

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова

ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ В КАЧЕСТВЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

UDC 629.114.2

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova, M. G. Shambalova

KINEMATIC ERROR AS A DIAGNOSTIC PARAMETER FOR ASSESSING GEARING CONDITION IN USE

Аннотация

Обоснован диагностический параметр для оценки технического состояния зубчатых передач в эксплуатации, основанный на анализе кинематической погрешности, получаемой при отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным способом. Предложенный параметр позволяет выявлять наличие единичных дефектов зубьев, определять их величину и место расположения в кинематической цепи привода, дает возможность своевременно прекратить эксплуатацию с целью недопущения аварии.

Ключевые слова:

привод, зубчатые колеса, облом зуба, единичный дефект, кинематическая погрешность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.

Abstract

The article substantiates the diagnostic parameter for assessing the technical condition of gears in use, based on the analysis of the kinematic error, obtained by tracking relative angular displacements of the driving and driven shafts by the pulse method. The proposed parameter detects the presence of single teeth defects, determines their size and location in the kinematic chain of the drive, thus allowing the operation to be timely stopped in order to prevent the accident.

Key words:

drive, gears, tooth fracture, single defect, kinematic error, relative angular displacements, pulse method.

Введение

Поддержание высокого уровня надежности в условиях эксплуатации требует своевременного предупреждения, обнаружения и устранения возможных неисправностей, главным образом, скрытых, не выявляемых внешним осмотром. Для этого необходимы методы инструментального контроля, отличающиеся от тех, которые применяются при частичной или полной разборке агрегатов машин. Разборка, учитывая сложность конструкции современных машин, для

выявления скрытых неисправностей и повреждений влечет за собой значительные затраты времени и средств, а также нарушение сопряжений деталей, что резко сокращает их долговечность и снижает надежность.

Одной из причин высоких затрат по восстановлению работоспособности машин является сложившаяся структура эксплуатационно-ремонтного цикла, при которой используется стратегия ожидания отказов, в результате чего работоспособность обеспечивается в основном

за счет капитального ремонта и сложного текущего ремонта с большим расходом запасных частей и простоями.

Старение парка машин, несмотря на позитивные перемены последнего десятилетия, по-прежнему опережают темпы технического перевооружения. Поэтому одной из важных задач является более полная выработка ресурса деталей. При этом обостряется проблема обеспечения качества и безопасности эксплуатации машин. Одним из основных путей ее решения является разработка простых и надежных методов диагностирования и своевременное их использование [1].

Наибольшее распространение в приводах машин получили зубчатые передачи. С течением времени их техническое состояние ухудшается – изнашиваются рабочие поверхности зубьев, появляется погрешность шага зубьев из-за неравномерного износа зубьев, возникают единичные дефекты. Эти дефекты вызывают пиковые перегрузки, существенно снижающие ресурс приводов. К примеру, продолжительность службы автомобильной трансмиссии во многом определяется пиковыми перегрузками,

влекущими поломку зубьев, общая суммарная продолжительность которых за время службы автомобиля не превышает 1...1,5 ч (50 км пробега).

Обоснование кинематической погрешности как диагностического параметра

Для обеспечения безаварийной эксплуатации приводов машин необходимо решить задачу оперативной оценки технического состояния зубчатых передач. Госстандартом разработана методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств [2]. Она предполагает введение единого подхода при определении критерия проведения предупредительных замен. В разделе «Виды и периодичность технического обслуживания» инструкции по техническому обслуживанию согласно ГОСТ 2.601–85 для зубчатых передач приводов критерием прекращения эксплуатации является облом зуба. На рис. 1 показаны единичные дефекты в прямозубой передаче. Это, как правило, одиночные обломы зубьев.

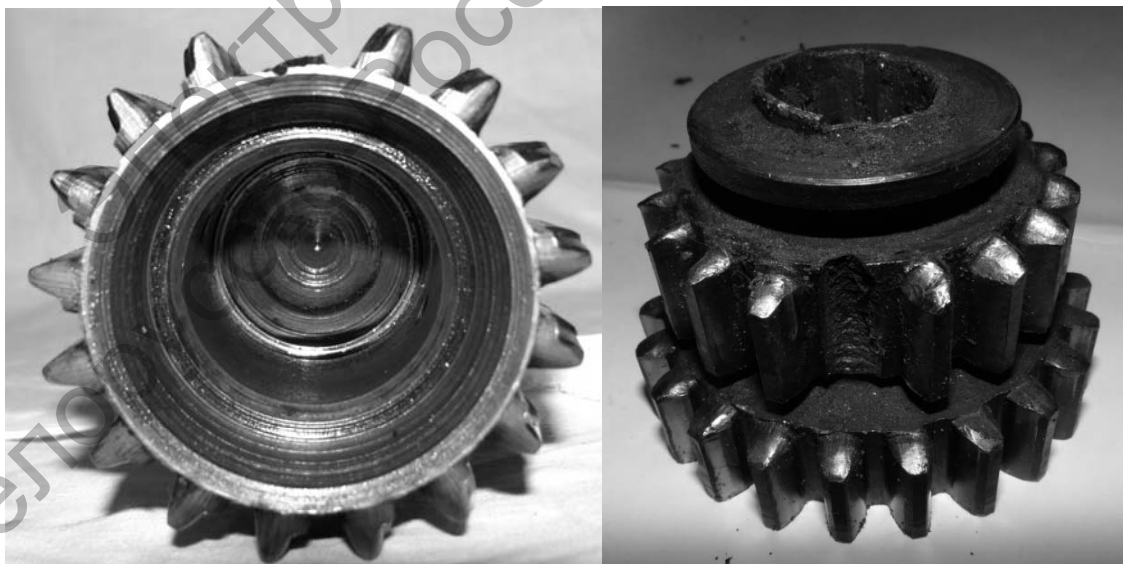


Рис. 1. Обломы зубьев в прямозубых передачах

Косозубые передачи имеют достаточно большое перекрытие, т. е. в зацеплении одновременно находятся несколько зубьев, поэтому при мгновенной перегрузке происходят или частич-

ные обломы краев двух последовательно расположенных зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, либо наблюдается облом сразу нескольких зубьев (рис. 2).

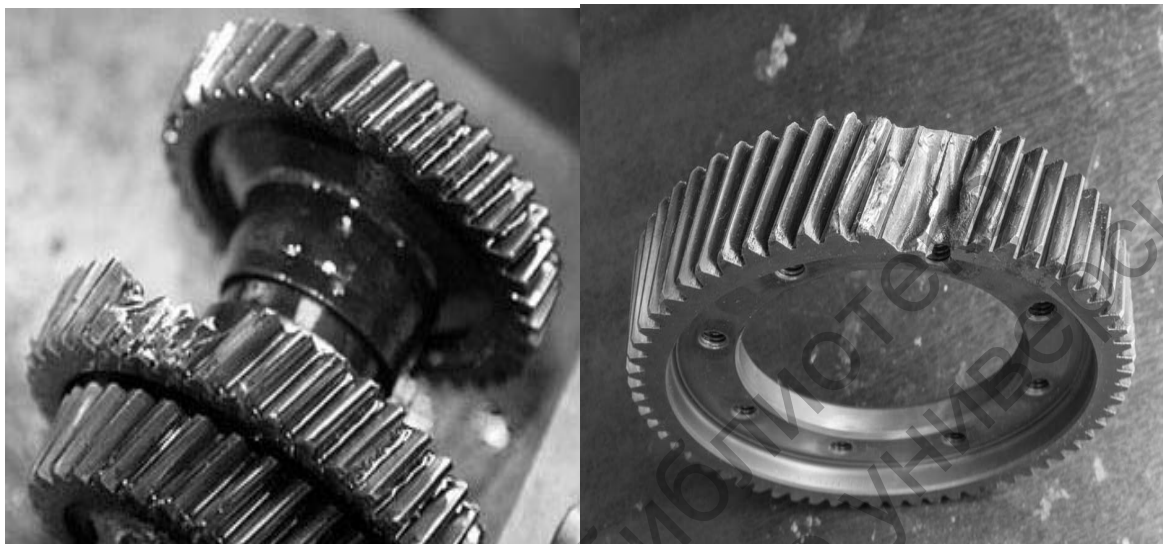


Рис. 2. Обломы зубьев в косозубых передачах

Если такие дефекты вовремя не обнаружить, то в приводе возникают дополнительные динамические нагрузки, снижающие циклическую прочность остальных зубьев, что может привести к лавинообразной поломке зубчатых венцов, заклиниванию коробки и потере управляемости автомобиля (рис. 3).

Существующие методики оценки технического состояния зубчатых передач приводов основываются на контроле суммарного углового зазора, уровня вибраций, кинематической погрешности и др., которые никак не увязываются с этим критерием. В итоге, в настоящее время, диагностика приводов по данному критерию имеет невысокую точность постановки диагноза и, как следствие, наблюдается либо недоиспользование ресурса, либо затраты на устранение аварий велики. Поэтому необходима разработка методов и алгоритмов диагностирования, совместимых с микропроцессорными средствами, которые позволяли бы более точно прогнозировать наступ-

ление предельного состояния.

Наличие единичных дефектов вызывает неравномерность вращения выходного вала, которую можно оценить кинематической погрешностью передачи. Она содержит информацию и о величине, и о месте расположения единичных дефектов, вызывающих увеличение динамической нагруженности зубчатой передачи. Следовательно, для оценки технического состояния зубчатых передач можно использовать такой параметр, как кинематическая погрешность, если будут разработаны соответствующие методы ее определения и анализа.

Кинематическая погрешность зубчатой передачи является величиной, характеризующей кинематическую точность, т. е. согласованность углов поворота ведомого и ведущего валов. При этом причиной возникновения кинематической погрешности может служить не только дефект или неравномерный износ рабочих по-

верхностей зубьев, но и погрешности изготовления и сборки зубчатых колес. Следовательно, кинематическая погрешность является комплексным

показателем состояния зубчатой передачи, как новой, так и бывшей в эксплуатации.



Рис. 3. Повреждение коробки передач при несвоевременном обнаружении облома зуба

Обнаружение дефекта в виде поломки зуба является поводом для прекращения эксплуатации. Но из-за наличия торцового перекрытия и различного местонахождения в кинематической цепи привода поломка зуба будет по-разному влиять на неравномерность вращения выходного вала, а следовательно, на величину кинематической погрешности передачи. Выявить такой дефект при диагностировании достаточно сложно.

Рассматривая движение колес без учета динамики, можно отметить, что в момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается, ведомое колесо вначале остановится, а затем восстановление кинематической связи будет сопровождаться ускоренным движением

ведомого колеса, инициированным последующей парой зубьев [3].

В соответствии с ГОСТ 1643–81 под кинематической погрешностью понимают разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Следовательно, кинематическая погрешность передачи определяется как

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_{\text{ном}} \quad (1)$$

Величину дефекта в функции угла поворота ведущего вала для одной пары зацепления можно выразить через кинематическую погрешность $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2} - \varphi_2 \quad (2)$$

где $\varphi_{\text{ном}}$ – номинальный угол поворота ведомого зубчатого колеса; z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса; φ_1 – угол поворота ведущего зубчатого колеса; φ_2 – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса.

При этом можно говорить о том, что при прохождении дефекта разница $\Delta\varphi$ будет характеризовать его величину. Если же принять за максимальный дефект облом одного зуба, то разница $\Delta\varphi$

фактического и теоретического углов поворота зубчатого колеса будет существенно меньше самого дефекта, поскольку по условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия больше единицы.

Величину этой разницы, а значит, и проявления максимального дефекта можно определить, рассмотрев более подробно процесс передачи вращающего момента в зубчатой передаче (рис. 4).

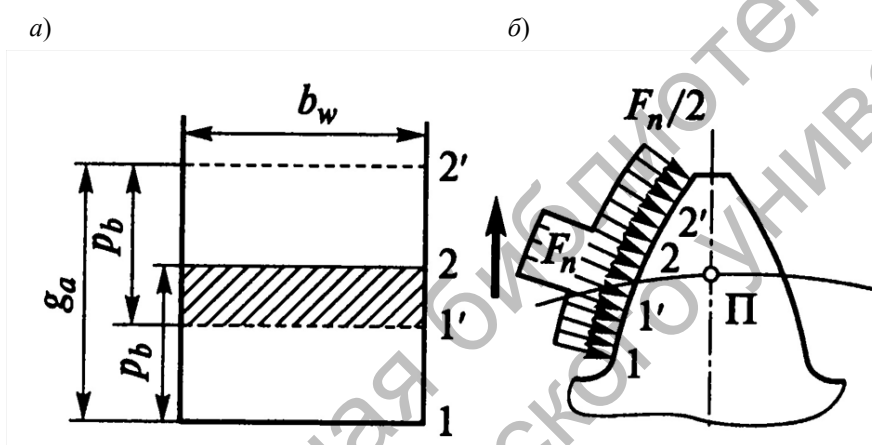


Рис. 4. Изменение нагрузки по профилю зуба: а – поле зацепления зуба; б – распределение нагрузки по высоте зуба

Коэффициент торцового перекрытия ϵ_α есть отношение длины активной линии зацепления g_a к основному шагу p_b [4]:

$$\epsilon_\alpha = g_a / p_b. \quad (3)$$

При вращении колес линия контакта зубьев перемещается по длине активной линии зацепления g_a (рис. 5, а). Если линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. В процессе вращения колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля $2'$, первая пара займет положение $1'$. При дальней-

шем движении на участке $1' \dots 2$ зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Дефект, даже такой большой, как облом зуба, будет проявляться только в зоне однопарного зацепления, которая располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления П. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного – половину (рис. 5, б). При отсутствии одного зуба в зоне однопарного зацепления кинематическая связь нарушается, передаваемый момент становится равным нулю, наблюдается уско-

ренное вращение ведущего зубчатого колеса, а ведомое замедляется и при их соприкосновении после прохождения зоны однопарного зацепления кинематическая связь восстанавливается и происходит удар. Динамическую нагрузку в этом случае воспринимают не два зуба, а один, т. к. из-за поломки одного зуба зона однопарного зацепления существенно расширяется. Учитывая, что длительность воздействия полной нагрузки F_n на следующий за дефектом зуб увеличилась и к ней добавилась динамическая составляющая от удара, то вероятность его поломки значительно возросла и такой дефект следует признать опасным, а при его обнаружении эксплуатацию привода необходимо прекратить.

Величина зоны однопарного зацепления при обломе зуба, а следовательно, величина кинематической погрешности будут зависеть от коэффициента торцового перекрытия. Коэффициент торцового перекрытия ε_α в прямозубых цилиндрических передачах находится в пределах $\varepsilon_\alpha = 1,1 \dots 1,8$. Чтобы две пары зубьев контактировали постоянно, т. е. чтобы имело место двухпарное зацепление, коэффициент торцового перекрытия должен быть равен двум, т. е. $\varepsilon_{\alpha 2} = 2$. Тогда разница между этим и фактическим коэффициентом торцового перекрытия будет зоной однопарного зацепления. И если один зуб сломан, относительное перемещение зубчатых колес будет равно зоне однопарного зацепления. Из этого и следует исходить при поиске поломок зубьев привода по кинематической погрешности.

В конструкторской практике для определения коэффициента торцового перекрытия пары зубчатых колес используется приближенная формула [4]

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 \pm 1/z_2) . \quad (4)$$

Знак «+» применяют для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего. Зная

коэффициент торцового перекрытия, относительное угловое перемещение в зоне однопарного зацепления $\Delta\varphi$ и дефект в виде облома зуба для ведущего зубчатого колеса можно найти следующим образом.

Поскольку коэффициент торцового перекрытия также равен отношению угла перекрытия φ_α к угловому шагу τ , т. е.

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau , \quad (5)$$

то $\Delta\varphi$ определится как разница угла перекрытия $\varphi_{\alpha 2}$ при коэффициенте $\varepsilon_{\alpha 2} = 2$ и фактического угла перекрытия φ_α . Выразив его из формулы (5), для зубчатого колеса z_1 получим

$$\begin{aligned} \Delta\varphi &= \varphi_{\alpha 2} - \varphi_\alpha = \tau (\varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_\alpha) = \\ &= (2 - \varepsilon_\alpha) 2\pi / z_1 . \end{aligned} \quad (6)$$

В косозубых передачах в зацеплении одновременно находятся две-три пары зубьев. Коэффициент перекрытия ε_γ у них значительно больше и определяется из выражения

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta , \quad (7)$$

где ε_α – коэффициент перекрытия соответствующей прямозубой передачи; ε_β – добавочный коэффициент перекрытия из-за наклона линии зуба.

$$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m) , \quad (8)$$

где b – ширина зубчатого венца; β – угол наклона зуба, $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

В косозубых передачах зоны однопарного зацепления нет, поэтому облом одного зуба не повлияет на кинематическую погрешность передачи и данным способом обнаружен быть не может. Но, как показывает практика эксплуатации, в косозубых передачах при

перегрузках частичные обломы осуществляются одновременно у нескольких зубьев, находящихся в этот момент в зацеплении. Поэтому, если появилась даже незначительная кинематическая погрешность, то можно с высокой вероятностью утверждать, что произошел облом нескольких зубьев и эксплуатацию привода следует прекратить.

Для выявления наличия дефектов зубьев в косозубых передачах или облома зуба в прямозубых необходимо определение кинематической погрешности. Кинематическую погрешность можно определять по относительным угловым перемещениям ведомого колеса относительно ведущего измеренным импульсным способом. Для этого анализируют шаг зацепления ведомого колеса в количествах импульсов высоко-

частотного опорного сигнала, генерируемых датчиком угла поворота, связанным с ведущим зубчатым колесом [3].

Алгоритм поиска единичных дефектов зубьев в этом случае включает анализ шага зацепления ведомого колеса по количеству импульсов опорного сигнала $N_{оп/вых}$, генерируемых датчиком угла поворота ведущей шестерни. При отсутствии дефекта зуба количество опорных импульсов на каждом шаге ведомого зубчатого колеса $N_{вых}$ одинаковое, поскольку между ведомым и ведущим колесами имеется жесткая кинематическая связь. Отклонение количества импульсов опорного сигнала сначала в большую сторону, а затем в меньшую свидетельствует о наличии дефекта зуба (рис. 5).

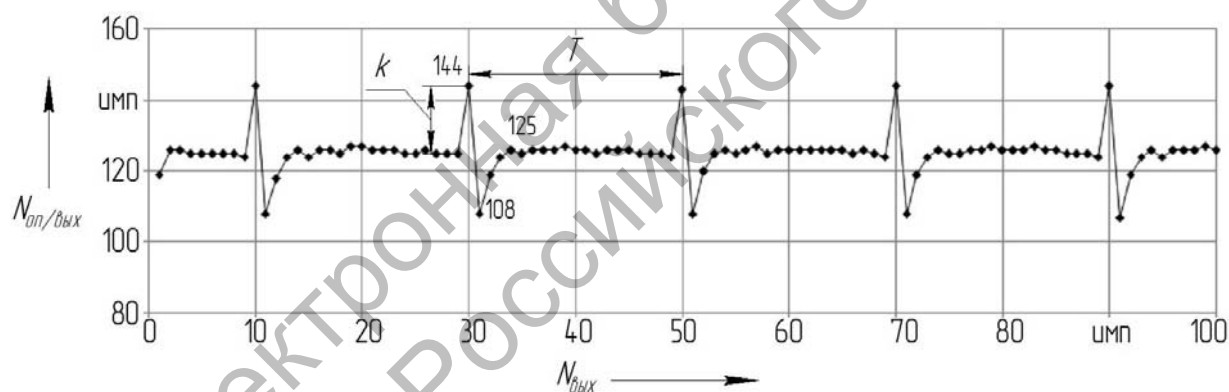


Рис. 5. Выявление дефектов зубьев по изменению количества импульсов опорного сигнала на каждом выходном

Это объясняется тем, что при прохождении дефекта ведущий вал поворачивается на больший угол, т. к. ведомый приостанавливается при разрыве кинематической связи, а затем на меньший, поскольку движение ведомого колеса ускоряется при восстановлении кинематической связи. При этом разница между максимальным значением опорных импульсов и их средним значением будет характеризовать величину дефекта

зуба в прямозубой передаче. В косозубой передаче нарушение кинематической связи зубчатых колес возможно при поломке не одного, а большего числа зубьев, превышающего коэффициент перекрытия передачи. Следовательно, наличие даже небольшой кинематической погрешности в косозубой передаче будет свидетельствовать о недопустимом дефекте зубьев одного из колес передачи.

Принадлежность дефекта тому или иному зубчатому колесу можно установить по углу поворота выходного вала при повторном его появлении. Если дефект в зубчатом колесе, расположенном на выходном валу, то он проявляется за полный оборот этого вала, если на ведущем валу, то за один оборот выходного вала он появится u раз, где u – передаточное число зубчатой передачи.

Анализируя неравномерность вращения ведомого вала, т. е. кинематическую погрешность передачи, полученную по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов, можно видеть, что пики на графике соответствуют моменту прохождения дефекта, когда кинематическая связь зубчатых колес нарушается. В этом случае количество опорных импульсов на одном из шагов зуба резко возрастает от среднего до максимума (ведомое колесо приостанавливается, а ведущее продолжает вращаться и генерировать опорные импульсы), затем происходит ускоренное восстановление кинематической связи на последующих периодах, где минимальное число импульсов восстанавливается до среднего значения. Размер дефекта def характеризует величина выброса (максимума), которая определяется как разница максимального количества импульсов опорного сигнала в одном выходном $N_{\text{оmax}}$ и среднего при установившейся работе передачи $N_{\text{оср}}$, соотнесенная с половиной шага зуба ($N_{\text{оср}}/2$), т. е. с его толщиной. Но это дефект определен в импульсах опорного сигнала как доля толщины зуба по диаметру делительной окружности s_t . Если же толщина зуба известна, то размер дефекта def , мм, можно найти из выражения

$$def = \frac{2(N_{\text{оmax}} - N_{\text{оср}})}{N_{\text{оср}}} s_t. \quad (9)$$

Зная коэффициент перекрытия передачи, определяют максимальное зна-

чение дефекта def , соответствующее обломанному зубу, и делают выводы.

Кинематическую погрешность в единицах угла поворота ведущего вала F_r , рад, легко получить по экспериментальному графику (рис. 6) из выражения

$$F_r = \frac{N_{\text{оmax}} - N_{\text{оmin}}}{N_{\text{оз}}} 2\pi, \quad (10)$$

где $N_{\text{оз}}$ – количество опорных импульсов за один оборот ведущего вала.

Выбрав кинематическую погрешность в качестве диагностического параметра для оценки технического состояния зубчатой передачи, можно своевременно обнаруживать поломку или значительные дефекты зубьев приводов с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами, определять предельную величину кинематической погрешности, вызванную неравномерным износом зубьев или вышедшим из строя подшипником, предотвращая таким образом серьезные аварии машин и механизмов.

Заключение

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что оценка технического состояния зубчатой пары или привода в целом с использованием такого диагностического параметра, как кинематическая погрешность, определяемая по относительным угловым перемещениям ведущего колеса с помощью высокочастотного опорного сигнала, а ведомого – с помощью импульсного датчика зубцовой частоты, дает возможность установить факт наличия единичного дефекта в зацеплении, оценить степень разрушения зуба, определить принадлежность его к одному из зубчатых колес, выявить величину кинематической погрешности, характеризующую неравномерность износа зубьев или выход из строя подшипника опоры вала. Это позволит произвести объек-

тивное заключение о необходимости прекращения эксплуатации при достижении предельного состояния по нали-

чию облома зуба или нормированного значения кинематической погрешности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баурова, Н. И.** Методы диагностирования механизмов и машин / Н. И. Баурова // Автотранспортное предприятие. – 2008. – № 10. – С. 44–46.
2. Методика оптимизации периодичности проведения замен технических устройств : утв. Госкомитетом по стандартизации Совмина СССР. – М. : Изд-во стандартов, 1975. – 31 с.
3. **Куклин, Н. Г.** Детали машин : учеб. пособие / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. – М. : Абрис, 2013. – 511 с.
4. **Антипенко, Г. Л.** Оценка технического состояния зубчатых колес по анализу кинематической погрешности передачи / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52) – С. 6–18.

Статья сдана в редакцию 15 февраля 2017 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-297-45-34-95.

Вероника Александровна Судакова, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: www.veronia111@yandex.ru.

Марина Григорьевна Шамбалова, инженер, ООО «Эпам Системз». Тел.: +375-447-16-06-69.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone +375-297-45-34-95.

Veronika Aleksandrovna Sudakova, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: www.veronia111@yandex.ru.

Marina Grigoryevna Shambalova, engineer, ООО «Eram-Systems». Phone: +375-447-16-06-69.