваемой по измерительному червяку.

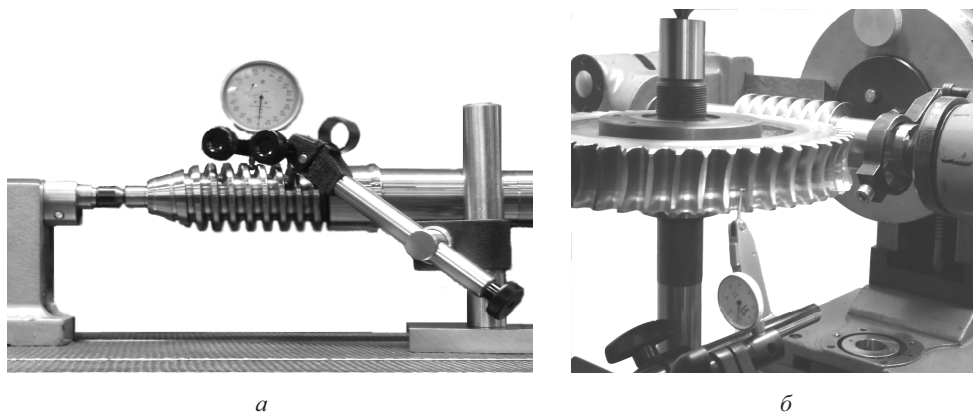


Рис. 4. Контроль определяющих боковой зазор параметров зубьев: а – толщины витков червяка; б – люфта в зацеплении колеса с измерительным червяком

Обработка колеса (исходная заготовка – венец из бронзы БрОФН-10-1-1, налитый на чугунную ступицу) включала следующие основные операции: токарные, долбежная (шпоночный паз в посадочном отверстии), зубофрезерная.

Благодаря предпринятой локализации контакта выполнение требований по пятну контакта не вызвало никаких затруднений для всех обработанных партий колес и соответствующих практических наладок станков. Главные затруднения были связаны с обеспечением показателей плавности и бокового зазора. Лимитирующей здесь была зубофрезерная операция. Контроль показателей для колеса осуществлялся на межцентромере (рис. 4, б) в паре с измерительным червяком 4-5-й степени точности по ГОСТ 3675–81. Контроль зубьев осуществлялся непосредственно после нарезания каждого из колес, с коррекцией, при необходимости, станочного межосевого расстояния, для компенсации износа фрезы и уменьшения ее диаметра при переточке. Плавность работы оценивалась по колебанию измерительного межосевого расстояния при повороте измерительного червяка на один оборот, а зазор – по окружному люфту колеса на номинальном межосевом расстоянии в пределах одного оборота как измерительного червяка, так и контролируемого колеса.

Стабильность зазора на полном обороте колеса в решающей мере обеспечивается радиальным биением венца относительно посадочного отверстия. Мы создали условия совмещения конструкторской и тех-

нологической баз (рис. 5), что сделало возможным радиальное биение зубьев колеса не более 0,02 мм.

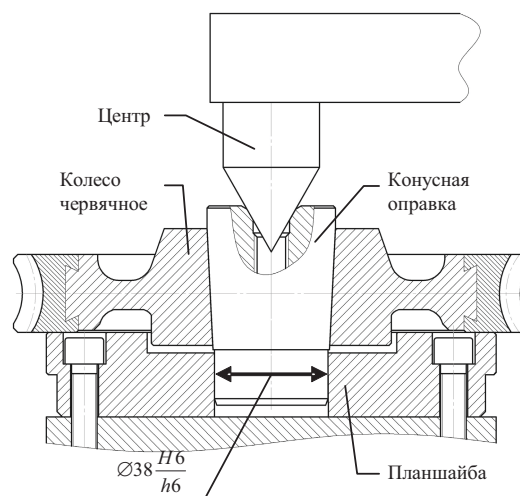
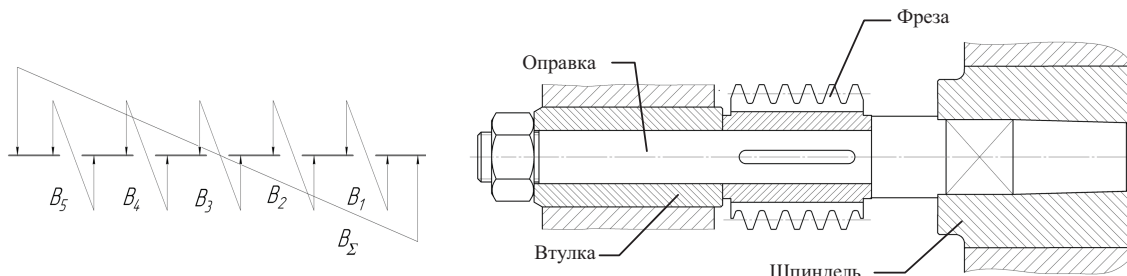


Рис. 5. Базирование колеса при фрезеровании зубьев

Главным фактором, ограничивающим достижение требуемых показателей плавности работы, стало биение зубьев червячно-модульных фрез, установленных на станке (не более 0,02 мм). Допустимое для фрез класса А значение биения зубьев относительно посадочного отверстия 0,025 мм. Установка фрезы на станке неизбежно вносит дополнительные погрешности (рис. 6).



- B_2 – радиальное биение зубьев фрезы относительно оси ее вращения;
- B_1 – радиальное биение зубьев фрезы относительно оси посадочного отверстия фрезы;
- B_2 – несовпадение осей сопряженных посадочных отверстий фрезы и оправки;
- B_3 – несовпадение оси посадочной шейки оправки под фрезу и общей оси установочных шеек оправки;
- B_4 – несовпадение общей оси установочных шеек оправки и общей оси опор суппорта;
- B_5 – несовпадение общей оси опор суппорта и оси вращения фрезы

Рис. 6. Геометрические погрешности установки червячной фрезы

Поэтому на каждом этапе подготовки и установки инструмента мы стремились обеспечить возможно меньшее биение реек. Так, после каждой переточки фрез удавалось достичь биения на контрольной оправке в пределах 0,016 мм. Для компенсации установочных погрешностей был изготовлен специальный набор трех оправок для фрез, допускающий подбор оправки под посадочное отверстие фрезы и относительного углового положения фрезы на станке из 12 возможных.

Исследование точности производства

С одной стороны, параметры точности передачи практически полностью регламентированы стандар-

том, осталось выполнить его требования при практическом производстве. С другой стороны, предпринятая локализация контакта дает возможность несколько ослабить требования. Количественную оценку этого мы получили, выполнив численное исследование точности, имевшее целью оценить влияние погрешностей зубьев и монтажа звеньев на функциональные показатели точности – погрешность $f_{z\text{zor}}$ зубцовой частоты, суммарное пятно контакта (СПК) и боковой зазор в передаче (j_n). Главным инструментом исследования стал программный комплекс SPDIAL+, реализующий модель зацепления с погрешностями профиля, продольной линии, шага

и толщины зубьев каждого из звеньев, расположения осей звеньев и осевого положения колеса [6].

На наш взгляд, было бы нерациональным моделировать крайне маловероятные передачи с наибольшими по модулю значениями погрешностей (аналогично методу «максимум-минимум» в размерном анализе). Подход, примененный нами и по своей исходной посылке во многом аналогичный вероятностному методу в размерном анализе, включает в себя следующие шаги:

- определяются диапазоны для варьирования погрешностей;
- генерируются случайные наборы погрешностей подобно тому, как на практике в партии передач случайно реализуются наборы погрешностей;
- для каждого набора рассчитываются функциональные показатели и зазор;
- определяются функции распределения вероятности полученной выборки функциональных показателей и зазора, дается оценка уровня точности передачи.

Таблица 3. Диапазоны для генерирования случайных погрешностей, мкм

	Погрешность ...	Обозначение	Диапазон
Червяк	винтовой линии циклическая	f_{h1r}	0...11
	винтовой линии суммарная	f_{hk1r}	-22...22
	профиля витка суммарная	f_{f1r}	-11...11
	кривизны профиля витка	Δ_{f1r}	0...5
	толщины витка	Δ_{s1r}	-16...0
Колесо	продольной линии зуба суммарная	f_{hk2r}	-34...34
	профиля зуба суммарная	f_{f2r}	-13...13
	кривизны профиля зуба	Δ_{f2r}	-6...6
	толщины зуба колеса	Δ_{s2r}	-13...13
монтажные	межосевого расстояния	f_{ar}	-11...11
	межосевого угла	$f_{\Sigma r}$	-12...12
	осевого положения колеса	f_{xr}	-100...100

f_{h1r}	f_{hk1r}	f_{f1r}	Δ_{f1r}	Δ_{s1r}	f_{h2r}	f_{hk2r}	f_{f2r}	Δ_{f2r}	Δ_{s2r}	f_{ar}	$f_{\Sigma r}$	f_{xr}
5	3	4	2	-12	11	5	1	1	0	1	2	36
1	1	2	-1	-4	6	4	2	0	-10	1	-4	-14
6	6	3	3	-16	7	7	4	-1	6	0	-1	-81
9	2	6	-2	-9	20	2	1	-1	4	5	-3	47
4	4	5	0	-12	9	7	1	1	0	0	0	-76

Рис. 7. Фрагмент сводной таблицы сгенерированных погрешностей

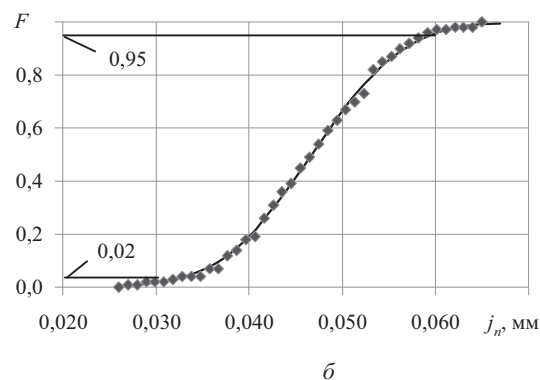
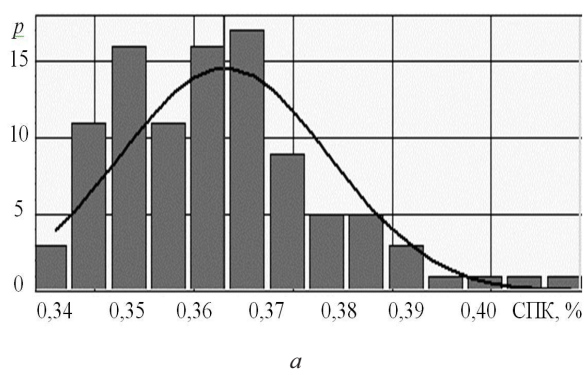


Рис. 8. Некоторые результаты исследования точности: а – гистограмма распределения СПК и восстановленная функция плотности вероятности; б – график распределения вероятности бокового зазора

В табл. 3 приведены принятые диапазоны погрешностей, часть которых взята по назначенным степеням точности, часть специально оговорена заказчиком (например, допуск на смещение средней плоскости колеса).

Для генерирования погрешностей мы применили MS Excel, фрагмент сводной таблицы погрешностей приведен на рис. 7.

На рис. 8 показаны некоторые результаты оценки точности, которые позволили заключить следующее:

- погрешность зубцовой частоты по 6-й степени точности ($f_{z\text{zot}} = 11$ мкм) обеспечивается в допустимых пределах со 100%-й вероятностью;
- во всех случаях расчетное пятно контакта не вышло на кромки зубьев, его площадь составила 34-42 % площади боковой поверхности зуба;
- допустимый боковой зазор обеспечивается с вероятностью 93 %.

Расчетная экспресс-оценка бокового зазора

Как уже было сказано, наибольшие трудности в процессе отладки производства вызвало обеспечение бокового зазора. Потребовалось согласовать между собой зазоры, полученные в пробной партии из 12 редукторов, и основные влияющие на зазор контрольные параметры, по которым корректировались станочные наладки. С учетом этого и с учетом технологических возможностей получены диапазоны допустимых значений контрольных параметров:

- толщина витка – 5,020...5,040 мм;
- окружной люфт колеса в зацеплении с измерительным червяком, имеющим толщину витка 5,016 мм, – 0,045...0,070 мм.

Еще одним размером, имеющим решающее влияние на зазор в зацеплении, является межосевое расстояние в корпусе – $100^{+0,025}$ мм. Его колебание соответствует колебанию зазора в зацеплении в пределах 0,015 мм.

	Корпус	Червяк	Колесо	в сборе
Допуск	0,015	0,020	0,025	
№				
1	0,011	5,035	0,056	0,0490
2	0,011	5,032	0,053	0,0489
3	0,008	5,036	0,050	0,0378
4	0,006	5,026	0,062	0,0583
5	0,009	5,033	0,063	0,0555
6	0,010	5,027	0,060	0,0591

Рис. 9. Фрагмент таблицы сгенерированных случайных погрешностей и полученные функции плотности и распределения вероятности при экспресс-оценке

Как видно, рассеяние бокового зазора в сборе оказалось несимметрично распределенным относительно среднего значения допустимого диапазона (0,045 мм). Сделано это было преднамеренно: по требованию заказчика появление меньшего зазора в паре считалось менее желательным, чем выход за большее значение зазора (условно допустимым являлся зазор 0,07 мм). Сборка контрольной партии из 15 пар показала удовлетворительное соответствие расчетной оценке: зазор вышел за больший предел 0,06 мм в 2 парах (13 %), составив 0,07 мм.

Заключение

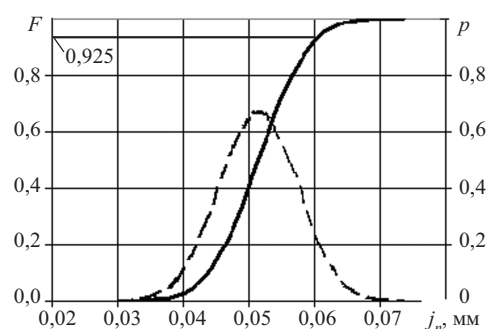
Рассмотрено решение основных проблем, возникших при проектировании и организации серийного производства ответственной червячной передачи, – с проектирования при условии применения высокоточного инструмента и обеспечения малой чувствительности передачи к действию погрешностей и до практической отстройки процессов обработки и контроля зубьев и сборки передачи. Рассмотренные приемы проектирования и анализа производства передачи позволили наладить серийное производство червячных пар при минимальных вложениях в технологическую модернизацию.

Получено 20.04.2017

Мы предприняли вероятностную экспресс-оценку зазора с учетом рассеяния трех перечисленных размеров. Методически она похожа на оценку точности передачи, описанную выше. Существенными отличиями были:

- неучет некоторых, относительно мало влияющих и, судя по практическому результату, во многом компенсирующих друг друга погрешностей;
- применение контролируемых параметров, интегрирующих в себе ряд более элементарных погрешностей;
- использование лишь простого инструмента расчета – MS Excel;
- настройка выполняемого расчета по практически измеряемым зазорам.

На рис. 9 показаны фрагмент таблицы, содержащей сгенерированные случайные погрешности, соответствующие оценки зазора, а также наглядную оценку вероятности (0,925) получения требуемого зазора.



Библиографические ссылки

1. Лагутин С. А., Долотов С. В. Подбор фрез для нарезания червячных колес с локализацией контакта / Теория и практика зубчатых передач : сб. докладов науч.-тех. конф. с междунар. участием / Ассоциация инженеров механических трансмиссий и приводов (Россия) [и др.]. – Ижевск, 2004. – С. 189–194. – ISBN 5-7526-0190-8.
2. Там же.
3. Трубочев Е. С., Глазырин А. В., Савельева Т. В. Новое решение проблемы унификации червячных фрез при проектировании и производстве червячных цилиндрических передач : сб. тр. науч. конф. по зубчатым передачам. – Ижевск, 2008. – 385 с.
4. Трубочев Е. С., Савельева Т. В. Оптимизационная задача при автоматизированном проектировании спиральных передач на базе однозаходных унифицированных фрез // Информационная математика. – 2005. – № 1(5). – С. 121–130.
5. Сандлер А. И., Лагутин С. А., Верховский А. В. Производство червячных передач / под общ. ред. С. А. Лагутина. – М. : Машиностроение, 2008. – 272 с.
6. Трубочев Е. С. Основы анализа зацепления реальных спиральных передач // Вестник машиностроения. – 2004. – № 10. – С. 3–11.