

## МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.878

*Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова*

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ЕДИНИЧНЫХ ДЕФЕКТОВ В ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЯХ ПРИВодОВ МАШИН

UDC 621.878

*G. L. Antipenko, M. G. Shambalova*

### MODELING OF SPORADIC DEFECTS IN GEARINGS OF MACHINE DRIVES

#### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы моделирования единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов с использованием анимации. Представлен алгоритм программы исследования влияния величины и места расположения дефектов в кинематической цепи на кинематическую неравномерность вращения выходного вала. Для диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений предложен алгоритм программы выявления дефектов, оценки их принадлежности конкретному зубчатому колесу, величины и опасности для эксплуатации. На примере трехвальной автомобильной коробки передач механической трансмиссии проведены теоретические исследования, показывающие возможность использования предложенных алгоритмов.

#### **Ключевые слова:**

диагностирование трансмиссий, зубчатое зацепление, кинематическая неравномерность, единичный дефект.

#### **Abstract**

Modeling of sporadic defects in gearings of drives is considered with the use of animation. The paper gives the algorithm of the program for investigating the impact of defects magnitude and their location in the kinematic chain on the kinematic irregularity of the output shaft rotation. To diagnose the technical state of gearings, the program algorithm is presented which detects defects, determines what particular gear they belong to, their magnitude and risk for the operation. The theoretical research has been carried out on the basis of a three-shaft gearbox of the manual transmission showing the possibility of applying the proposed algorithms.

#### **Key words:**

transmissions diagnostics, gearing, kinematic irregularity, sporadic defect.

Поведение сложного технического объекта можно исследовать как на физических моделях, так и прибегая к созданию абстрактной модели, которая описывает функционирование технического объекта и его взаимодействие с окружающей средой. Физическое моделирование подразумевает создание макетного или опытного образца технического объекта, проведение испытаний, в

процессе которых определяются его выходные параметры и характеристики, оценивается степень выполнения технических требований, предъявляемых к объекту. Использование физических моделей в случае неудачи проведения испытания влечет за собой значительные временные и материальные затраты на создание нового образца, отображающего все внесенные изменения.

Значительно сократить затраты на создание образца для испытания позволяет применение абстрактного моделирования. Моделирование представляет собой процесс замещения объекта исследования некоторой его моделью и проведение исследований на модели с целью получения необходимой информации об объекте. Удобство проведения исследований на математических моделях определяется легкостью, доступностью получения разнообразной информации, небольшими материальными и временными затратами на исследование. При этом математическая модель должна быть ориентирована на решение вопросов, на которые требуется найти ответы, а не имитировать реальную систему во всех подробностях. Степень упрощения модели определяется, прежде всего, влиянием параметров и характеристик подсистем, а также характеристик их взаимодействия на целевую функцию, принимаемую при исследованиях [1].

Состояние зубчатых зацеплений оценивается величиной бокового износа зубьев и наличием единичных дефектов зубьев. Единичные дефекты зубьев – это обломы, сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубчатых колес редукторов, коробок передач, главной передачи, колесных передач, а также раздаточных коробок, коробок отбора мощности. Появление таких дефектов является признаком скорого разрушения сборочной единицы, поскольку они вызывают появление дополнительных динамических нагрузок, превосходящих рабочие в 2...3 раза [2].

Наличие единичных дефектов оценивается кинематической неравномерностью вращения выходного вала. Однако обнаружение факта наличия дефекта зуба не является поводом для прекращения эксплуатации. Опасность дефекта определяется величиной и местом его расположения в кинематической цепи трансмиссии. От этих параметров зависит и степень дополнитель-

ной нагруженности трансмиссии при передаче вращающего момента.

Для исследования влияния величины и места расположения дефекта на кинематическую неравномерность вращения выходного вала необходимо создать такую модель, которая позволила бы моделировать различные виды дефектов зубьев как на ведущем, так и на ведомом колесах и оценивать их влияние на неравномерность вращения выходного вала. Математически описать величину и конфигурацию дефекта зуба достаточно сложно, поскольку его необходимо увязывать с модулем зуба, числом зубьев, расположением его на ведущем или ведомом колесах. Для приближения результатов математического и физического моделирования и визуализации этих исследований целесообразно создать анимационную модель, которая позволила бы установить взаимосвязь между задаваемой величиной и конфигурацией дефекта, его расположением на шестерне или колесе и их влиянием на кинематическую неравномерность вращения выходного вала.

Эту задачу решает созданная анимационная модель, имитирующая вращение зубчатой пары с различными дефектами зубьев. Главная форма представляет собой изображение зубчатой пары, при этом имеется возможность изменения количества зубьев, модуля и координат центра шестерни (рис. 1).

Профиль зуба представляет собой совокупность точек, соединенных отрезками. Эвольвенты зуба описываются точками, координаты которых вычисляются путем моделирования процесса зубообработки реечным инструментом методом обката. При этом размеры исходного производящего контура рассчитываются в соответствии с ГОСТ 9587-81 [3]. Полученные координаты точек контура зуба последовательно нумеруются и запоминаются программой (рис. 2).

При таком подходе к моделированию профиля зуба имеется возможность, изменяя координаты точек вы-

бранного зуба на шестерне или на колесе, перемещать их по вертикали и горизонтали, формируя требуемую конфигурацию дефекта зуба (рис. 3). После чего выбирается номер зуба, его при-

надлежность колесу или шестерне и дается команда «принять». После этого изображение дефекта появляется на паре зубчатого зацепления (рис. 4).

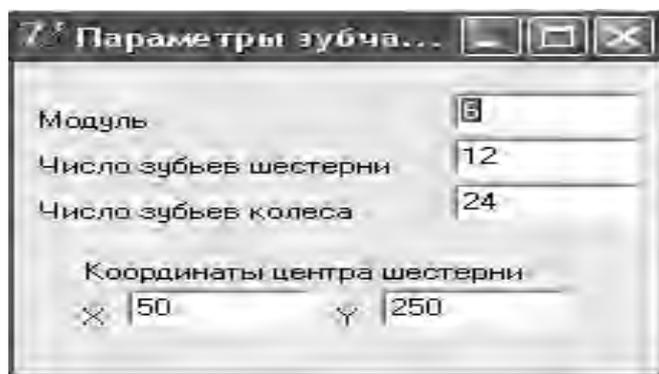


Рис. 1. Задание параметров зубчатой пары в программе анимации

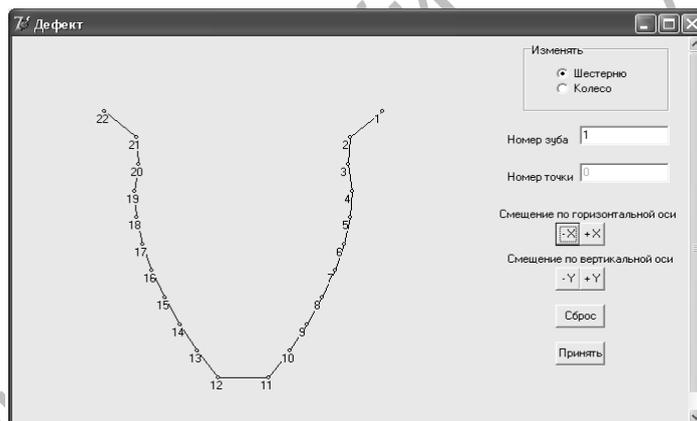


Рис. 2. Моделирование конфигурации зуба

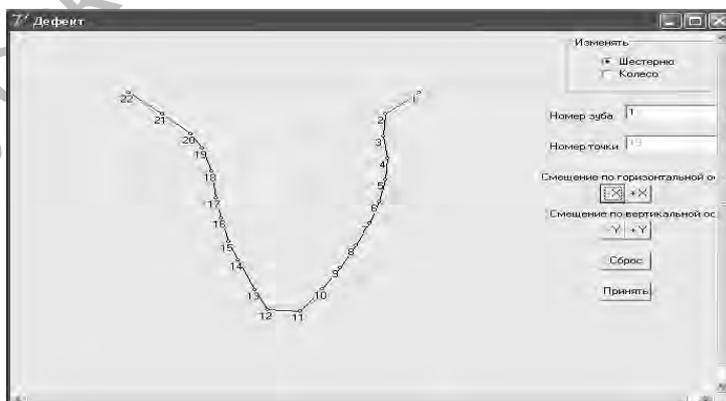


Рис. 3. Формирование конфигурации дефекта зуба шестерни

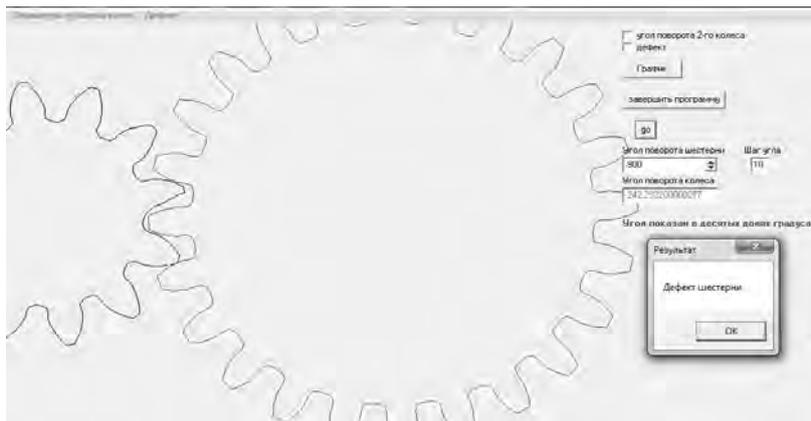


Рис. 4. Обкатка поверхности дефекта сопрягаемым профилем зуба

Приняв заданное изображение дефекта, задается максимальное значение угла поворота шестерни и шаг поворота, на который можно поворачивать изображение одним кликом мыши. Процесс визуализации вращения зубчатой пары с дефектом зуба можно осуществлять и в непрерывном режиме с различной скоростью.

Особенностью данной модели является то, что перемещение ведомого колеса осуществляется путем обкатки поверхностей сопрягаемых профилей зубьев, позволяющей обкатывать и контур дефекта, переводя его в угол поворота ведомого зубчатого колеса.

Оценка величины дефекта основана на отслеживании разницы фактического угла поворота зубчатого колеса с

теоретическим углом поворота, а место расположения дефекта определяется по периоду повторного появления дефекта и сопоставления его с периодом обкатки того или иного колеса, находящегося в том или ином месте кинематической цепи трансмиссии относительно установленного датчика выходного сигнала.

В момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается. Рассматривая движение колес без учета динамики, видно, что при прохождении дефекта ведомое колесо вначале останавливается, т. к. подвод вращающего момента прекращается, а затем восстановление кинематической связи сопровождается ускоренным движением ведомого колеса (рис. 5).

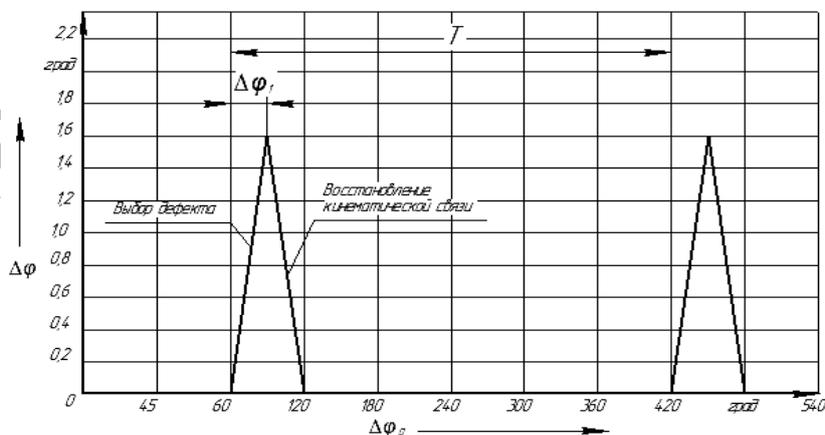


Рис. 5. Схема прохождения дефекта зуба в зубчатом зацеплении

Если кинематическую неравномерность оценивать разностью углов поворота ведущего и ведомого колес, то величина дефекта в функции угла поворота ведущего вала для одной пары зацепления будет иметь вид:

$$\Delta\varphi = \varphi_1 \frac{z_2}{z_1} - \varphi_2, \quad (1)$$

где  $\varphi_1$  – угол поворота шестерни;  $\varphi_2$  – фактический угол поворота зубчатого колеса;  $z_1$  – число зубьев шестерни;  $z_2$  – число зубьев колеса.

Причем величина дефекта  $\Delta\varphi$  в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периоде  $T$  повторного появления. На шестерне появление дефекта наблюдается чаще, а на колесе в  $u$  раз реже, где  $u = z_2 / z_1$  – передаточное число, т. е. период повторного появления дефекта для шестерни и колеса определяется как

$$T_1 = 2\pi; \quad (2)$$

$$T_2 = 2\pi \cdot u. \quad (3)$$

Учитывая, что единичный дефект в паре зубчатых колес можно моделировать характером его изменения, изображенным на рис. 3, а следовательно, некоторым углом  $\Delta\varphi$  (см. рис. 5), то для исследования влияния величины дефекта и места его расположения на кинематическую неравномерность вращения выходного вала может быть разработана математическая модель для нескольких пар зубчатых зацеплений, моделируя дефект как  $\Delta\varphi_i$ .

Исследования влияния величины дефекта и места его расположения на кинематическую неравномерность вращения выходного вала проведены на математической модели автомобильной трехвальной коробки передач, кинематическая схема которой представлена на рис. 6.

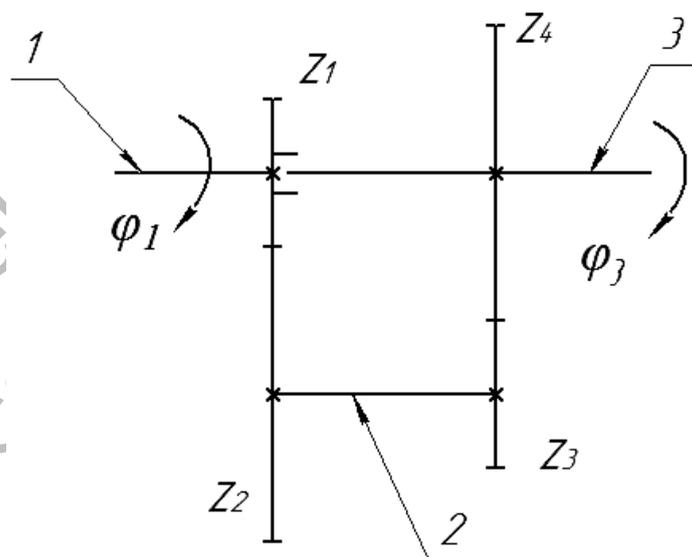


Рис. 6. Кинематическая схема трехвальной коробки передач:  $z_1, z_2, z_3, z_4$  – количество зубьев зубчатых колес; 1 – ведущий вал; 2 – промежуточный вал; 3 – выходной вал

Исходными данными для расчета являются: максимальное передаточное число коробки передач  $u_{max}$ ; числа зубьев зубчатых колес  $z_i$ ; величины дефек-

тов зубьев  $d_i$ , град; начальные фазы появления дефектов зубьев на  $i$ -х зубчатых колесах  $f_{i0}$ , град; шаг поворота ведущей шестерни  $df_1$ , град.

При расчете начальных условий определяется максимальный угол поворота ведущей шестерни  $f_{max}$  из расчета накопления информации о периодах повторного появления дефекта требуемое число раз (не менее пяти) для исключения учета случайных значений при неполных периодах появления дефекта в начальной фазе расчета. Задаются начальные значения всех переменных, приравниваются углы поворота зубчатых колес, находящихся на одном валу ( $f_2 = f_3$  для промежуточного вала (см. рис. 6)).

При расчете углов поворота зубчатых колес учитывается тот факт, что при прохождении единичных дефектов зубьев нарушение кинематической связи приводит к временному прекращению подвода вращающего момента и остановке ведомого вала. Поскольку в данном случае рассматривается только кинематическая неравномерность вращения выходного вала при наличии дефектов зубьев различных колес, то динамикой процесса можно пренебречь. Это правомочно, если рассматривать процесс диагностирования зубчатых зацеплений на приводном стенде при медленном вращении входного вала, при котором динамические нагрузки не проявляются. После прохождения дефекта кинематическая связь восстанавливается за счет ускоренного поворота ведомого колеса путем обкатки сопрягаемой поверхности последующим зубом. Информация об изменениях углов поворота ведомого вала в функции угла поворота ведущей шестерни накапливается в массивы данных для последующего анализа.

Приняв  $z_1 = z_3 = 18$  и  $z_2 = z_3 = 36$ , задавшись дефектом зуба в зубчатом колесе  $z_2$  величиной  $1^\circ$  поворота этого же колеса и начальной фазой появления дефекта  $f_{20} = 10^\circ$ , производится расчет изменений угла поворота выходного вала коробки передач в функции угла поворота входного вала. Тогда, как показано на рис. 7, а, отклонение фактиче-

ского угла поворота выходного вала 3 от теоретического, при наличии единичного дефекта зуба колеса  $z_2$  величиной в  $1^\circ$ , вызывает периодическую остановку и ускоренное движение на угле в  $0,5^\circ$  с периодом повторного появления  $720^\circ$  угла поворота ведущего вала. При этом начало первого появления дефекта сдвинуто относительно начала поворота ведущего вала на  $20^\circ$ .

Влияние дефекта этой же величины, расположенного на колесе  $z_4$  при начальной фазе появления дефекта  $f_{40} = 5^\circ$ , на неравномерность движения выходного вала 3 при одном и том же угле поворота входного вала отражается графиком, приведенным на рис. 7, б. Видно, что величина дефекта остается равной заданной, т. е. влияет на неравномерность вращения выходного вала более существенно, а период его повторного появления значительно увеличивается, составляя уже  $1440^\circ$ .

Неравномерность вращения выходного звена  $\Delta\varphi$ :

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta\varphi_i}{u_i}, \quad (4)$$

где  $\Delta\varphi_i$  – дефект  $i$ -го колеса в функции угла поворота этого же колеса;  $u_i$  – передаточное число от  $i$ -го колеса до выходного вала.

Местоположение дефекта оценивается по периоду повторного появления  $T_i$  относительно ведущей шестерни:

$$T_i = 2\pi(u_{max} - u_i). \quad (5)$$

Используя полученные зависимости, при анализе кинематической неравномерности вращения выходного вала возможно установить величину и местоположение дефекта в кинематической цепи трансмиссии.

При распознавании принадлежности дефекта следует иметь в виду, что период повторного появления дефекта у зубчатых колес, находящихся на одном валу, при контроле неравномерности вращения выходного вала будет одина-

ковым. В этом случае речь идет о дефекте не отдельного зубчатого колеса, а блока зубчатых колес, установленных на одном валу.

При наличии в кинематической цепи более одного дефекта их идентификация усложняется.

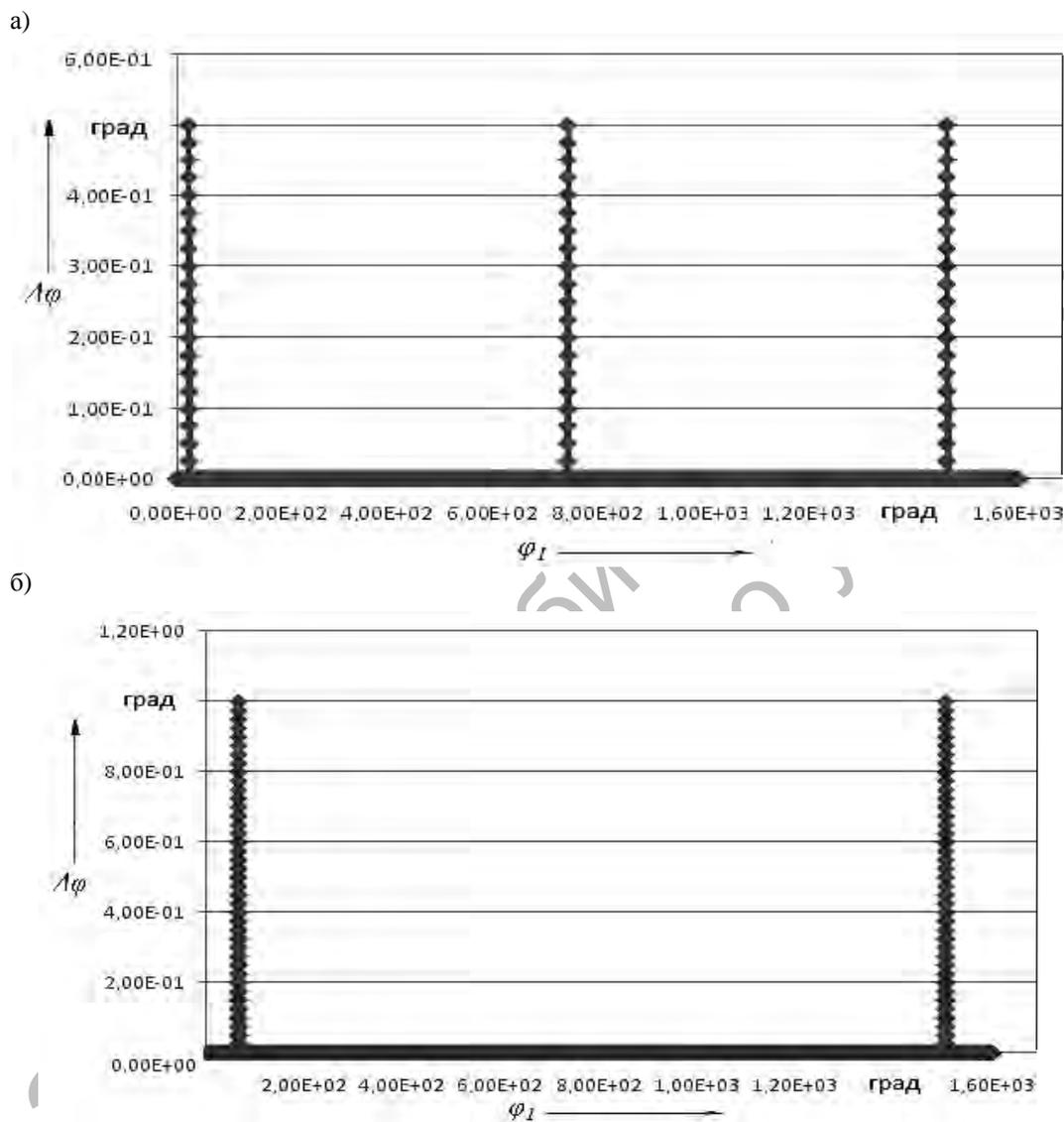


Рис. 7. Изменение углового положения выходного вала в функции угла поворота входного вала трехвальной коробки передач: а – при наличии дефекта зубчатого колеса  $z_2$ ; б – при наличии дефекта зубчатого колеса  $z_4$

В том случае, когда величина дефектов одинакова, они будут отличаться величиной  $\Delta\varphi_i$ , поскольку, чем дальше от входного звена находится дефект, тем выше разница  $\Delta\varphi$ . Используя этот показатель, возможно определять периоды повторного появления различных по уровню дефектов и находить их принадлежность по различным  $T_i$  (рис. 8).

Однако, если более удаленный де-

фект будет меньшей величины, то уровни  $\Delta\varphi_i$  будут иметь меньшие отличия, и тогда период обращения каждого из дефектов распознать не удастся и установить принадлежность дефекта будет невозможно. В этом случае можно констатировать «множественность» дефектов.

При совпадении дефектов на двух парах зацеплений, например на шестернях  $z_2$  и  $z_4$  (см. рис. б), выходной сигнал,

отображающий величину дефекта в функции угла поворота входного вала

для дефектов одинаковой величины, будет иметь вид, показанный на рис. 9.

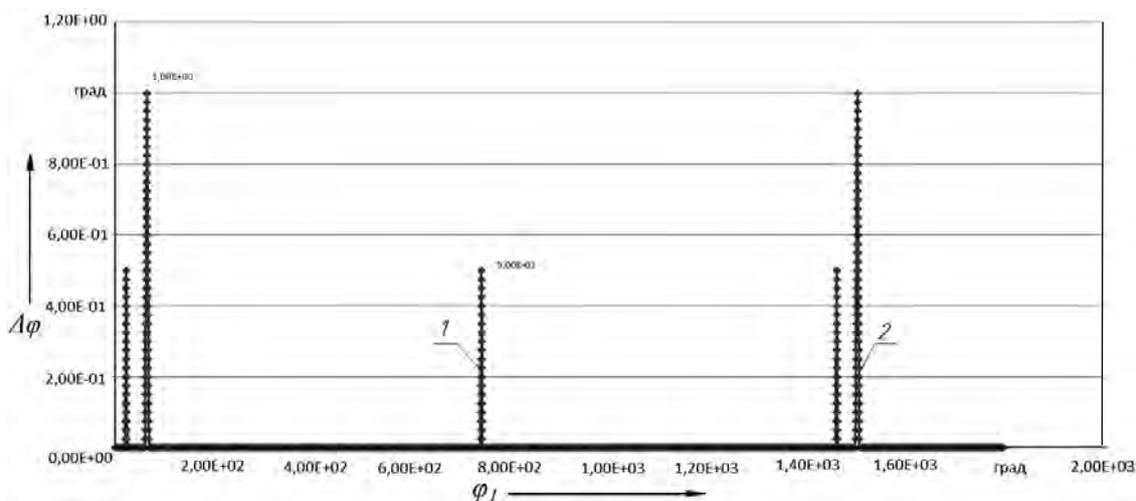


Рис. 8. Изменение углового положения валов при наличии в кинематической цепи дефектов одинаковой величины зубчатых колес  $z_2$  (1) и  $z_4$  (2)

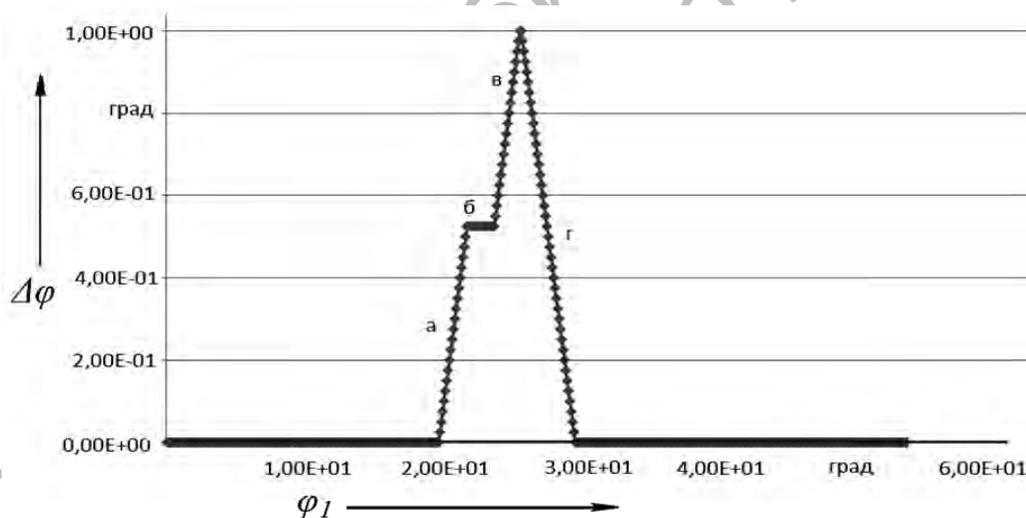


Рис. 9. Изменение углового положения валов при совпадении дефектов зубчатых колес  $z_2, z_4$

Полученный график имеет участки, характеризующие изменение угла поворота выходного вала. Вначале выбирается зазор в зацеплении от ближнего дефекта (см. рис. 9, участок а), затем идет восстановление кинематической связи в первом зацеплении, но на выходное звено это не передается, поскольку в данный момент времени только происходит выбор зазора от

дальнего дефекта в другом зацеплении (см. рис. 9, участок б). В связи с тем, что величина наиболее удаленного дефекта больше на величину передаточного числа второй пары зацепления, при восстановлении кинематической связи в первой паре зацеплений полностью зазор во второй паре не выбирается (см. рис. 9, участок б, в) и остаток зазора уже выбирается при восстановленной

кинематической связи первой пары зацепления. Восстановление кинематической связи во втором зацеплении происходит, как и при прохождении единичного дефекта зуба (см. рис. 9, участок г).

Таким образом, моделирование единичных дефектов в кинематической цепи трансмиссии позволяет установить связи между величиной дефекта и его местоположением, что необходимо для анализа такого параметра, как кинематическая неравномерность вращения выходного звена, полученного экспериментально.

При моделировании функционирования коробки передач, зубья которой имеют единичные дефекты, или при диагностировании зубчатых зацеплений коробки передач получают массив данных, характеризующий изменение угла поворота ведомого вала в функции угла поворота ведущего вала. Этот массив необходимо проанализировать на предмет наличия единичных дефектов, их величины и местоположения в кинематической цепи.

Алгоритм определения величины и принадлежности дефекта в кинематической цепи коробки передач (см. рис. 6) представлен на рис. 10.

К исходному массиву данных предъявляются определенные требования. Это максимальный угол поворота ведущего вала  $f_{max}$ , обеспечивающий пятикратное появление максимального периода проявления единичного дефекта, и расчетный шаг угла поворота ведущего вала  $d_f l$ . Также задаются количество зубьев и модуль зубчатых колес в кинематической цепи  $z_1, z_2, z_3, z_4$ , максимальное передаточное число коробки передач. После этого вычисляются периоды повторного появления дефектов  $T_1, T_2, T_3, T_4$  с учетом кинематической схемы коробки передач.

Этап, связанный с установлением факта наличия дефекта в кинематической цепи, основан на отслеживании

отклонения фактического угла поворота выходного вала от полученного теоретическим путем. При наличии отклонения между фактическим и теоретическим углами поворота можно говорить о наличии дефекта в исследуемой кинематической цепи. В этот момент происходит нарушение кинематической связи. Величина единичного дефекта характеризуется величиной кинематической неравномерности вращения выходного вала. Следующим шагом является определение периода повторного появления дефекта. Для этого ведется подсчет угла поворота выходного вала до следующего момента нарушения кинематической связи. Принадлежность дефекта устанавливается при сравнении полученного периода повторного появления с заданными периодами поворота звеньев кинематической цепи с учетом погрешности расчета. При несовпадении полученных периодов появления дефектов с расчетными констатируется множественность дефектов.

Информация о принадлежности дефекта дает возможность определить его фактическую величину и тем самым позволяет оценить степень его опасности для работы привода.

### **Выводы**

При моделировании единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов целесообразно использовать анимацию, позволяющую визуализировать различные типы и конфигурации дефектов с последующим переводом их в угловую меру. Исследования влияния величины и места расположения дефектов в кинематической цепи на кинематическую неравномерность вращения выходного вала экономичнее и быстрее проводить на математической модели, алгоритм которой представлен в статье.

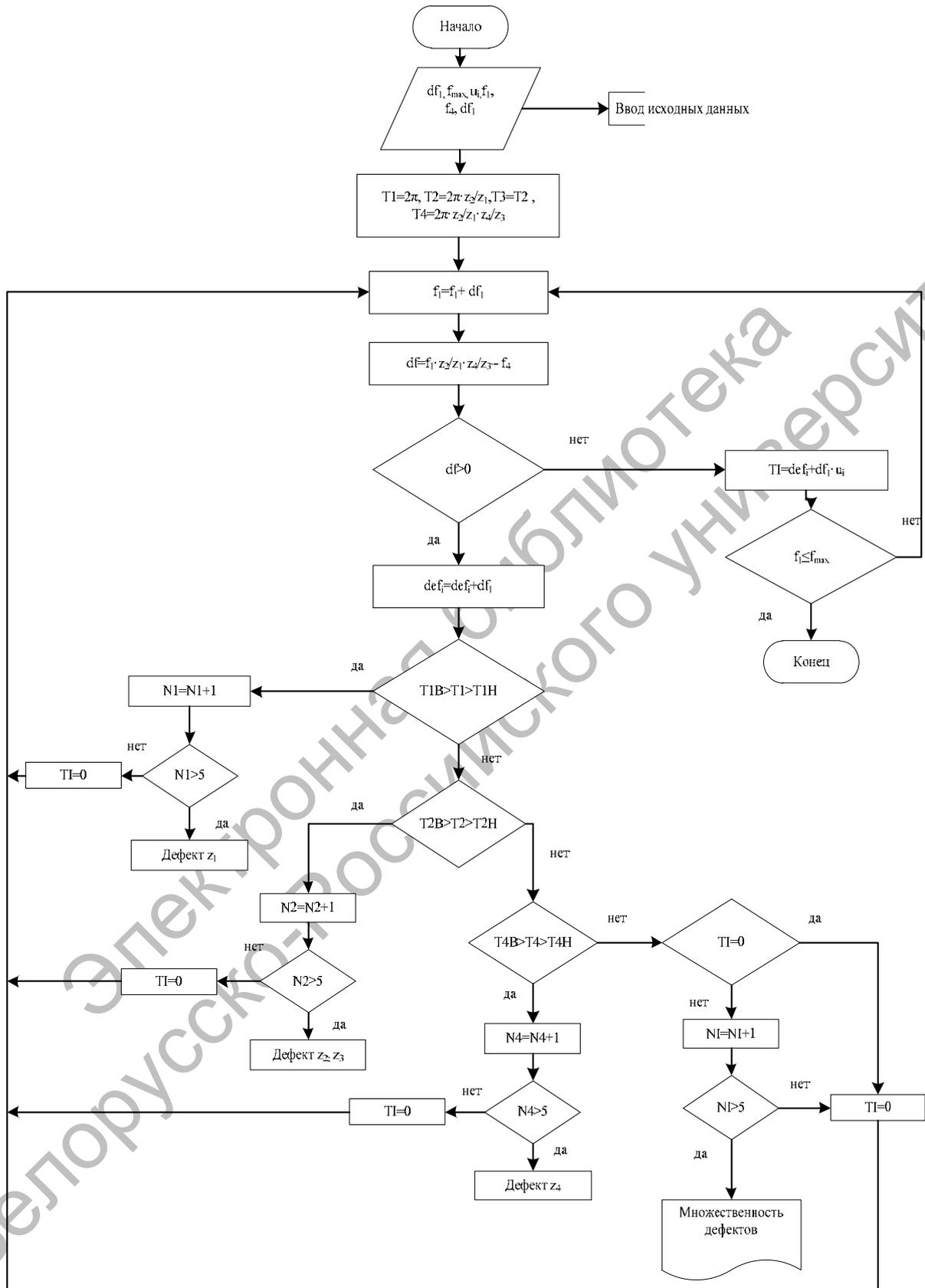


Рис. 10. Алгоритм определения величины и принадлежности единичных дефектов зубьев

Теоретические исследования позволили установить связь между величиной дефекта и его местоположением на такой важный параметр, как кинематическая неравномерность вращения выходного вала. Для диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений предложен алгоритм про-

граммы выявления дефектов, оценки их принадлежности конкретному зубчатому колесу, величины и опасности для эксплуатации по анализу кинематической неравномерности вращения выходного вала на примере трехвальной автомобильной коробки передач механической трансмиссии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
2. **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – М. : Легион-Автодата, 2000. – 125 с.

*Статья сдана в редакцию 8 февраля 2012 года*

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

**Марина Григорьевна Шамбалова**, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-16-06-69. E-mail: shambalova87@tut.by.

**Grigory Leonidovich Antipenko**, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-297-45-34-95.

**Marina Grigoryevna Shambalova**, PhD, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-16-06-69. E-mail: shambalova87@tut.by.