

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РФ

**Московский государственный университет
путей сообщения
(МИИТ)**

На правах рукописи

СУН СЯОХИНЬ

УДК 629.423.2
С 89

**ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА КАЧЕСТВО
РАБОТЫ ТЯГОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ**

05.22.07. – Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва 2000

Работа выполнена в Московском государственном университете путей сообщения (МИИТе).

Научный руководитель – кандидат технических наук,
профессор Е.К. Рыбников.

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
профессор В.И. Киселев;
кандидат технических наук,
профессор В.А. Рамлов.

Ведущее предприятие – Научный центр по комплексным
транспортным проблемам
(НЦКТП).

Защита состоится «16» 06 2000 г. в 11 час. 00 мин. на заседании
диссертационного совета Д 144.05.05 при Московском государственном
университете путей сообщения (МИИТ) по адресу: 101 475, ГСП,
г. Москва, А-55, ул. Образцова, 15, ауд. 4225

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан «01» 06 2000 г.

Отзыв на реферат, заверенный печатью, просим направлять по адресу
совета университета.

Учёный секретарь специализированного совета Д 114.05.05
доктор технических наук, профессор



Филиппов В.Н.

0232,5 - 043:66 - 01с116,0

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время много неисправностей приходится на тяговые редуктора электропоездов. Подавляющее большинство ведущих зубчатых колес бракуется по предельно допустимому износу рабочих поверхностей зубьев и в незначительном количестве по сколам и трещинам. У ведомых колес более 40% бракуется по трещинам и изломам зубьев.

Это, с одной стороны, связано с интенсивностью эксплуатации, режимами работы (разгон, выбег, торможении), а с другой стороны с методами ремонта и обслуживания.

Для нагруженных зубчатых передач основным требованием является надежная работа, высокая кинематическая точность, низкие вибрации и шум.

Изучение кинематики и динамики тяговых зубчатых передач с целью создание наиболее долговечных конструкций занимает важное место в области подвижного состава железных дорог Мира. Однако основным способом увеличения долговечности прямозубых зубчатых передач является рациональный выбор геометрии зацепления в соответствии с характером работы передачи.

Вопросы износа зубьев зубчатых колес являются не менее актуальными и связаны с прочностью. Прочность зубчатых колес тяговых передач в значительной степени определяется вибраций зубчатых колес, которая зависит от степени износа колес. Поэтому для обеспечения безопасности движения поездов, разработки научных основ назначения периодичности планово-предупредительных ремонтов необходимо исследовать работу зубчатых колес с изношенными зубьями.

Анализ работы изношенных зубчатых передач позволит прогнозировать ресурс деталей привода и использовать в дальнейшем для разработки методов обслуживания и ремонта.

Цель работы

состоит в выявлении причин возникновения колебаний в прямозубых цилиндрических зубчатых передачах тягового привода электропоездов с изношенными зубчатыми колесами. В этой связи были поставлены следующие задачи для исследования:

- провести анализ вынуждающих факторов в зубчатом зацеплении тяговых редукторов электропоездов;
- разработать модели для исследования кинематики и динамики тяговой зубчатой передачи с прямозубыми колесами;

- разработать методику экспериментального определения формы профиля изношенных зубьев зубчатых колес;
- исследовать влияние величин нагружающего момента и бокового зазора на значение собственной частоты колебаний зубчатой передачи;
- выяснить причины, вызывающие повышенный износ боковых поверхностей зубьев зубчатых колес;
- определить, как износ профиля влияет на изменение основных параметров зубчатого зацепления;
- выполнить анализ влияния изменения межцентрового расстояния на характер пересопряжения зубьев зубчатых колес, а также скорости движения электропоезда на возникновения вибраций в зубчатой передаче.

Методика исследований.

При разработке и исследовании математической модели были использованы: теория механизмов, теория колебаний, методы математического моделирования, методы численного решения дифференциальных уравнений и спектрального анализа колебаний. Численный эксперимент проводился с помощью математического пакета MathCAD.

Научная новизна работы.

- разработана кинематическая модель зубчатого зацепления, которая учитывает износ профилей зубьев;
- разработана математическая модель тяговой зубчатой передачи, учитывающая боковые зазоры и изменение передаточного отношения при пересопряжении изношенных зубьев зубчатых колес;
- разработана методика математического описания профиля изношенных зубьев зубчатых колес на основании измерения толщины сечений зубьев;
- исследовано влияние переменного передаточного отношения зубчатой передачи на ее вибрации.

Практическая ценность.

Проведена оценка области параметров, в которой тяговые зубчатые передачи с цилиндрическими прямозубыми колесами удовлетворяют условиям прочности при ограничении их габаритов.

Показано, что тяговые передачи с не разуконплектованными зубчатыми колесами могут иметь режим равновесного износа до пробега 1,5 млн. км.

Получен диапазон величин боковых зазоров, допустимых для изношенных зубчатых колес тяговых редукторов электропоездов, в зависимости от максимальных скоростей их движения.

Публикации.

По результатам исследований опубликованы 4 печатные работы.

Сообщения

Основные результаты диссертации доложены и обсуждены:

- на научно-технической конференции «Подвижной состава 21 века (идеи, требования, проекты)», Санкт-Петербург, 1999 г.;
- на втором международном симпозиуме «Энергосбережение, качество электроэнергии, электромагнитная совместимость на железнодорожном транспорте», Москва, 2000 г.;

Апробация работы.

Разработанные в работе принципы используются при ремонте тяговых редукторов электропоездов на ремонтных заводах и депо.

Объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и пяти приложений.

Материал диссертации изложен на 188 страницах машинописного текста, содержит 81 рисунок, 5 таблиц, список использованной литературы из 97 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, показано ее важное народно-хозяйственное значение, установлена цель исследования.

В первой главе проанализированы работы по исследованиям кинематики и динамики тяговых зубчатых передач подвижного состава, промышленных зубчатых передач и рассмотрены основные научные положения и результаты, полученные в этих исследованиях.

Расчетами и исследованиями динамических процессов в зубчатых передачах занимались многие ученые. К наиболее значительным работам в этой области следует отнести исследования ученых: Абрамова Б.М., Айрапетова Э.Л. (ИМАШ), Бирюкова И.В., Беляева А.И., Генкина М.Д. (ИМАШ), Иванова В.Н., Гавриленко В.А., Косарева О.И. (ИМАШ), Крушева С.Д., Кочергина В.В., Шацилло А.А. и других.

На основе обобщения проведенных исследований установлено, что цилиндрические зубчатые передачи в силу простоты конструкции, техно-

логии изготовления широко применяются на подвижном составе различного назначения. Недостатком этих зубчатых передач при проектировании тяговых редукторов является зависимость габарита от контактной прочности зубьев. В связи с этим наметилась тенденция применения косозубых и шевронных зубчатых передач для некоторых типов подвижного состава. Однако, это необходимо делать после соответствующих обоснований, так как повышенная сложность таких зубчатых передач может устранить получаемые преимущества.

Чтобы повысить надежность работы зубчатых передач, необходимо знать факторы, влияющие на возникновение неисправностей в передаче. Опыт эксплуатации тяговых зубчатых передач показывает, что практически все неисправности тягового привода и зубчатой передачи связаны с вибрациями и динамическими нагрузками в приводе.

Условно факторы, вызывающие динамические нагрузки при работе зубчатой передачи можно разделить на две группы:

Первая группа факторов связана с погрешностями изготовления зубчатых колес, которые влияют на возникновения динамических моментов в зубчатой передаче, вызывающих вибрации зубчатых редукторов. К ним относятся:

- погрешности основного шага сопрягаемых зубчатых колес, определяющие момент входа в зацепление последующих пар зубьев;
- погрешности профиля, действующие за время поворота зубчатых колес на один угловой шаг;
- накопленные погрешности окружных шагов, сопряженных колес, действующие за время поворота зубчатых колес на 360° .

Вторая группа факторов связана с величиной бокового зазора в зубчатой паре, величиной износа взаимодействующих профилей и режимом движения подвижного состава.

Если первая группа факторов достаточно хорошо изучена теоретически и экспериментально, и по ним даны четкие рекомендации, которые должны учитываться при изготовлении зубчатых колес, то вторая группа факторов характеризует условия, в которых постоянно эксплуатируются тяговые зубчатые передачи подвижного состава, и влияние этих факторов практически не изучено.

Во второй главе приведены основные положения разработанной методики получения формы профиля зуба по результатам экспериментальных замеров толщины зубьев в разных сечениях. Для вычисления толщины зубьев в сечениях скорректированных зубчатых колес использовалась формула (1):

$$s = m \cdot \frac{Di}{Dd} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2e \cdot \operatorname{tg}(\alpha_0) \right) + Di \cdot (\operatorname{inv}(\alpha_0) - \operatorname{inv}(\alpha_i)) \quad (1)$$

где

m —модуль зацепления, в данном расчете $m=10$;

Di —текущий диаметр окружности сечения с номером i ;

Dd —делительные диаметры, (для шестерни ЭР2 $Dd_1=230$ мм,
для колеса $Dd_2=730$ мм);

e —коэффициент смещения исходного контура, (шестерни $e_1=0.44$,
колеса $e_2=0.07958$);

α_0 —угол профиля ($\alpha_0=20^\circ$);

α_i —текущий угол профиля эвольвенты, определяется из условия
 $\cos(\alpha_i)=Do/Di$ (Do — диаметр основной окружности).

Моделирование изношенных профилей зубьев шестерни и большого зубчатого колеса (б.з.к.) осуществлялось с помощью сплайн-интерполяции в пакете MathCAD.

Для исследования кинематики зубчатого зацепления тяговых передач электропоездов разработана методика, в которой моделировался процесс зацепления зубьев прямозубой передачи тягового привода электропоезда ЭР2. Созданная модель зубчатого зацепления одной пары зубьев показана на рис. 1.

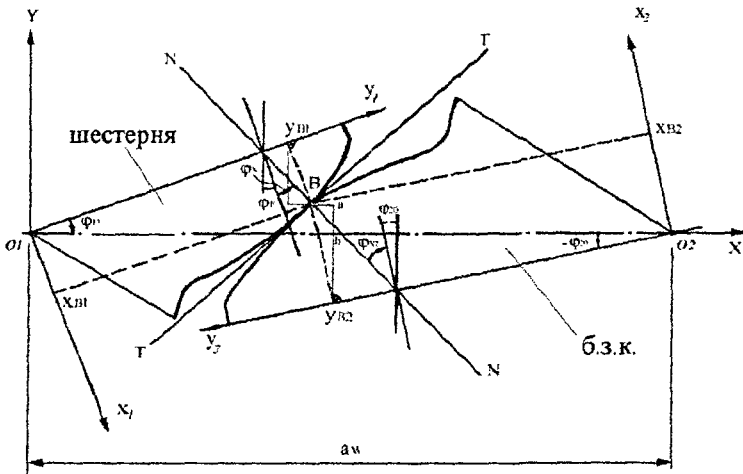


Рис.1

Уравнения кинематики выводились из условия, что координаты контактной точки В должны удовлетворить следующим условиям в неподвижной системе координат (XO_1Y) :

$$\begin{cases} YB1 \cdot \cos(\varphi_{10}) + XB1 \cdot \sin(\varphi_{10}) + YB2 \cdot \cos(\varphi_{20}) + XB2 \cdot \sin(\varphi_{20}) = aw \\ YB1 \cdot \sin(\varphi_{10}) - XB1 \cdot \cos(\varphi_{10}) = -YB2 \cdot \sin(\varphi_{20}) + XB2 \cdot \cos(\varphi_{20}) \\ \arctg\left(\frac{-dx1}{dy1}\right) + \varphi_{10} = \arctg\left(\frac{-dx2}{dy2}\right) + \varphi_{20} \\ y1 = F(x1) \\ y2 = F(x2) \end{cases} \quad (2)$$

где $XB1, XB2, YB1, YB2$ —координаты контактной точки в подвижных системах координат $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$;
 $\varphi_{10}, \varphi_{20}$ —углы поворота ведущего (шестерни) и ведомого зубчатого колеса (б.з.к.);
 $F(x1)$ и $F(x2)$ — уравнения профилей шестерни и б.з.к. в системах координат $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$;
 aw — межцентровое расстояние.

Решение этой системы уравнений производилось в среде MathCAD с помощью итерационного метода.

Для оценки возможности использования этой модели для исследований, проведен расчет основных кинематических соотношений для зубчатого зацепления тяговой передачи электропоезда ЭР2.

Результаты исследования модели, т.е. линия зацепления АВ и угол зацепления показаны на рис.2.

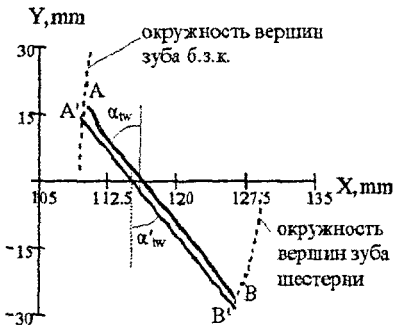


Рис. 2

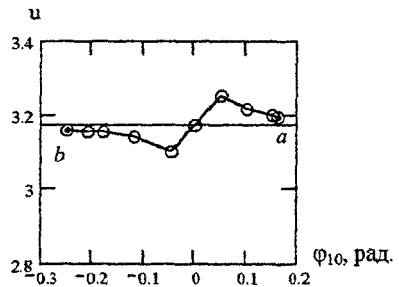


Рис. 3

Длина линии зацепления и угол зацепления, полученные на данной модели, равны $L_{AB}=45.623\text{mm}$ $\alpha_{tw}=21^{\circ}20'$, а теоретическая длина линии зацепления и угол (по геометрическому расчету) $L_{AB}=45.624\text{mm}$, $\alpha'_{tw}=21^{\circ}34'$.

На рис.3 показаны теоретическое значение и полученная на модели зависимость передаточного числа от угла поворота шестерни ϕ_{10} . Среднее отклонение передаточного числа от теоретического 3.17 равно 0.2%.

Оценка геометрии зацепления идеальных эвольвентных профилей зубьев показала работоспособность разработанной кинематической модели и алгоритма.

Для исследования процесса зацепления изношенных зубьев, рассмотрены несколько вариантов сочетаний зубьев шестерни и б.з.к. с разной степенью износа их поперечного профиля.

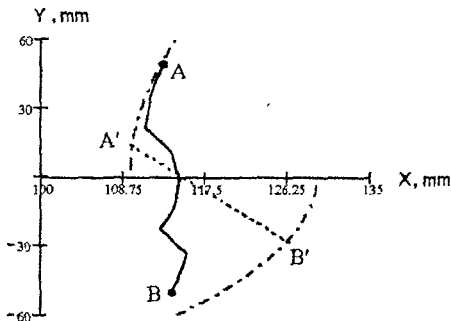


Рис. 4

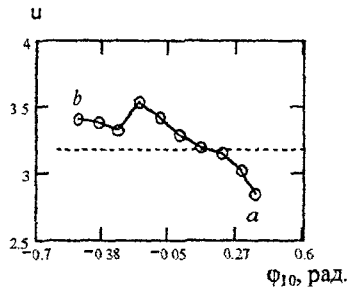


Рис. 5

На основании выполненных исследований семи вариантов сочетания тяговых зубчатых колес построены зависимости изменения величины передаточного числа при разных степенях износа зубьев зубчатых колес тяговой передачи электропоезда ЭР2. Получены аналитические выражения функции изменения передаточного числа с помощью сплайн-аппроксимации.

На рис.4, 5 показаны характеристики зацепления изношенных зубьев одного из этих вариантов.

В третьей главе разработана нелинейная динамическая модель зубчатой передачи, учитывающая характер пересопряжения зубьев в зависимости от коэффициента перекрестия.

Для этого была проанализирована расчетная кинематическая схема тягового привода, в которой зубчатая передача занимает центральное место. По результатам анализа можно заключить, что для исследования динамических процессов, происходящих в тяговом редукторе из-за возмущений от погрешностей зубчатого зацепления можно рассматривать редуцированную модель, состоящую из 2-х зубчатых колес (рис. 6).

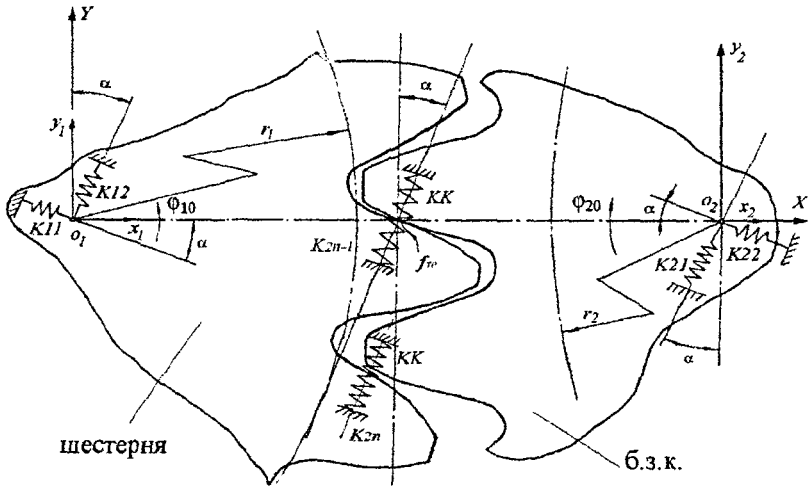


Рис. 6

Вынужденные крутильные колебания зубчатых колес без учета зазора между зубьями описывает следующая система дифференциальных уравнений (при составлении уравнений считалось, что оси колес закреплены жестко и не имеют упругих перемещений):

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k1(t) \cdot KK \cdot r1(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + k2(t) \cdot KK \cdot r1(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + \\ + k1(t) \cdot CK \cdot r1(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + k2(t) \cdot CK \cdot r1(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) = Mg \quad (3) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + k1(t) \cdot KK \cdot r2(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + k2(t) \cdot KK \cdot r2(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + \\ + k1(t) \cdot CK \cdot r2(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) + k2(t) \cdot CK \cdot r2(r1 \cdot \varphi_1 + r2 \cdot \varphi_2) = -Mc \cdot \varphi_2 \end{cases}$$

где J_1, J_2 — момент инерции соответственно шестерни и зубчатого колеса, кг.м²;

$\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ — угловые ускорения поворота шестерни и колеса, рад/с²;

- KK —приведенная жесткость контакта зубьев, н/м;
 $СК$ —коэффициент демпфирования в контакте зубьев шестерни и колеса, н·с/м;
 r_1, r_2 —радиусы основной окружности соответственно шестерни и большого зубчатого колеса, м;
 $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ —угловые скорости поворота шестерни и колеса, рад/с;
 Mg —момент на валу двигателя, н·м;
 M_C —приведенный момент сопротивления на валу зубчатого колеса, зависящий от скольжения колеса колесной пары по рельсу, н·м·с/рад;
 $k_1(t)$ и $k_2(t)$ —коэффициенты, управляющие временем появления в системе уравнений (3) членов, учитывающих действия сил взаимодействия двух пар зубьев. Время действия этих сил зависит от коэффициента перекрытия ε .

Для решения дифференциальных уравнений (3), применен численный метод Рунге-Кутты 4-го порядка при специальном подборе шага интегрирования.

При выполнении исследований была установлена зависимость амплитуд первых трех гармоник возмущающей функции от пересопряжения зубьев для диапазона коэффициентов перекрытия от 1 до 2, которая представлена на рис. 7.

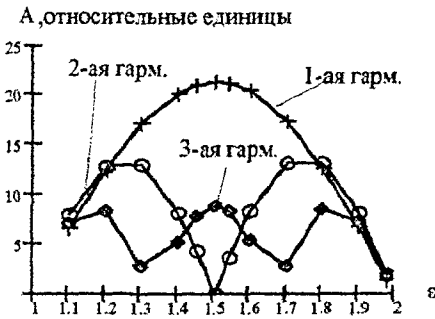


Рис. 7

Обработка спектров вибраций реальных зубчатых передач показывает, что, как правило, эксплуатируются тяговые редукторы, у которых в спектрах вибраций присутствуют 1-ая 2-ая и в редких случаях 3-ья гармоника. Следовательно, диапазон коэффициентов перекрытия этих редукторов лежит в зоне 1.25-1.4. Этот факт можно использовать на практике при диагностировании зубчатых пе-

редач, с целью оценки качества подбора зубчатых передач в пару.

Результаты исследования влияния величин нагружающего момента и бокового зазора на значение собственной частоты колебаний зубчатой передачи приведены на рис. 8 а, б (величина зазора дана на одну сторону).

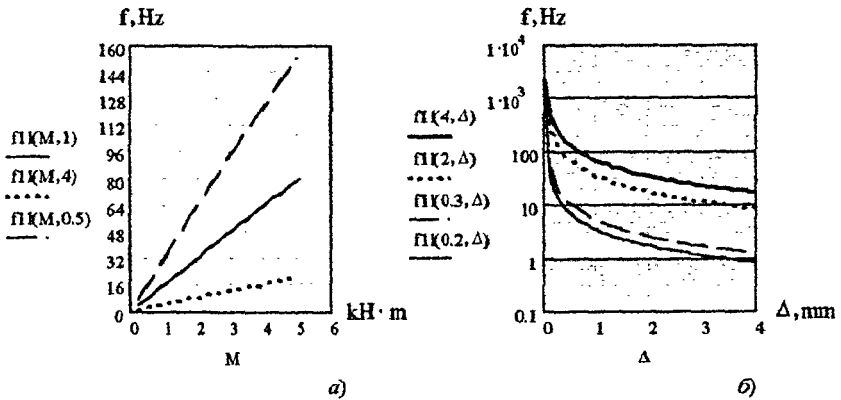


Рис. 8

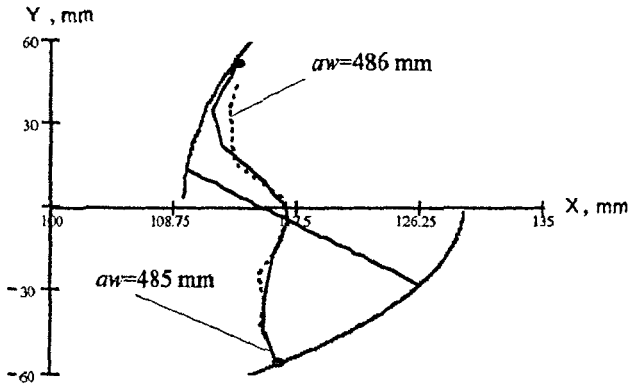
Как видно из анализа графиков, с ростом величины нагружающего зубчатую передачу постоянного момента собственная частота колебаний зубчатой передачи увеличивается пропорционально увеличению момента и занимает полосу частот от 10 до 150 Гц. При увеличении бокового зазора собственная частота очень сильно снижается от величины собственной частоты колебаний зубчатой передачи без зазоров (2111 Гц) до величины порядка 16–32 Гц в зависимости от приложенного момента и величины зазора.

Таким образом, по результатам выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

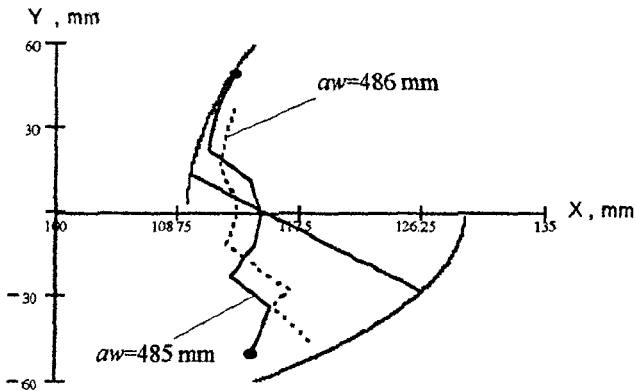
- при уменьшении нагружающего зубчатую передачу момента влияние зазоров в зубчатой передаче наиболее велико;
- при появлении в зубчатой передаче бокового зазора величина собственной частоты колебаний резко снижается и при величине зазора 1 мм собственная частота снижается в 20 раз, далее при увеличении зазора снижение величины собственной частоты замедляется;
- при нагружающих моментах малой величины порядка 0.2–0.3 кН·м (при выбеге или испытаниях на стендах) собственные частоты колебаний занимают частотную полосу от 0.85–286 Гц при боковых зазорах от 4 до 0.2 мм.

В четвертой главе приведены результаты исследования влияния производственных допусков на характер и уровень динамических нагрузок в прямозубых зубчатых передачах.

Исследовано влияние изменения межцентрового расстояния на характер пересопрежения зубьев зубчатых колес. Оценено изменение характера линии зацепления для пар зубьев с разной степенью износа зубьев шестерни и б.з.к. при межцентровом расстоянии $a_w=485\text{ мм}$ и 486 мм . В качестве примера на рис 9 а, б показаны два из исследованных вариантов.



а) новое колесо и небольшой износ шестерни



б) сильно изношенная шестерня и небольшой износ б.з.к.

Рис. 9

Общей тенденцией для исследованных вариантов является то, что при увеличении a_w уменьшается длина линии зацепления, что ведет к уменьшению коэффициента перекрытия и к увеличению уровня вибраций.

Исследовано влияние скорости движения электропоезда на возникновение вибраций в зубчатой передаче. Проведены расчеты для 2-х значений коэффициентов перекрытия $\epsilon=1.45$ (соответствует зубчатой передаче электропоезда ЭР2), $\epsilon=1.54$ (соответствует зубчатой передаче электропоезда ЭР22) и скоростей движения в диапазоне от 20 до 160 км/ч.

Характер спектров взаимодействия зубчатых колес разнообразный. При низких скоростях движения 20, 40, 60 км/ч, спектры имеют четкую периодическую структуру с дискретными спектральными составляющими. При увеличении скоростей до 100 км/ч наблюдаются значительные изменения в характере колебаний зубчатых колес — наступает режим колебаний зубчатых колес с размыканием зубьев. Этому способствует то, что с ростом скорости движения увеличивается скольжение в зоне контакта колеса с рельсом, обусловленное спецификой взаимодействия колеса с рельсом, и учитываемое в принятой для исследования модели зубчатой передачи.

Скорость 100 км/ч является граничной между процессами без размыкания зубьев и процессами с размыканием зубьев.

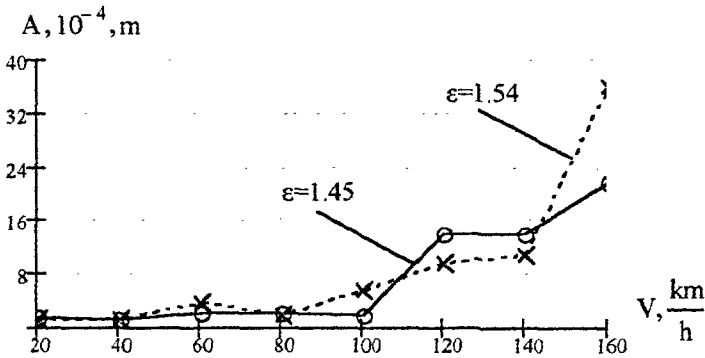


Рис. 10

На рис. 10 приведена зависимость амплитуд первых гармоник деформаций зубчатого зацепления от скорости движения электропоезда для коэффициентов перекрытия 1.45 и 1.54.

Из рассмотрения графиков можно заключить, что при появлении режима пересопряжения с размыканием зубьев резко возрастают амплитуды первых гармоник, особенно при коэффициенте перекрытия $\epsilon=1.45$. При значении коэффициента перекрытия $\epsilon=1.54$ режим размыкания зубьев появляется при больших скоростях движения и рост амплитуды первой гармоники происходит плавно.

На рис. 11 построена зависимость скоростей движения электропоезда от величины бокового зазора в передаче, при которых появляются колебания зубчатых колес с размыканием зубьев.

При этих исследованиях зубчатая передача не имела погрешностей шага и профиля.

Как видно из рис. 11 имеются две зоны, в которых в зависимости от величины зазора могут возникать колебания с размыканием зубьев. Для скоростных поездов с конструкционной скоростью 160 км/ч, величина бокового зазора в зубчатой передаче должна быть минимальной, т.е. не более 0,3 мм.

При зазорах больше 2 мм, максимальные скорости движения не должны превышать 100 км/ч, так как при большей скорости даже в идеальной зубчатой передаче возникают колебания с размыканием зубьев.

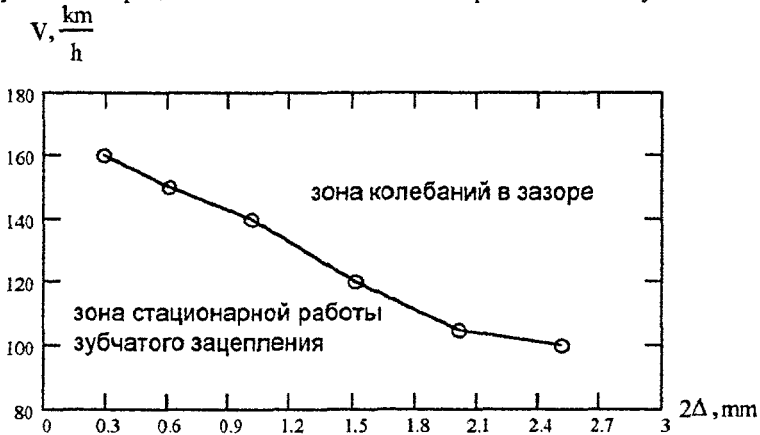


Рис. 11.

Необходимо отметить, что данное исследование проведено при тяговом моменте на валу шестерни 2 кН·м. При большем моменте на валу шестерни граничная скорость увеличивается.

При ремонте зубчатых передач это обстоятельство необходимо учитывать при назначении допусков на боковой зазор, исходя из конструкционной скорости движения электропоезда.

На основании проведенного исследования сделаны следующие выводы:

- при заданных режимах по нагрузкам зубчатые передачи электропоездов до 60 км/ч при максимальных боковых зазорах работают в

- режиме замкнутых боковых зазоров. При этом возмущения от пересопряжения зубьев характеризуются периодическими составляющими с номерами гармоник 1, 2, 3, и т. д.;
- при скорости 100км/ч появляются колебания с частичным размыканием зазоров и при скоростях свыше 100км/ч наблюдаются устойчивые режимы с размыканием зазоров. Спектральный состав колебаний характеризуется появлением мощных низкочастотных спектральных составляющих до 1-ой частоты пересопряжения зубьев;
 - близость собственных частот колебаний механической системы зубчатой передачи и частот от пересопряжения зубьев оказывает сильное влияние на характер колебаний зубчатых колес. Даже при скоростях движения до 100км/ч. При скорости 60км/ч наблюдаются резонансные колебания зубчатой передачи при участии 2-х форм колебаний системы зубчатых колес;
 - для обеспечения работы зубчатой передачи без размыкания зубьев при идеальном ее состоянии, при максимальных скоростях движения, например 160км/ч, необходимо обеспечивать величину бокового зазора не более 0.3мм. При скоростях движения менее 100км/ч можно допускать величину бокового зазора больше 2мм.

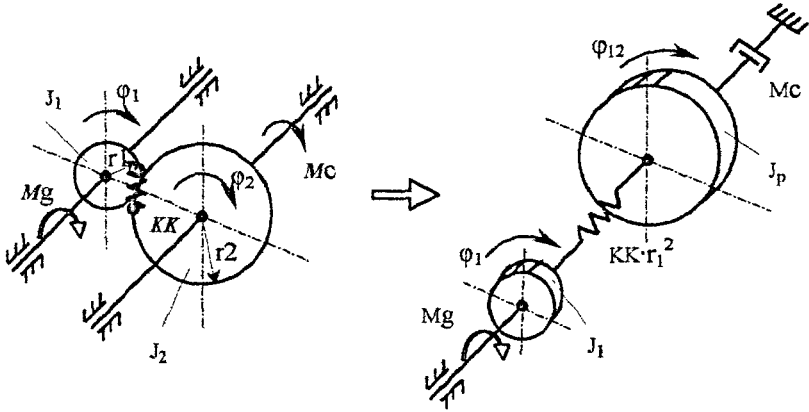
В разделе 4.5 проведено исследование влияния переменного передаточного отношения на работу зубчатой передачи.

Для того, чтобы ввести переменное передаточное отношение зубчатой пары было приведено преобразование исходных дифференциальных уравнений (4) к одному дифференциальному уравнению (5), описывающего угловые деформации эквивалентного контакта пары зубьев зубчатых колес.

$$\begin{cases}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + KK \cdot r_1 \cdot k_1(t) \cdot k_3(\varphi) \cdot (r_1 \varphi_1 + r_2 \varphi_2) + \\
 + KK \cdot r_1 \cdot k_2(t) \cdot k_4(\varphi) \cdot (r_1 \varphi_1 + r_2 \varphi_2) + \\
 + CK \cdot r_1 \cdot k_1(t) \cdot k_{31}(\varphi) \cdot (r_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \dot{\varphi}_2) + \\
 + CK \cdot r_1 \cdot k_2(t) \cdot k_{41}(\varphi) \cdot (r_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \dot{\varphi}_2) = Mg \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + KK \cdot r_2 \cdot k_1(t) \cdot k_3(\varphi) \cdot (r_1 \varphi_1 + r_2 \varphi_2) + \\
 + KK \cdot r_2 \cdot k_2(t) \cdot k_4(\varphi) \cdot (r_1 \varphi_1 + r_2 \varphi_2) + \\
 + CK \cdot r_2 \cdot k_1(t) \cdot k_{31}(\varphi) \cdot (r_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \dot{\varphi}_2) + \\
 + CK \cdot r_2 \cdot k_2(t) \cdot k_{41}(\varphi) \cdot (r_1 \dot{\varphi}_1 + r_2 \dot{\varphi}_2) = -Mc \cdot \dot{\varphi}_2
 \end{cases} \quad (4)$$

Вывод уравнений колебаний зубчатой передачи при переменном передаточном отношении заключался в замене переменных φ_1 и φ_{12} через переменную $\varphi = \varphi_1 - \varphi_{12}$. В результате два уравнения сведены к одному:

$$\ddot{\varphi} = -a1 \cdot k1(t) \cdot k3(\varphi) \cdot \varphi - a1 \cdot k2(t) \cdot k4(\varphi) \cdot \varphi - b1 \cdot k1(t) \cdot k31(\varphi) \cdot \dot{\varphi} - b1 \cdot k2(t) \cdot k41(\varphi) \cdot \dot{\varphi} + a3 \cdot Mg + a6 \cdot [u(t) \cdot \varphi_{xv} - \dot{\varphi}] \quad (5)$$



$$\text{Рис. 12} \quad \varphi_{12} = \varphi_2 \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad J_p = J_2 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$$

Функция изменения передаточного числа в соответствии с процессом пересопряжения зубьев для одного из вариантов сочетания изношенной пары зубьев показана на рис. 13.

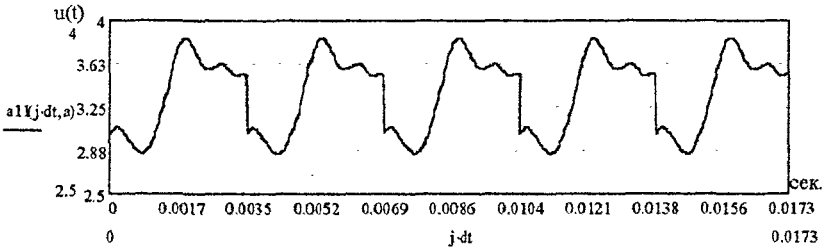
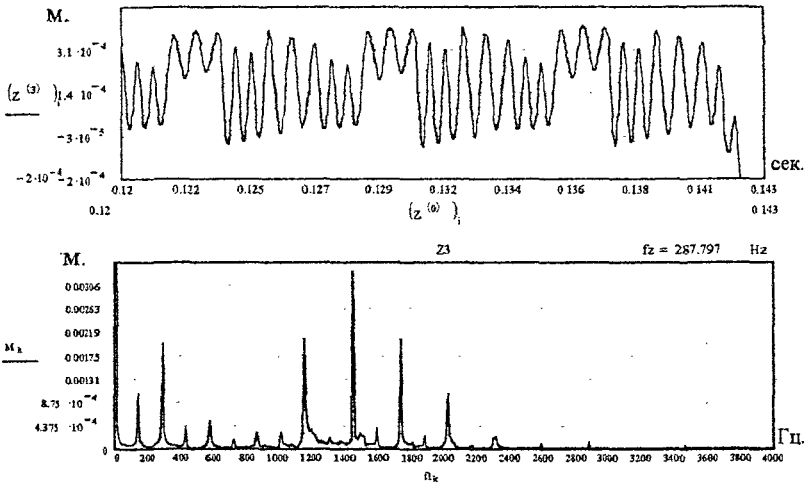


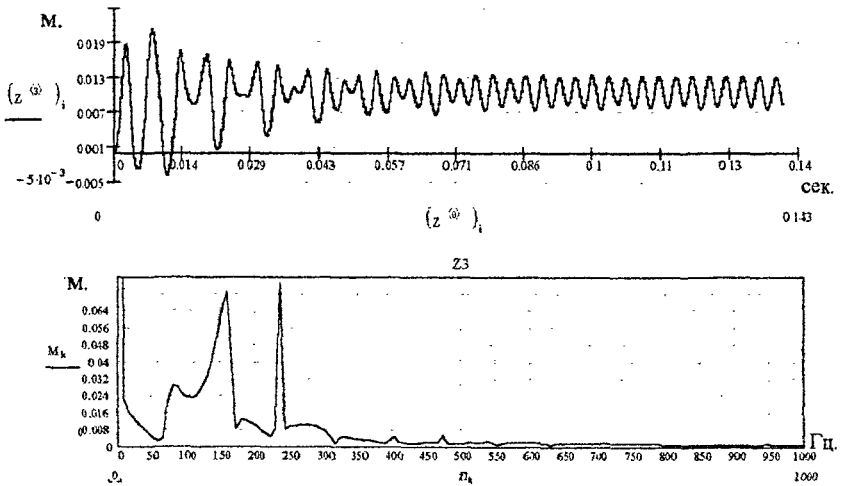
Рис. 13

В качестве примера приведены результаты моделирования для варианта 3.1 (с небольшим износом) взаимодействующих пар зубьев без зазора и с зазором при разных скоростях движения $v=46.875$ и 100 км/ч при $\epsilon=1.45$, $Mg=4 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $u(t)=\text{var}$.

Временные зависимости деформации эквивалентного контакта в зубчатом зацеплении и его амплитудный спектр при боковом зазоре $\Delta=0$ и $\Delta=0.5 \text{ мм}$, $u(t)=\text{var}$ $v=46.875 \text{ км/ч}$ изображены на рис. 14, 15.

Рис.14 $\Delta=0$

Как видно на рис.14, хорошо проявляется область собственных частот крутильных колебаний зубчатых колес 1450гц, промодулированная первой гармоникой частоты пересопряжения зубьев 289.4гц, в результате чего появляются боковые частотные составляющие справа и слева от частоты 1450гц.

Рис.15 $\Delta=0.5\text{мм}$

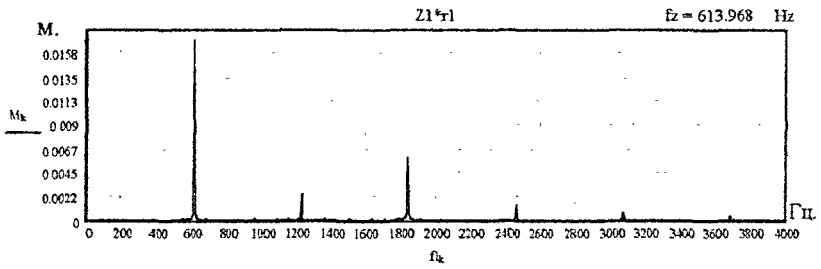
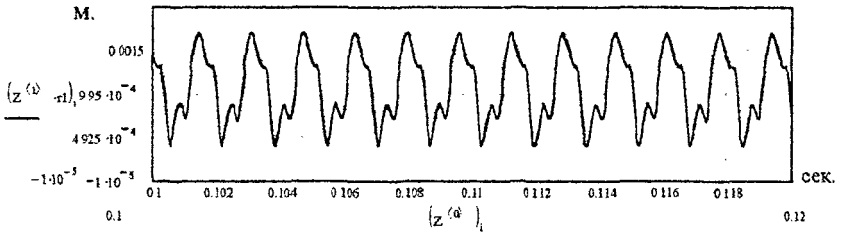


Рис. 16. $u=3.17$, $\varepsilon=1.45$, $v=100\text{км/ч}$, $Mg=4\text{кН}\cdot\text{м}$, $\Delta=0\text{мм}$

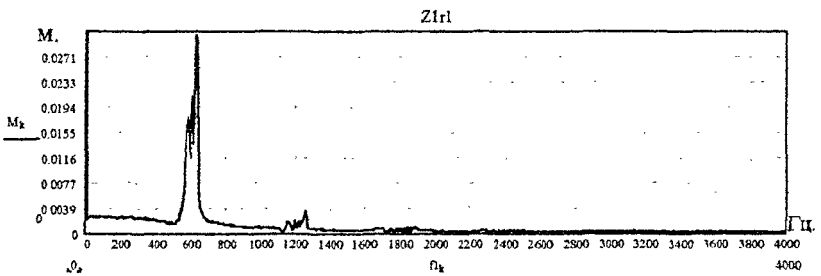
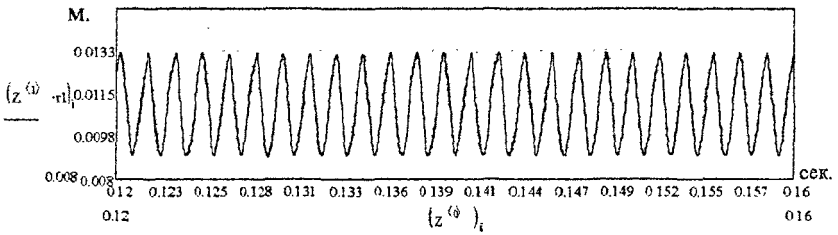


Рис. 17 вариант 3.1, $u=\text{var}$, $\varepsilon=1.45$, $v=100\text{км/ч}$, $Mg=4\text{кН}\cdot\text{м}$, $\Delta=(0.5/r_1)\text{мм}$

Результаты моделирования колебаний зубчатых колес для этого же варианта состояния зубчатого зацепления, но только при боковом зазоре 1.0мм, показаны на рис.15. Как и следовало ожидать, амплитуды деформации эквивалентного контакта зубчатого зацепления значительно возросли по сравнению с вариантом без зазора. В спектральном составе деформаций появились низкочастотная область 100-200гц и хорошо определилась первая гармоника от пересопряжения зубьев 288.41гц. Различий в амплитудном составе спектров практически нет. Это говорит о том, что зазор является доминирующим фактором в колебаниях зубчатых колес.

Результаты моделирования колебаний зубчатых колес при движении электропоезда со скорости 100км/ч, при боковом зазоре в зубчатой передаче $2\Delta=1$ мм представлены на рис.17.

Для выявления влияния переменного передаточного отношения был рассмотрен вариант с постоянным передаточным числом равным 3.17 (рис.16) и тот же вариант с переменным передаточным отношением, (рис.17).

Таким образом, из приведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- в зубчатых передачах с малыми боковыми зазорами динамические процессы определяются процессами пересопряжения зубьев;
- износ профилей зубьев вызывает изменения передаточного отношения относительно номинального зацепления и ведет к увеличению динамических нагрузок в зубчатых передачах. При максимальном 20% отклонении передаточного отношения от номинального значения динамические нагрузки возрастают более чем на порядок при скоростях движения 100км/ч;
- увеличенные зазоры способствуют увеличению нагрузок;
- износ профилей зубьев ведет к расширению частотных полос в окрестностях значений частот гармоник от пересопряжения зубьев, что несколько снижает амплитуды резонансных колебаний корпуса, но может увеличить его шум и вибрацию.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ литературных источников по исследованию динамики зубчатых передач общего машиностроения показал, что большинство

работ посвящено исследованию причин появления динамических нагрузок при работе вновь изготовленных зубчатых колес. При этом рассматриваются передачи, нагруженные постоянным моментом.

2. Зубчатые передачи тягового подвижного состава работают в условиях переменных нагрузок и скоростей при нагружающем моменте, зависящем от скоростей скольжения колеса колесной пары относительно рельса, что необходимо учитывать при динамических расчетах.
3. При эксплуатации тягового подвижного состава зубчатые передачи значительное время "жизненного цикла" работают с повышенными боковыми зазорами и при значительном износе боковых поверхностей зубьев, что при переменных режимах нагружения передач с большим процентом выбега ведет к появлению нестационарных колебательных режимов.
4. Анализ характера износа зубьев передач тягового подвижного состава, находящихся в эксплуатации показал, что на величину износа влияют тип подвижного состава, конструкция тягового привода, режимы эксплуатации (нагружения), а также условия обслуживания и ремонта.
5. Анализ величин износов зубьев тяговых передач эксплуатирующихся электропоездов ЭР22 и ЭР2Р показал, что возможна работа зубчатых передач в режиме равновесного износа до пробега 1.5 млн.км.
6. На основании анализа износа зубьев эксплуатировавшихся зубчатых передач и обнаружения возможности образования режима равновесного износа единственным способом повышения надежности работы тяговых зубчатых передач является запрещение разуконкомплектывания пар зубчатых колес.
7. Сравнительный анализ цилиндрических тяговых зубчатых редукторов и редукторов общего машиностроения по критериям изгибной и контактной прочности зубьев показал, что габариты тяговых передач в диапазоне передаточных чисел от 1 до 5 возрастают с увеличением передаваемой мощности.
8. При проектировании тяговых редукторов для электропоездов с передаваемой мощностью свыше 300кВт в условиях габаритных ограничений целесообразен переход на двухступенчатые тяговые редукторы при передаточных числах свыше 5.

9. Для изучения характера износа боковых поверхностей зубьев тяговых передач разработана методика получения очертания профиля зуба на основании измерений толщины зубьев зубомером с точностью 20-50 мкм в 12-15 сечениях.
10. Разработана кинематическая модель однопарного зубчатого зацепления, позволяющая исследовать характер изменения кинематических параметров зубчатых передач с изношенными профилями зубьев.
11. Кинематический анализ пересопряжения пары зубьев с изношенными профилями показал, что траектория точки контакта зубьев (линия зацепления) в значительной степени зависит от геометрии сопрягаемых профилей зубьев и приближается к траектории, получаемой при равновесном износе профилей зубьев.
12. Искусственное изменение межцентрового расстояния зубчатой передачи с изношенными зубьями в пределах 1мм с целью снижения вибраций не приближает траекторию точки контакта зубьев к траектории характерного для зубьев с малым износом. В этой связи это не может служить методом снижения вибраций изношенной зубчатой передачи.
13. В зависимости от степени износа профилей зубьев возможно отклонение передаточного числа пары зубьев до 20% от номинального значения в пределах времени их пересопряжения.
14. Анализ собственных частот и форм колебаний разработанной динамической модели показал, что для исследования динамических свойств зубчатой передачи можно рассматривать редуцированную модель, состоящую из зубчатого венца большого зубчатого колеса, шестерни и фланца тяговой муфты.
15. Разработана нелинейная динамическая модель зубчатой передачи, позволяющая исследовать динамические процессы при пересопряжении зубьев в зависимости от коэффициента перекрытия, величины бокового зазора и характера износа профилей зубьев.
16. Величина бокового зазора оказывает сильное влияние на значения собственных частот колебаний зубчатой передачи. При зазоре 0.3мм и величине момента 4кН·м, частота снижается с 211Гц до 200.01Гц, при величине тягового момента 2кН·м снижается до 104.98Гц, а при величине тягового момента 0.3кН·м собственная частота колебаний зубчатой пары снижается до 16.4Гц. Это будет способствовать развитию колебаний элементов тягового привода от возмущений со стороны железнодорожного пути.

- 17 Исследование характера вибраций в нелинейной модели зубчатой передачи при моделировании условий движения экипажа с различными скоростями в диапазоне от 20 до 160 км/ч показал, что при скорости 80-100 км/ч возникают колебания с размыканием контактирующих зубьев и появлением при больших скоростях колебаний близких к хаотическим.
- 18 Для устранения колебаний с размыканием зазоров в зоне эксплуатационных скоростей движения 20-160 км/ч при идеальном состоянии зубчатой передачи необходимо, чтобы величина бокового зазора была минимальной—не больше 0,5 мм.
- 19 Для исследования влияния переменного передаточного отношения зубчатой пары с изношенными профилями зубьев, выведено нелинейное дифференциальное уравнение колебаний пары зубчатых колес.
- 20 Изменение передаточного отношения пары зубьев на 20% от номинального значения из-за износа их профилей увеличивает динамические нагрузки более чем на порядок при скоростях движения 100 км/ч и выше.
- 21 Износ профилей зубьев ведет к расширению частотных полос в спектре динамических сил в окрестностях частот гармоник от пересопряжения зубьев, что негативно повлияет на вибрацию корпусов редукторов.

На основании выполненного исследования можно заключить, что тяговые зубчатые передачи с изношенными зубьями являются источниками вибраций из-за износа профилей зубьев. Износ проявляется в увеличении бокового зазора и в связи с этим изменении времен входа и выхода зубьев из зацепления. При этом взаимодействие зубьев имеет характер аналогичный наличию шаговой погрешности в неизношенных зубчатых передачах.

**Основные положения диссертации изложены
в следующих работах автора**

1. Рыбников Е.К., Сун Сяохинь Математическая модель тяговой зубчатой передачи и влияние ее на динамические нагрузки // Научно-техническая конференция «Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты)», -Санкт-Петербург, 1999. —с. 85-86.
2. Сун Сяохинь. Механическая часть тягового электроподвижного состава и потери энергии на износ // Второй Международный Симпозиум

22

«Энергосбережение, качество электроэнергии, электромагнитная совместимость на железнодорожном транспорте». Сборник трудов. - М.:МИИТ, 2000. -с.73-74.

3. Сун Сяохинь. Идентификация профиля зубьев изношенных зубчатых колес методом сплайн аппроксимации // Вестник МИИТа (Научно-технический журнал) –М., 2000. выпуск 3.
4. Рыбников Е.К., Сун Сяохинь Модель для исследования кинематики тяговой зубчатой передачи транспортных средств // Транспорт (Наука, техника, управление). Сборник обзорной информации. –М.,2000.

СУН СЯОХИНЬ

Влияние износа зубчатых колес на качество
работы тяговой передачи электропоездов

Специальность 05.22.07 -

Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Подписано в печать 30.05.2000г.

Формат бумаги 60×90¹/₁₆

Объём 1,5 п.л.

Заказ - 429.

Тираж 100 экз.

101475, ул. Образцова, 15,
Типография МИИТа