

## **ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ**

*Я.А.Мишин, студент  
УрГУПС, Екатеринбург*

На современных электровозах тяговый привод конструктивно представлен тяговым редуктором, состоящим из малой шестерни и большого зубчатого колеса. Он обеспечивает связь неподрессоренной колесной пары и частично или полностью поддрессоренного тягового двигателя. Большое зубчатое колесо насаживается на ось колесной пары или на удлиненную ступицу колесного центра, малая шестерня – на вал тягового электродвигателя или на вал привода от редуктора.

Существует два основных типа тягового привода: с опорно-осевым подвешиванием и опорно-рамным подвешиванием.

При опорно-осевом подвешивании тяговый двигатель опирается через моторно-осевые подшипники на ось колесной пары, а другим – на раму тележки через специальную подвеску с амортизаторами. Этот вид нашел применение на грузовых магистральных электровозах ВЛ10, ВЛ11, ВЛ80 всех индексов, ВЛ15, ВЛ85, 2ЭС5К, 3ЭС5К, 2ЭС6, 2ЭС10 и других.

Передача вращающего момента осуществляется двусторонней косозубой передачей, которая защищена кожухом, закрепленным на остова двигателя, состоящим из двух половин и заполненным маслом. Преимуществами такого вида подвешивания относительная простота конструкции и обеспечение быстрой выкатки колесных пар при проведении текущих ремонтов. В качестве основного недостатка выделяют повышение неподрессоренной массы тележки за счет части веса тяговых двигателей, опирающихся на ось колесных пар [1].

Опорно-рамное подвешивание предполагает крепление двигателя к раме тележки, а также введение в конструкцию карданного вала, связывающего вал двигателя и малую шестерню тягового редуктора с помощью шарнирных муфт. Кожух редуктора упруго подвешен к раме тележки. Им оснащены электровозы серий ЧС, а также ЭП1. При данном виде подвешивания тяговый двигатель полностью поддрессорен, что уменьшает динамические нагрузки, действующие на колесно-моторный блок, но снижается общая надежность системы за счет введения в конструкцию привода дополнительных элементов, также подверженных износу.

Было выделено три основных группы факторов, определяющих условия работы тяговой передачи [1, 2].

Первая группа связана с процессами, протекающими в тяговом приводе при преобразовании и передаче мощности от источника к движителю. Основные параметры, характеризующие нагруженность элементов редуктора, например, частота вращения, тяговый момент непрерывно изменяются во времени. При движении на малых скоростях и особенно в момент трогания локомотива с места в приводе возникают большие вращающие моменты, однако при движении на скоростях, близких к конструкционным, режим работы редуктора приближается к типичному для «быстроходных передач». Также при работе возможно изменение направления вращения, происходящее при движении локомотива в другую сторону, и реверсирование потока мощности при переходе от режима тяги к электрическому торможению.

Вторая группа характеризует действие динамических нагрузок на тяговый привод как со стороны неподдрессоренной массы экипажной части (особенно актуально для локомотивов с опорно-осевым подвешиванием), так и со стороны неровностей верхнего строения пути.

Третья группа факторов обусловлена климатическими условиями. Электрический подвижной состав эксплуатируется в очень широком диапазоне температур. Абсолютный минимум температур –  $-54^{\circ}\text{C}$ , максимум –  $+50^{\circ}\text{C}$ . В условиях продолжительности зимнего периода вертикальная жесткость пути возрастает в три-четыре раза относительно нормальных значений. Высокая влажность (до 100 %), значительные перепады атмосферного давления, запыленность атмосферного воздуха и содержание в нем различных химических соединений также воздействуют на тяговый редуктор, так как его кожух не герметичен. В настоящее время ведется внедрение устройств герметизации на тяговые редукторы [3], что позволит частично решить эту проблему.

Неотъемлемая часть привода – тяговая передача подвижного состава, которая должна иметь определенные нормами [3] габариты, должна работать с минимальными потерями энергии, в том числе и на высоких скоростях без угрозы подреза зубьев, перегрева и заклинивания.

При конструировании зубчатых передач учитывают все перечисленные выше требования, однако особое внимание обращают на эксплуатационные, поскольку именно эти показатели определяют общую экономическую эффективность локомотива.

Тяговые передачи локомотивов наравне с тяговыми двигателями и электроаппаратами стоят на одном из первых мест по выходу из строя. Этот факт подтверждается как опытом многолетней эксплуатации электроподвижного состава, так и анализами количества отказов по типам оборудования, зарегистрированных на плановых и неплановых ремонтах, производимых в депо. Ниже приведены таблицы и диаграммы, показывающие, какую долю от обще-

го количества отказов и неисправностей, обнаруженных на ремонтах, составляют тяговые приводы. Были проанализированы данные, соответствующие локомотивам ЧС2 приписки к локомотивным депо Свердловской железной дороги, с 2010 по 2011 гг.

Таблица 1

Неплановые ремонты электровозов серии ЧС по годам, %

Ремонтируемое оборудование	Доля отказов	
	2010 г.	2011 г.
Тяговые двигатели	9,7	12,3
Вспомогательные машины	6,4	6,4
Электрические аппараты	37,3	32,0
Тяговый привод	26,5	20,7
Приборы безопасности	1,4	0,0
Механическая часть	12,3	18,2
Прочее оборудование	6,4	10,3

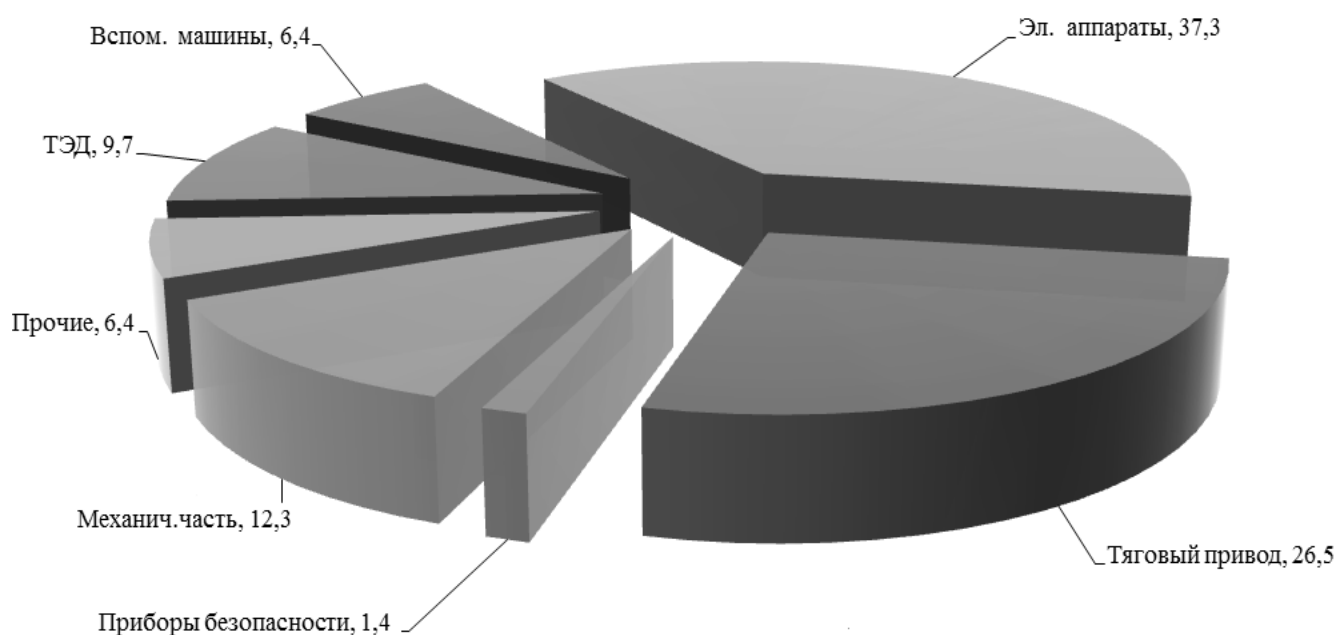


Рис. 1. Распределение отказов электровозов ЧС2 и ЧС7 на неплановых видах ремонта в 2011 году, %

Как видно, процент неисправностей тягового привода относительно общего числа отказов варьируется в зависимости от серии электровоза и составляет 20–28 %. Более глубокий анализ позволил выявить наиболее часто возникающие неисправности тягового привода: износ зубьев шестерни и колеса по толщине, выщерблины на поверхности зубьев, сколы зубьев у основания, сползание шестерни с вала двигателя, разрыв малой шестерни, заклинивание редуктора [3].

Отказы тягового привода, ставшие причинами проведения unplanned ремонтов, происходят, в основном, из-за сколов и изломов зубьев из-за закалочных трещин в металле или ослабления посадки малой шестерни и ее проворачивания на валу двигателя – так называемых внезапных отказов.

Дефекты зубчатой передачи, обнаруживаемые на плановом ремонте, образуются из-за частичного или полного износа зубьев, сколов и выщерблин по причине образования усталостных трещин, выкрашивании рабочих поверхностей, ослаблении степени запрессовки на валу.

Наиболее эффективной методикой определения дефектов зубчатых передач до их выхода из строя остается вибродиагностика. С ее помощью можно определять дефекты, в том числе и на ранних стадиях развития. К сожалению, из-за конструктивных особенностей тягового редуктора проведение диагностирования возможно только в условиях локомотивного депо при выполнении технического обслуживания или текущих ремонтов.

Работу любой зубчатой пары в редукторе сопровождает целый ряд характерных вибраций, вызываемых трением и ударами при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой. Анализ этих вибраций в работающем оборудовании позволяет достаточно успешно диагностировать целый ряд различных дефектов зубозацепления [4, 5].

При регистрации вибросигналов, генерируемых зубчатыми парами, необходимо учитывать основные характерные особенности их работы. Вибросигналы от зубчатых пар содержат в себе как синхронные компоненты (пропорциональные оборотной частоте вращения шестерни), так и несинхронные, связанные с резонансными процессами и непропорциональные частоте вращения. Вся основная мощность в вибросигнале от зубчатой пары сосредоточена в высокочастотной области; основная частота зубозацепления зубчатой пары равна произведению оборотной частоты ротора шестерни на количество зубцов на ней, и может достигать единиц или даже десятка килогерц.

Гармоники, свойственные зубозацеплению, имеют невысокий энергетический уровень, поскольку энергия, выделяемая в процессе обкатывания зубьев, сама по себе не очень велика. Кроме того, места установки вибродатчиков, в силу конструктивных особенностей редукторов, значительно удалены от зоны зубозацепления. В результате путь передачи энергии вибрации зубозацепления, достаточно велик, и сигналы в нем сильно затухают.

Использование для диагностики состояния зубчатых передач сигналов в размерности виброскорости или в размерности виброускорения повышает информативность операции вибродиагностирования.

В качестве основных причин быстрого выхода из строя деталей тягового привода можно выделить ограниченные габариты, высокие вращающие моменты, передаваемые от тяговых двигателей к колесным парам, особенно при трогании с места и движении на низких скоростях при большой массе состава, значительные динамические нагрузки в зубчатой передаче от действия неподрессоренной массы в случае опорно-осевого подвешивания.

Габариты, занимаемые приводом, определяются типом тягового двигателя, применением одно- или двусторонней зубчатой передачи, диаметром банджа локомотива.

Динамические нагрузки от неподрессоренных частей значительно снижаются при использовании опорно-рамного подвешивания тяговых двигателей с неподрессоренным редуктором и полым валом якоря с размещенным внутри карданом (электровозы серии ЧС). Однако в этом случае увеличиваются межцентровое расстояние и общая масса колесно-моторного блока, а надежность привода в целом уменьшается введением в его конструкцию дополнительных элементов (карданный привод).

Косозубые передачи обеспечивают при прочих равных условиях большую плавность работы и снижение напряжений в элементах привода, чем прямозубые, но при их использовании дополнительно нагружаются корпуса редукторов, моторно-якорные подшипники и буксовые узлы. Поэтому в случаях косозубого зацепления редуктор выполняется в виде двух пар «шестерня – зубчатое колесо» со встречной нарезкой зубьев, что повышает работоспособность привода, но увеличивает неподрессоренную массу.

Нагрузочная способность зубчатых передач также напрямую зависит от равномерности распределения нагрузок по длине зуба. В косозубых передачах опасное сечение расположено не у основания ножки зуба, а под некоторым углом; удельная нагрузка для такого зуба максимальна в полюсе и минимальна в конечных точках зацепления, что обеспечивает увеличенную по сравнению с прямозубыми передачами несущую нагрузку, но создает опасность излома зуба по углам.

Также имеет место деформация оси колесной пары локомотива под нагрузкой, в результате которой возникает перекося зубьев колеса относительно шестерни на 0,09–0,10 мм в случае применения двусторонней передачи. При использовании на электровозе односторонней передачи величина перекося увеличивается. Несоосность зубчатых колес приводит к неравномерному распределению нагрузок по длине зуба и неравному износу зубьев.

Модуль зубчатой передачи очень сильно воздействует на прочность. В настоящее время на подавляющем большинстве локомотивов устанавливаются зубчатые передачи с нормальным модулем зацепления, равным 10 мм. Увеличение модуля до 11 мм позволило увеличить допустимую передаваемую через редуктор мощность, однако одновременно было

уменьшено число зубьев шестерни до минимальных значений, что привело к интенсивному износу зубьев и значительному снижению долговечности шестерен [1]. Впоследствии от передач с модулем 11 мм отказались.

При изготовлении зубчатых колес неизбежны отклонения от теоретической формы рабочего контура, вызванные, прежде всего, несовершенством технологии производства. Другими словами, при работе зубчатой передачи постоянно присутствует ошибка в зацеплении отдельных элементов эвольвентного профиля шестерни и колеса. В результате возникает разница между предельными отклонениями шагов зацепления зубьев колеса и шестерни, зацепление происходит не по теоретически рассчитанной, линии с появлением «кромочных» или «срединных» ударов в зацеплении. При работе редуктора возникают шум и удары, динамические нагрузки повышаются. Ситуация усугубляется при износе деталей, когда изменяются отдельные элементы профиля зубьев. Для снижения действующих механических напряжений и увеличения срока службы зубчатой передачи был разработан ряд технологических операций, обязательных при изготовлении. Основной способ улучшения профиля, применяемый в настоящее время, – фланкирование, или профильная модификация зубьев [6].

При фланкировании за счет механической обработки (чаще всего применяется шлифование) контакт зубьев вне линии зацепления заменяется на приближенный к теоретически правильному (рис. 2) [6].

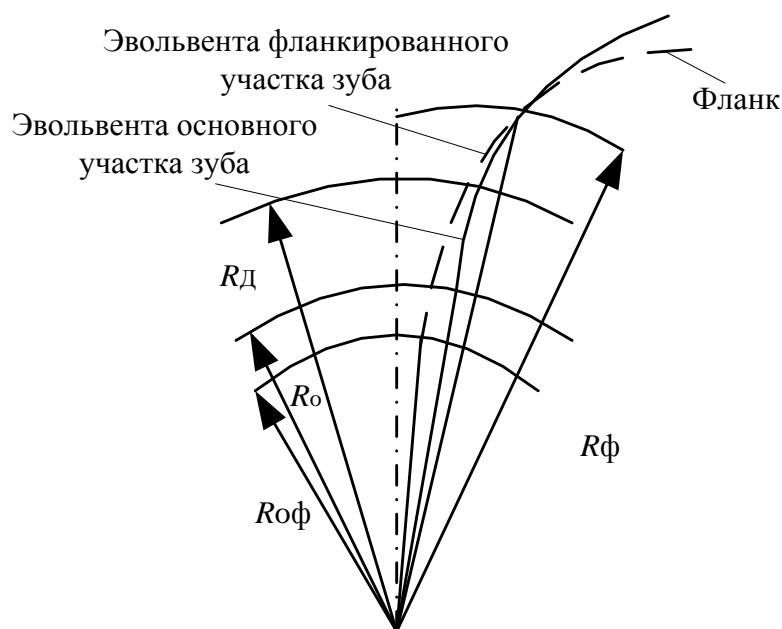


Рис. 2. Профиль зуба с фланкированным участком

$R_o$  – радиус основной окружности эвольвенты основного участка зуба;  
 $R_d$  – радиус делительной окружности;  $R_\phi$  – радиус окружности начала фланка;  
 $R_{o\phi}$  – радиус основной окружности фланкированного участка

Согласно ГОСТ 30803–2002 для восьмой степени точности, для шестерни и зубчатого колеса циклические ошибки составляют 50–52 мкм.

На сегодняшний день, проблема изнашивания тягового привода (тягового редуктора) имеет большое значение в вопросе надежности локомотивов. Существующие методы диагностики и повышения надежности, которые применяются в настоящее время, лишь позволяют прогнозировать отказ. Требуется применение более совершенных методов увеличения ресурса элементов тягового привода.

#### *Литература*

1. Бирюков, И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
2. Буйносов, А.П. Способы уменьшения надежности подшипников качения / А.П. Буйносов, К.А. Стаценко, П.А. Ледванский. – Екатеринбург: УрГУПС, 2005. – 31 с. – Деп. в ВИНИТИ 15.08.05, № 1152.
3. Вельгодская, Т.В. Повышение работоспособности тягового редуктора тепловоза: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Омск, 2007. – 19 с.
4. Генкин, М.Д. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М.Д. Генкин, М.А. Рыжов, Н.М. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
5. Русов, В.А. Спектральная вибродиагностика / В.А. Русов. – Пермь: Виброцентр, 1996. – 176 с.
6. Экипажная часть тепловозов. Конструкция, долговечность, ремонт / Скалин А.В., Кононов В.Е., Бухтеев В.Ф., Ибрагимов М.А. – М.: ООО «Желдориздат», 2008. – 304 с.