

движения троллейбуса заканчивается, когда выполняется условие  $|R_i - R_{i+1}| \leq e$ , здесь  $R_i$  и  $R_{i+1}$  – радиусы поворота троллейбуса на предыдущем и последующем шагах итерации;  $e$  – выбранная точность расчетов.

Для первого шага итерации при движении на заданной скорости принимается, что радиус поворота троллейбуса равен теоретическому, т.е.  $R = RT = L / \operatorname{tg} \alpha$ , а углы увода и смещение центра поворота равны нулю. На последующих шагах радиус поворота корректируется с учетом углов увода.

По предлагаемой методике была разработана программа и проведен расчет для определения вида статической поворачиваемости троллейбуса модели 201.

Анализ результатов расчета показывает, что с увеличением скорости движения троллейбуса от нуля до 100 км/ч, радиус поворота практически остается постоянным. Это значит, что данная модель троллейбуса обладает небольшой недостаточной поворачиваемостью, что благоприятно сказывается на его устойчивости движения при повороте. Боковые силы, действующие на передний и задний мосты, и смещение центра поворота возрастают с увеличением скорости движения. Причем смещение центра поворота резко начинает возрастать со скорости 60 км/ч, что говорит о начале бокового скольжения колес переднего моста.

В результате выполненной работы можно сделать следующее заключение:

- разработана методика определения вида поворачиваемости троллейбуса;
- предлагаемая методика действительна для любой колесной машины с задним ведущим и передним управляемым мостами;
- выполненные расчеты имеют хорошее совпадение с экспериментальными данными, что указывает на правильность предлагаемой методики.

#### **Литература**

1. Богдан Н.В. и др. Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н.В.Богдан, Ю.Е.Атаманов, А.И.Сафонов; под ред. Н.В.Богдана – Мн.: Ураджай, 1999.-с..
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов.- Мн.: Выш. шк.,1986.-208 с..
3. Тракторы. Теория / Под ред. В.В.Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988.

## **ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ И ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ**

*А.А. Петровский, И.Н. Никончук, А.Г. Таяновский*  
Научный руководитель – д.т.н., профессор *А.Н. Никончук*  
*Белорусский национальный технический университет*

Зубчатоременные передачи считаются одним из самых перспективных и быстроразвивающихся элементов трансмиссий, что прежде всего связано с их низкой стоимостью, высокой надежностью и большой нагрузочной способностью, сопоставимой в ряде случаев с зубчатыми передачами.

Вместе с тем, как показывает опыт промышленной эксплуатации зубчатоременных передач, сама схема взаимодействия зубьев при передаче крутящего момента обуславливает генерирование ими колебаний, связанных с ударным взаимодействием при пересопряжении зубьев. Таким образом, несмотря на то, что сам ремень и его зубья изготовлены из эластомерных материалов, зубчатоременные передачи становятся источником шума и вибраций. Эти шумы и вибрации в основном генерируются на зубцовых частотах и их гармониках, интенсивность которых возрастает с увеличением нагруженности и связана, в основном, с увеличением деформаций входящих в зацепление зубьев ремня.

Существующие способы решения этой проблемы условно можно разделить на 2 группы: а) оптимизация параметров передачи – натяжения ремня, коррекции шкивов и т.д., б) удлинения во времени фазы входа в зацепление, реализуемое путем пространственной модификации зубьев и придания им шевронной и т.п. конфигурации.

Такой метод, как повышение точности изготовления деталей передачи разработчиками не рассматривался, так как считалось, что он ведет к неоправданному увеличению стоимости.

Это связано с тем, что традиционно зубья формообразующих поверхностей оснастки для изготовления ремней и шкивы передачи нарезались методом копирования и отсутствовали методы синтеза профиля червячных фрез для реализации метода обкатки. Между тем известно, что непрерывное деление при прочих равных условиях позволяет получать зубчатые венцы на 2-4 степени точности выше, нежели дискретное.

Анализ многопарного взаимодействия зубьев ремня и шкива свидетельствует о том, что повышение точности их шага позволяет упорядочить неравномерное распределение усилий в зацеплении и снизить тем самым интерференцию (деформацию) входящих в зацепление зубьев ремня, и, следовательно, снизить уровень генерируемого зацеплением шума. Таким образом, была поставлена задача разработать методику профилирования рабочей части червячных фрез для нарезания как оснастки, так и шкивов стандартных трапецеидальных профилей.

Такая методика была разработана на основе общей теории зубчатых зацеплений, причем аксоидами такой псевдопередачи являлись: для шкива (зубчатого сердечника) – совпадающий с делительным начальный цилиндр радиуса  $R = m \cdot z / 2$ , где  $m$ ,  $z$  – модуль и число зубьев шкива, для фрезы – начальная плоскость, в которой расположен ряд зубьев искомого профиля.

Практическая реализация разработанной методики производилась путем изготовления червячных фрез для ремней модуля  $m = 3$  мм по ОСТ 380514-76. С их помощью были нарезаны комплекты опытных шкивов с  $z = 16$  и зубчатый сердечник пресс-формы для производства ремня типоразмера СБ 3-60 (60 зубьев). Одновременно был изготовлен такой же комплект деталей, зубья которых нарезались методом копирования на этом же оборудовании.

Для оценки эффективности предложенной методики были проведены испытания обоих видов передач, для чего использовался стенд с замкнутым силовым потоком, позволяющий испытывать одновременно 2 передачи одного типа. Стенд помещался в антиреверберационную камеру с установленными в ней микрофонами. Измерительной аппаратурой являлся измеритель шума и вибраций ИШВ -1 с октавными фильтрами. В результате исследований в идентичных условиях, т.е. при одинаковых уровнях окружающей силы и натяжения ремня установлено, что при частоте вращения шкивов 2000, 4000 и 6000 об/мин снижение уровня шума для передач, нарезанных методом обкатки, составляет не менее 3, 5 и 12 дБ соответственно. Подобный результат позволяет рекомендовать повсеместное применение метода обкатки для нарезания шкивов и деталей оснастки вместо метода копирования.

## **КОЛЕБАНИЯ – КАК ИСТОЧНИК ВОЗНИКНОВЕНИЯ ШУМА В ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

*В.Н. Авсиевич, А.Г. Баханович*

Научный руководитель – д.т.н., профессор *А.Т. Скойбеда*  
*Белорусский национальный технический университет*

Работа зубчато-ременных передач сопровождается шумом. К его характерным источникам относят ударный вход зубьев ремня и шкива в зацепление, колебание ветвей ремня, ударное взаимодействие вершин зубьев шкива с межзубными впадинами ремня /1,2,3/. Целью данной работы является представление колебаний в качестве источника возникновения шума в зубчато-ременной передаче и разработка рекомендаций по снижению его величины.

Шум в передаче данного вида возникает в результате вынужденных колебаний системы с движущимся ремнем /4/. Вынужденные колебания связаны с изменением натяжения ремня при приложении внешних сил и моментов, которые, в свою очередь, связаны с технологическими погрешностями изготовления деталей передачи. Большинство способов снижения шума основаны на зависимости интенсивности шума от силы удара. При входе очередного зуба ремня в зацепление с зубьями шкивов возникает ударный импульс, который вызывает поперечные и продольные колебания ветвей ремня, с свою очередь сопровождающиеся резким всплеском шумовых характеристик. Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод, что снижение ударного импульса и, как следствие – колебательного процесса, приведет к снижению акустической эмиссии и шума.