

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Широкие возможности влияния на свойства эвольвентных зубчатых передач имеются при комбинированном смещении профилей зубьев – сочетании радиального и тангенциального смещений, в том числе с использованием режущего инструмента со стандартным исходным контуром. В частности, путем комбинированного смещения прочность при изгибе зубьев цилиндрических зубчатых передач и износостойкость их активных поверхностей можно повысить в полтора-два раза, что соизмеримо с заменой материала.

It is shown that combined addendum modification gives more ample opportunities to influence on the properties of involute tooth systems, the cutting tool with standard basic rake being available. In particular, the combined correction results in increasing both bending strength of teeth and resistance to wear of the active teeth surfaces of cylindrical gears to 1,5-2 times which is comparable with the material replacement.

Известно, что широко применяемое радиальное смещение оказывает влияние на геометро-кинематические и прочностные свойства зубчатых пар. Для оценки такого влияния и сравнения износостойкости зубчатых передач с комбинированным смещением были проведены сравнительные исследования, ставившие своей целью увеличение ресурса зубчатых передач путем применения новых материалов и оптимизированной геометрии*. В качестве базы для сравнения была выбрана зубчатая передача с геометрическими параметрами, эквивалентными соответствующей открытой передаче мукомольной мельницы А1-БЗН. Угол наклона зубьев $16^{\circ}10'$ соответствует базовой геометрии исходной зубчатой пары, модуль зубьев был принят равным 2,5 мм, а ширина венцов – 23 мм. Сравнительные испытания зубчатых пар с несколькими марками чугунов и с различными геометро-кинематическими характеристиками были проведены на стендах с замкнутыми силовыми контурами. Все испытываемые зубчатые передачи имели одинаковое межцентровое расстояние, равное 105 мм.

* Эксперименты проведены совместно с доц. И.П.Ивановым.

Используя геометро-кинематические и прочностные параметры существующих передач мукомольных мельниц, были разработаны два варианта новой геометрии в виде соответствующих прямозубых и косозубых передач, нарезаемых стандартным инструментом.

В предложенных косозубых парах угол наклона зубьев увеличен с $16^{\circ}10'$ до $20^{\circ}06'$, чем при прежней рабочей ширине венцов обеспечен коэффициент осевого перекрытия зубьев, равный единице, определяющий постоянство длины контактной линии в зацеплении зубьев. Углы зацепления увеличены, чем снижаются контактные напряжения. Резко (в несколько раз) уменьшены абсолютные значения удельных скольжений зубьев. Оба зацепления гарантированы от подрезания и интерференции зубьев. Прочность зубьев при изгибе повышена.

В варианте с прямозубыми колесами зубчатые пары имеют увеличенный угол зацепления, за счет применения комбинированного смещения уменьшены по абсолютным значениям удельные скольжения и увеличены радиусы кривизны профилей. Прочность зубьев прямозубых пар существенно выше прочности исходных пар.

Экспериментальные зубчатые пары с базовой геометрией выполнены из исходного материала СЧ-25 и из разных марок легированных чугунов, а зубчатые пары с углом наклона зубьев $20^{\circ}06'$ и прямозубые для экспериментального сравнения предложенной геометрии с исходной выполнены только из чугуна СЧ-25.

Все зубчатые колеса нарезаны стандартной червячной фрезой с одинаковым режимом обработки при скорости подачи 4,1 м/мин и за один проход. Точность нарезанных зубчатых колес обеспечена не хуже 8-й степени.

Основные данные и характеристики экспериментальных зубчатых пар косозубых с углами наклона $16^{\circ}10'$, $20^{\circ}06'$ и прямозубых представлены в табл.1.

Основной задачей проведения испытаний явилась оценка износа зубьев зубчатых передач в зависимости от материала шестерен и колес и геометрии зацепления зубчатых пар. Испытания имели сравнительный характер, что позволяло значительно упростить и ускорить эксперименты и получить более достоверные сравнимые результаты, исключив влияние на них случайных и нестабильных факторов.

Нагрузка, циркулирующая в замкнутом контуре стенда при испытаниях зубчатых пар, задавалась одинаковой во всех экспериментах. Крутящий момент на валах быстроходных шестерен обеспечивался равным 100 Н·м. Критерием выбора крутящего момента для испытаний передач были изгибные напряжения исходного (базового) материала с условием максимального интенсифицирования износа зубьев.

Зубчатые пары работали со смазкой окунанием (погружением колес в масло в камере стенда примерно на две высоты зубьев большого колеса), в качестве смазки применяли обычное машинное масло с добавлением веретенного масла.

Окружная скорость зубчатых колес составляла 8,7 м/с. Толщины зубьев замеряли штангензубомером перед испытаниями и после 8 млн циклов нагружений шестерни каждой зубчатой пары вблизи нижних активных точек профилей. Измерения выпол-

няли на трех маркированных зубьях каждой шестерни, расположенных через 120° по окружности. Износ оценивался как средняя арифметическая разность толщин зубьев новых и отработавших 8 млн циклов шестерен. После испытаний поверхности зубьев изучались под увеличением для оценки их состояния.

Для определения наиболее износостойкого материала сравнивались зубчатые пары с базовой геометрией, но из различных материалов. Все зубчатые пары с различной геометрией были изготовлены из серого чугуна СЧ-25.

Таким образом, для чистоты эксперимента всегда изменялся лишь один параметр по сравнению с базовой зубчатой передачей – либо материал, либо геометрия.

В табл.2 представлены данные о материалах шестерен, подвергнутых испытаниям на стенде.

В результате проведенных испытаний зубчатые пары базовой геометрии, выполненные из СЧ-25 и СЧ-НЛ, аварийно вышли из строя. При этом пара из СЧ-25 отработала 2 млн циклов, а из СЧ-НЛ – 5,5 млн циклов. После замены вышедших из строя пар на пары из того же материала они доработали до 8 млн циклов, были сняты со стендов и наравне со всеми подверглись замерам на износ и анализу состояния контактных поверхностей зубьев. Выход из строя передач может быть объяснен низким качеством материала, а для СЧ-НЛ и усталостными факторами, усугубленными неоднородностью материала.

Базовая геометрия. СЧ-25. Износ 3 мкм; приработка поверхностей практически полная; пятно контакта составляет 95 % активной площади зуба; мелкими точками покрыты ножки зубьев, имеются оспины (мелкие углубления точечного типа) на головках зубьев; наибольшее выкрашивание вблизи полюсной линии (начальной окружности), однако оспины в линию не сливаются; на головках слабо заметны риски, направленные поперек зуба. Мощность, потребляемая стендом, 680 Вт; время останова системы по отключении от сети составляет 2,1 с; температура масла $50-51^{\circ}\text{C}$ при работе передачи.

Таблица 1

Основные данные экспериментальных зубчатых пар

Наименование	Числовые значения по зацеплениям и звеньям (линейные размеры в мм)					
Передаточное число	1,211		1,229		1,222	
Угол наклона зубьев	16°10'		20°06'		0	
Коэффициент торцевого перекрытия	1,802		1,380		1,456	
Коэффициент осевого перекрытия	0,815		1,0		0	
Диаметр вершин шестерни и колеса	98,95	119,73	93,73	114,17	100,19	120,26
Удельные скольжения в нижних точках активных профилей	-3,39	-2,33	-0,78	-0,6	-0,56	-0,64
Коэффициент, учитывающий форму зубьев Y_F	4,389	4,332	3,259	3,362	3,166	3,240

Таблица 2

Механические свойства испытываемых чугунов

Марка материала	Предел прочности, Н/мм ²	Твердость НВ	Состояние поверхностей заготовок при четырехкратном увеличении после 8 млн циклов нагружения
СЧ-25	237-280	174-207	Мелкие до 1/6 мм вкрапления, равномерно расположенные по всей поверхности
СЧ-НЛ	270	271	Мелкие вкрапления до 1/6 мм
СЧ-ВЛ	350	269	Неоднородности округлой формы до 2 мм
Легированный чугун № 1	561-627	302-310	Неоднородности вытянутой формы длиной до 3 мм
Легированный чугун № 2	571-618	248-263	Неоднородности вытянутой формы длиной до 5 мм

СЧ-НЛ. Износ 4 мкм; приработка поверхностей полная; видны явные риски (задиры) поперек зуба; вся поверхность зубьев сильно шероховатая, рваная; вблизи полюсной линии имеются редкие оспины.

СЧ-ВЛ. Износ 2 мкм; приработка полная, пятно контакта составляет 90 % активной площади зуба; зуб поврежден оспинами, перекрывающими друг друга и образующими цепочку; задиров и рисков нет; головка и ножка зуба чистые.

Легированный чугун № 1. Износ 4 мкм; приработка полная, пятно контакта составляет 90 % активной площади зуба; на поверхности имеются точки – оспины, преимущественно расположенные вблизи полюсной линии и на ножке зуба; оспины в линию не сливаются; риск, задиров нет.

Легированный чугун № 2. Износ 4,5 мкм; приработка полная, пятно контакта равно 90 % активной площади зуба; точки – оспины расположены вблизи полюсной линии на ножке зуба; оспины выстроены в цепочку;

на поверхности зубьев имеются раковины по длине до 2 мм.

Новая геометрия. Косозубая передача с углом наклона зубьев 20°26'. СЧ-25. Износ 2 мкм; приработка поверхности хорошая; пятно контакта составляет 85 % активной площади зуба, точки – оспины расположены на ножке зуба вплоть до полюсной линии; головка зуба чистая; задиры и раковины отсутствуют. Мощность, потребляемая стендом, 550 Вт; время останова системы после отключения ее от сети 2,4 с; температура масла 50-51 °С при работе передачи.

Прямозубая передача. СЧ-25. Износ – не фиксируется из-за малости; поверхности блестящие приработанные; точки – оспины встречаются на ножке зуба, риск задиров нет; на отдельных зубьях наблюдаются макродефекты материала (местные обмятия). Мощность, потребляемая стендом, 550 Вт, время останова системы по отключению от сети – 2,5 с; температура масла 50-51 °С при работе стенда.

По сравнению с описанными выше состояниями зубьев шестерен поверхности зубьев сопряженных колес имеют идентичный, но менее выраженный характер повреждений, что объясняется меньшим количеством циклов нагружений их зубьев.

В процессе испытаний проводились измерения шума системы при работе передач в соответствии с ГОСТ 121024-81.

По величине среднего уровня звукового давления передачи расположились следующим образом: $20^{\circ}06'$ –3 дБ (А), прямозубая +3 дБ (А) по сравнению с базовой геометрией. Анализ спектра октавных шумов передач показал сложный характер проявления акустического сигнала. Характеристики спектра передач подобны друг другу.

Необходимо отметить, что прямозубая и косозубая передачи с углом наклона зубьев $20^{\circ}06'$ имеют практически одинаковый уровень шума на определяющей частоте 1 кГц, базовое же зацепление обладает по сравнению с ними повышенным на 4 дБ (А) октавным шумом.

Сравнение по уровню звукового давления новых и по истечении 8 млн циклов нагружения передач показывает увеличение шума у передачи базовой геометрией прямозубой передачи на 4 дБ (А). У косозубой передачи с углом наклона зубьев $20^{\circ}06'$ практически не изменился шум по истечении 8 млн циклов нагружения. Изменения можно объяснить процессом приработки, а в базовом зацеплении значительным искажением эвольвентного профиля зубьев колес передачи. Таким образом, судя по результатам экспериментов, нет достаточных оснований говорить о существенном различии в шумовых характеристиках базовой и вновь предложенных двух вариантах геометрии – прямозубой и косозубой ($20^{\circ}06'$).

Параллельно с замерах шума зубчатых передач проводилась оценка потерь мощности в замкнутых контурах стендов. Как показывает эксперимент, потери мощности в стенде у вновь предложенной геометрии практически на 20 % меньше, чем в базовом варианте. При этом в прямозубой и новой косозубой передачах эти потери практически одинаковы, что зарегистрировано при замерах потребляемой мощности и времени останова системы после отключения двигателя от сети.

В качестве наиболее прогрессивной геометрии можно назвать прямозубую передачу, далее по приоритетности косозубая передача с углом наклона зубьев $20^{\circ}06'$. Обе передачи значительно превосходят базовый вариант геометрии, а эффект от применения новой геометрии сравним с заменой материала с повышенными механическими характеристиками.

Исследования показали, что более широкие возможности влиять на свойства эвольвентных зубчатых передач имеются при комбинированном смещении профилей зубьев – сочетании радиального и тангенциального смещений, в том числе с использованием режущего инструмента со стандартным исходным контуром. В частности, путем комбинированного смещения прочность при изгибе зубьев цилиндрических зубчатых передач и износостойкость их активных поверхностей можно повысить в полтора-два раза. При этом существенно уменьшаются потери энергии в зубчатых зацеплениях и, следовательно, возрастает их долговечность.

Используя результаты данных экспериментов, а также базирясь на многочисленных опытных данных, можно сделать вывод, что в зубчатых передачах ограниченной точности, а именно такими являются зубчатые передачи редукторов горных машин (они выполняются по 10-12 степеням точности), двупарная зона зацепления реализуется в зацеплениях с коэффициентом перекрытия, близким к двум. Таким образом, при проектировании зубчатых передач горных машин необходимо стремиться к минимизации коэффициента перекрытия, что приводит как к снижению потерь энергии в зацеплении, так и при прочих равных условиях способствует увеличению изгибной прочности зубьев и некоторому повышению контактной выносливости активных поверхностей зубьев и снижению их износа.

Базирясь на проведенных экспериментальных исследованиях, был разработан алгоритм и составлена программа для оценки влияния геометрических параметров зацепления на ресурс цилиндрических зубчатых передач. Результаты моделирования по разработанному алгоритму хорошо согласуются с результатами эксперимента.