

граммное обеспечение (ПО) на базе системы MathCAD, которое позволяет выполнять прочностной проектный и проверочный расчеты, а также геометрический расчет цилиндрических, конических и червячных передач.

ПО представляет собой документ MathCAD, в котором изложена методика расчета в соответствии с методическим пособием [6], представлены необходимые справочные данные в виде таблиц, графиков и рисунков, а также приведен пример расчета. При выполнении проектирования передач студент вводит свои исходные данные, выбирает самостоятельно в соответствии с рекомендациями материал и термообработку деталей передачи, необходимые поправочные коэффициенты, при этом происходит автоматический пересчет данных в примере расчета. Такой подход позволяет самостоятельно изучить методику расчета закрытых передач зацеплением, при этом рутинные расчетные операции автоматизированы, что снижает трудоемкость и повышает качество выполнения курсового проекта.

На основе пособия [6] было разработано электронное средство обучения, которое представляет собой гипертекстовый документ, в котором содержится вышеизложенная методика расчета передач с удобной системой ссылок, и этот документ возможно просматривать с помощью Web – браузера. Студенты могут использовать данное электронное средство обучения в локальной вычислительной сети университета либо через Internet, что возможно для студентов-заочников.

**Заключение.** Предлагаемая методика упрощенного расчета закрытых передач зацеплением при курсовом проектировании по де-

талям машин обеспечивает более глубокое изучение основ расчета этих передач, так как в более доступной для студента форме показывается взаимосвязь и влияние различных факторов на параметры проектируемой передачи.

Разработанная методика упрощенного расчета, ПО и электронные средства обучения внедрены в учебный процесс и используются студентами машиностроительного факультета БрГТУ при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин», что сокращает затраты времени на выполнение проекта и повышает эффективность учебного процесса.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М.: Выш. шк., 2004. – 496 с.
4. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
5. Иванов, М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
6. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. – Брест: БрГТУ, 2008. – 120 с.

Материал поступил в редакцию 28.09.09

#### SANYUKEVICH F.M., MONTIK S.V., VOLOSCCHUK A.A. Account of the closed transfers by gearing at course designing on details of machines

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps.

An analysis of wear degree of screw conveyers and design developments to operational parts of screw conveyers and design developments to increase their durability during durability overloads-have been carried out.

Reasons of decrease of durability of moulded parts have been determined and operational parts of screw conveyers during extrusion way of moulding have been suggested.

УДК .621.833.24

**Антонюк В.Е., Николаенкова И.Н., Трухнов Л.И.**

### РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ТИПА 2К-Н

**Введение.** Для нормальной работы зубчатой передачи под нагрузкой по ГОСТ 1643-81 требуется обеспечить суммарное пятно контакта, как часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. При этом предполагается, что пятно контакта не выходит на торцовую кромку зуба, а располагается на середине боковой поверхности зуба (рис. 1).

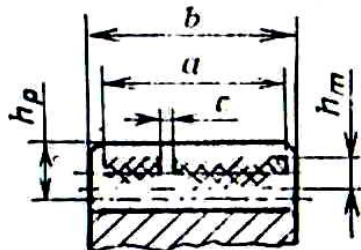


Рис. 1. Пятно контакта по ГОСТ 1643-81

Имеется также группа зубчатых колес, для которых конструктивно закладывается возможность изменения положения оси под на-

грузкой, например, плавающие солнечные шестерни планетарных передач типа 2К-Н, и для которых обеспечение нормального положения пятна контакта является актуальной проблемой.

В качестве уравнительных устройств в конструкции планетарных передач по схеме 2К-Н наиболее часто применяется плавающее центральное колесо (рис. 2), однако в этом случае рекомендуется плечо качания  $L$  принимать равным не менее  $4b$  для уменьшения возможных углов перекоса  $\gamma$  [1, 2].

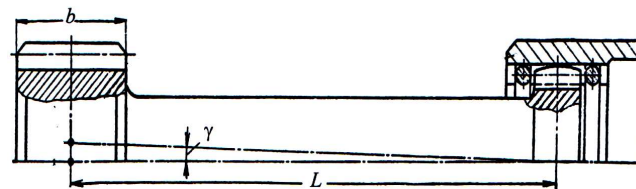


Рис. 2. Схема центральной плавающей солнечной шестерни в планетарной передаче типа 2К-Н

**Антонюк Владимир Евгеньевич**, д.т.н., главный научный сотрудник ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».

**Николаенкова Ирина Никодимовна**, ведущий инженер ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»/ Беларусь, ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

**Трухнов Леонид Иванович**, зам. главного конструктора РУПП «Белорусский автомобильный завод». Беларусь, 222160, г. Жодино, ул. 40 лет Октября, 4.

При работе центрального плавающего зубчатого колеса пятно контакта при перекосе смещается к краю зуба, что приводит к возникновению кромочного контакта и повышению контактных и изгибных напряжений.

Для обеспечения требуемого положения пятна контакта и устранения кромочного контакта применяется продольная модификация профиля зуба (бочкообразность), как это указано на рис. 3.

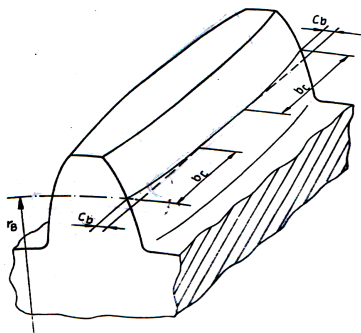


Рис. 3. Продольная модификация (бочкообразность) профиля зуба

Для применения продольной модификации профиля зуба в планетарных передачах типа 2К-Н предлагается методика расчета величины бочкообразности, которая учитывает возможные погрешности изготовления зубчатых колес планетарной передачи.

Наиболее значительные смещения солнечной шестерни возникают под воздействием действующих в зацеплении зубчатых колес усилий и собственного веса, в результате солнечная шестерня может занимать любое положение, определяемое заданными боковыми зазорами и смещениями солнечной шестерни до входа в двухпрофильное зацепление с сателлитами так, как это указано на рис. 4.

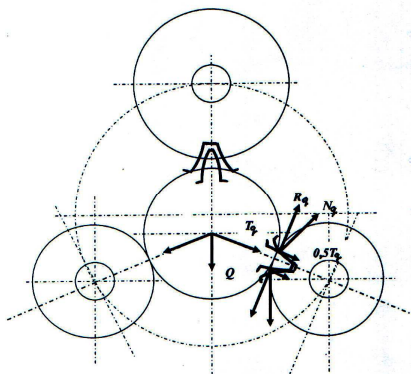


Рис. 4. Смещения солнечной шестерни

**Методика расчета.** Рассмотрим случай определения требуемой величины бочкообразности в зависимости от заданных в конструкторской документации параметров бокового зазора, как наиболее существенно влияющих на возможные смещения солнечной шестерни. Расчет параметров зацепления солнечная шестерня-сателлит производится на середине зубчатого венца солнечной шестерни на расстоянии  $L$  от условной точки поворота солнечной шестерни так, как это изображено на рис. 2. На рис. 5 представлены направления расчетных наклонов солнечной шестерни в радиальном направлении по сечению А-А и в направлении по сечению Б-Б.

На рис. 6 показано положение зубьев солнечной шестерни и сателлитов в направлении сечения А-А и при наклоне в этом сечении требуется обеспечить бочкообразность  $\Delta S_1$  для компенсации наклона зуба солнечной шестерни на угол  $\gamma_1$ .

На рис. 7 показано положение зубьев солнечной шестерни и сателлитов в направлении сечения Б-Б и при наклоне солнечной шестерни в этом сечении необходимо создать бочкообразность  $\Delta S$  для компенсации бокового наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита на угол  $\gamma$ .

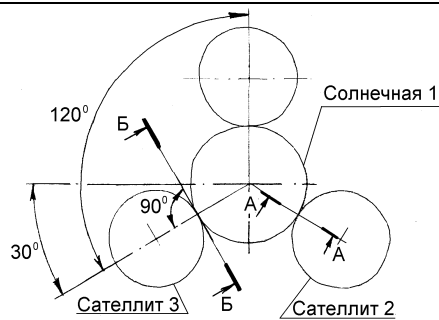


Рис. 5. Направления расчетных наклонов солнечной шестерни

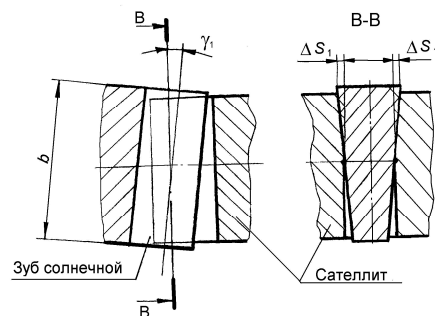


Рис. 6. Радиальный наклон зуба солнечной шестерни в сечении А-А

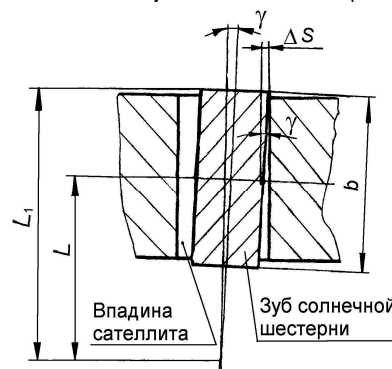


Рис. 7. Боковой наклон зуба солнечной шестерни в сечении Б-Б

Расчетная схема для определения величины бочкообразности  $\Delta S_1$  представлена на рис. 8.

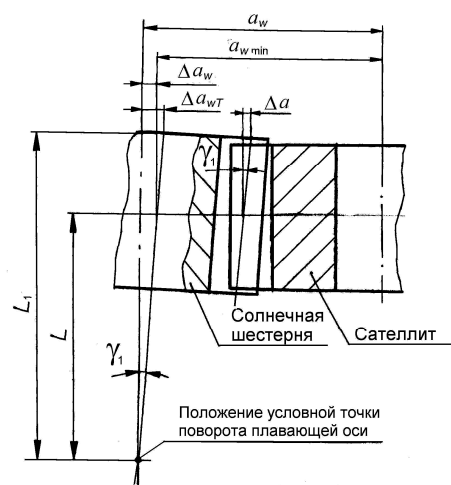


Рис. 8. Расчетная схема для определения величины бочкообразности  $\Delta S_1$

Расчетные схемы для определения бочкообразности  $\Delta S$  представлены на рис. 9, которая определяется в направлении сечения А-А как  $\Delta S_2$  и в направлении оси между сателлитами 2 и 3 как  $\Delta S_3$ .

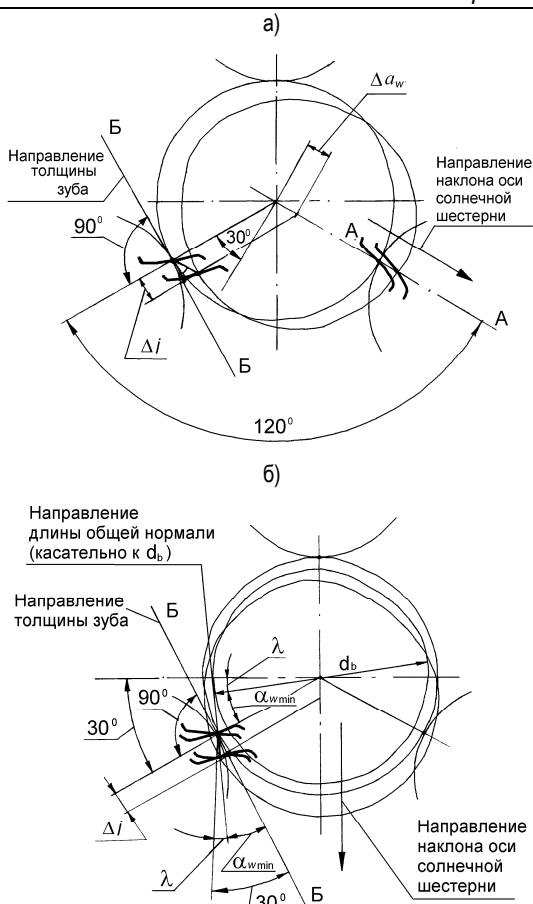


Рис. 9. Расчетная схема для определения величины бочкообразности  $\Delta S$ :  
 а – в направлении наклона оси солнечной шестерни сечения А-А,  
 б – в направлении наклона оси солнечной шестерни оси между сателлитами 2 и 3

Для выполнения расчета по определению величин бочкообразности зубьев солнечной шестерни или сателлитов необходима исходная информация о параметрах солнечной шестерни и сателлитов, приведенная в таблице 1.

Таблица 1. Исходные параметры солнечной шестерни и сателлитов

Параметр	Обозначение
Модуль	$m$
Угол профиля, град	$\alpha$
Межосевое расстояние сопрягающихся колес, мм	$A_w$
<b>солнечная шестерня</b>	
Число зубьев	$Z_1$
Длина общей нормали минимальная, мм	$W_{1min}$
Нижнее отклонение длины общей нормали, мм	$E_{w1}$
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали	$Z_{w1}$
Ширина венца, мм	$b$
Расстояние от условной точки поворота оси солнечной шестерни до середины венца, мм	$L$
<b>сателлит</b>	
Число зубьев	$Z_2$
Длина общей нормали минимальная, мм	$W_{2min}$
Нижнее отклонение длины общей нормали, мм	$E_{w2}$
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали	$Z_{w2}$

Определим минимальную делительную толщину зубьев солнечной шестерни и сателлитов

$$S_{1min} = m \left[ \frac{W_{1min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{w1} - 1) - z_1 \cdot \text{inv} \alpha \right], \quad (1)$$

$$S_{2min} = m \left[ \frac{W_{2min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{w2} - 1) - z_2 \cdot \text{inv} \alpha \right]. \quad (2)$$

Наибольшее сближение осей при плотном зацеплении солнечной шестерни и сателлита равно

$$A_{wmin} = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_{wmin}}, \quad (3)$$

где  $\alpha_{wmin}$  – угол зацепления, который определяется как

$$\text{inv} \alpha_{wmin} = \frac{S_{1min} + S_{2min} - \pi \cdot m}{m(z_1 + z_2)} + \text{inv} \alpha,$$

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha.$$

Определим наибольшее смещение оси солнечной шестерни от номинального положения

$$\Delta A_w = A_w - A_{wmin}. \quad (4)$$

Угол наклона оси солнечной до положения максимального сближения осей солнечной шестерни и сателлита равен

$$\text{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta A_w}{L}, \quad \gamma_1 = \text{arc tg} \left( \frac{\Delta A_w}{L} \right), \text{ рад}. \quad (5)$$

Необходимая бочкообразность для компенсации наклона зуба солнечной шестерни на угол  $\gamma_1$ :

$$\Delta S_1 = 0,5b \frac{\Delta A_w}{L} \text{tg} \alpha_{wmin}. \quad (6)$$

Боковой угол наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита  $\gamma_2$ , как следствие максимального сближения осей, равен

$$\text{tg} \gamma_2 = \frac{\Delta A_w \cdot \cos \left( 30 \cdot \frac{\pi}{180} \right)}{L} = \frac{\Delta A_w \cdot \cos \frac{\pi}{6}}{L}, \text{ рад}. \quad (7)$$

Необходимая бочкообразность для компенсации бокового угла наклона сателлита  $\gamma_2$  равна

$$\Delta S_2 = 0,5b \cdot \text{tg} \gamma_2. \quad (8)$$

Боковой угол наклона зуба солнечной шестерни во впадине сателлита  $\gamma_3$  вследствие наклона оси солнечной шестерни в плоскости между сателлитами равен

$$\gamma_3 = \text{arc tg} \left[ \frac{0,5 \cdot (|E_{w1}| + |E_{w2}|)}{L \cdot \cos \alpha_{wmin}} \right]. \quad (9)$$

Необходимая бочкообразность для компенсации бокового угла наклона  $\gamma_3$  равна

$$\Delta S_3 = 0,5b \cdot \text{tg} \gamma_3. \quad (10)$$

Рассчитав величины  $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3$ , можно принять решение о необходимой величине бочкообразности по максимальной или средней величине полученных значений.

Средняя величина необходимой бочкообразности может быть определена как

$$\Delta S_{cp} = \frac{\Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3}{3}. \quad (11)$$

Для ускорения выполнения вышеприведенных расчетов разработано программное обеспечение посредством использования приложения Microsoft Excel. В таблице 2 приведен пример расчета с использованием разработанного программного обеспечения для двух вариантов зацепления солнечная шестерня-сателлит редуктора мотор-колеса карьерного самосвала БелАЗ.

Таблица 2. Пример расчета бочкообразности солнечной шестерни-сателлита

Параметр	Обозначение	Величина	
		Вариант 1	Вариант 2
Модуль	$m$	10	10
Угол профиля, град	$\alpha$	20	20
Межосевое расстояние сопрягающихся колес, мм	$a_w$	226,961	226,961
<b>солнечная шестерня</b>			
Число зубьев	$Z_1$	22	22
Коэффициент смещения	$X_1$	0,71	0,71
Степень точности		8-8-7Dc	7-8-7
Длина общей нормали, мм	$W_1$	$81,741_{-0,180}^{-0,060}$	$81,741_{-0,245}^{-0,165}$
Длина общей нормали максимальная, мм	$W_{1max}$	81,681	81,576
Длина общей нормали минимальная, мм	$W_{1min}$	81,561	81,496
Нижнее отклонение длины общей нормали, мм	$E_{w1}$	-0,180	-0,245
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали, мм	$Z_{w1}$	3	3
Окружная толщина зуба по дуге делительной окружности, мм	$S_n$	20,876	20,876
Радиус кривизны активного профиля в нижней точке, мм	$\rho$	34,06	34,06
<b>сателлит</b>			
Число зубьев	$Z_2$	29	29
Коэффициент смещения	$X_2$	0,67	0,67
Степень точности		8-8-7Dc	8-8-7
Длина общей нормали, мм	$W_2$	$111,969_{-0,190}^{-0,070}$	$111,969_{-0,31}^{-0,19}$
Длина общей нормали максимальная, мм	$W_2$	111,899	111,779
Длина общей нормали минимальная, мм	$W_{2min}$	111,779	111,659
Нижнее отклонение длины общей нормали, мм	$E_{w2}$	-0,190	-0,310
Число зубьев, охватываемых длиной общей нормали, мм	$Z_{w2}$	4	4
Окружная толщина зуба по дуге делительной окружности, мм	$S_n$	20,585	20,585
Радиус кривизны активного профиля в нижней точке, мм	$\rho$	40,20	40,20
Расстояние от точки поворота оси солнечной шестерни до точки локализации пятна контакта, мм	$L$	228,5	228,5
Расстояние от точки поворота оси «плавающей» солнечной шестерни до наружного торца, мм	$L_1$	308,5	311,5
<b>РАСЧЕТ</b>			
Толщина зубьев делительная, мм	$s_{1min}$	20,6846	20,6151
	$s_{2min}$	20,3827	20,2550
Межосевое расстояние в плотном зацеплении солнечной шестерни и сателлита с минимальными толщинами зубьев, мм	$inv \alpha_{wmin}$	0,03382	0,03344
	$\alpha_{wmin}, \text{рад}$	0,4532	0,4516
	$A_{wmin}$	266,538	266,327
Наибольшее смещение оси солнечной шестерни от номинального положения, мм	$\Delta A_w$	0,423	0,634
Угол наклона оси солнечной шестерни $\gamma_1, \text{рад}$	$\gamma_1$	0,001851	0,002774
Бочкообразность для компенсации наклона зуба солнечной шестерни на угол $\gamma_1, \text{мм}$	$\Delta s_1$	0,072	0,108
Угол наклона зуба солнечной шестерни $\gamma_2, \text{рад}$	$\gamma_2$	0,001603	0,002403
Бочкообразность для компенсации наклона зуба солнечной шестерни на угол $\gamma_2, \text{мм}$	$\Delta s_2$	0,128	0,192
Угол наклона зуба солнечной шестерни $\gamma_3, \text{рад}$	$\gamma_3$	0,000901	0,001350
Бочкообразность для компенсации угла наклона $\gamma_3, \text{мм}$	$\Delta s_3$	0,072	0,108
Средняя величина бочкообразности, мм	$\Delta s_{cp}$	0,091	0,136

Как видно из таблицы 2, величина бочкообразности в значительной степени зависит от норм бокового зазора, и за счет изменения норм бокового зазора можно влиять на величину бочкообразности.

Технология изготовления зубчатых колес с продольной модификацией обеспечивается использованием современных зубообрабатывающих станков с ЧПУ, большинство из которых имеет опции по обеспечению требуемой модификации. Современные зубофрезер-

ные и зубошлифовальные станки с ЧПУ имеют возможности изготовления практически любой продольной модификации зуба. На рисунке 10 приведены результаты измерения продольной модификации профиля зубчатого колеса модулем 5 мм, нарезанного на зубофрезерном станке OFA 75 CNC6. Система ЧПУ этого станка позволяет с точностью в пределах 0,003 мм обеспечивать нарезание бочкообразных зубьев с различной асимметричностью.

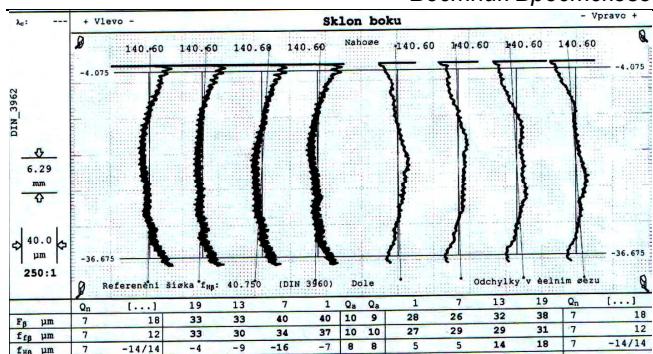


Рис. 10. Результаты измерения бочкообразности после зубофрезерования зубчатого колеса модулем 5 мм на станке OFA 75 CNC6

**Заключение.** Разработана методика и программное обеспечение для выполнения расчетов по определению величины продольной модификации - бочкообразности зубчатых колес в планетарных редукторах схемы 2К-Н, где применяются «плавающие» зубчатые колеса, и перекосы «плавающего» зубчатого колеса должны компенсироваться введением продольной модификации. Изготовление зубчатых колес с бочкообразной формой зуба позволяет обеспечить выполнение требования ГОСТ 1643-81 по обеспечению суммарного пятна контакта под нагрузкой при отсутствии кромочного контакта.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кудрявцев, В.Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов: справочное пособие / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев – Машиностроение: М.Л., 1971.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев – М.Л.: Машиностроение, 1968.

Материал поступил в редакцию 15.07.09

#### ANTONIUK V.E., NIKOLAENKOVA I.N., TRUCHNOV L.I. Account of longitudinal updating of gear wheels planetary transfers such as 2K-N

In clause the decision of the given task is offered by realization of longitudinal updating tooth as barrellfigurativeness, compensating some error of gear wheels and ensuring an arrangement of a stain of contact in the field of middle of a lateral surface tooth, excluding undesirable inclusion in work face edge of a tooth and increase of contact pressure.

For practical realization of the given idea the authors offer a technique of accounts of size of longitudinal updating as barrellfigurativeness for gear wheels of planetary reducers 2K-N and results of its application for concrete gear wheels.

УДК 620.004.5

Драган А.В., Саливончик Ю.Н., Сокол В.А.

### ОБРАБОТКА СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ И МОНИТОРИНГЕ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

**Введение.** Реализованные к настоящему времени в БрГТУ аппаратно-программные средства позволяют с высокой степенью точности производить снятие информации о виброакустических процессах, возникающих при работе многовальных зубчатых приводов [1, 2 и др.]. Имея в наличии, наряду с подобными средствами, достаточно большое число диагностических признаков различных отклонений технического состояния зубчатых колес и передач от нормы, существует возможность производить экспертную оценку и диагностику привода. Однако для доведения системы до прикладного инженерного уровня представляется актуальным решение задачи по упрощению и автоматизации поиска составляющих колебаний, создаваемых отдельными элементами привода для их анализа и применения диагностических признаков. Это позволит, наряду с предлагаемыми функциями синхронного анализа, реализованными в программной системе аппаратно-программного комплекса для данных целей [1, 2], повысить информативность и достоверность диагностики.

**Постановка задачи.** Известно, что при работе любого зубчатого привода в спектре колебаний возникает целый ряд следующих характерных частотных составляющих, обусловленных спецификой функционирования данных механизмов [3–7]:

- низкочастотные составляющие, кратные частоте вращения элементов привода  $f_0$ ;
- высокочастотные составляющие с частотами пересопряжения зубьев всех зубчатых пар  $f_z$ , а также на кратных им частотах;
- составляющие колебаний с комбинированными частотами  $lf_z \pm nf_0$ , возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала ( $l, n = 0,5; 1; 1,5; 2$  и т.д.) при отклонении состояния зуб-

чатой передачи от нормального.

Как следует из целого ряда источников [2–7 и др.], не только абсолютные величины этих компонентов, но и соотношение их амплитуд отражают фактическое состояние зубчатых передач, что проявляется в спектральных характеристиках.

Также установлено и доказано, что эффективность диагностики и мониторинга зависит от количества компонент сигналов, доступных для измерения и анализа при использовании спектральной формы представления данных [3]. Учитывая данное положение, возможности разработанного образца компьютерной системы предусматривают получение спектральных характеристик с количеством линий до 524000. Это позволяет достичь разрешения частотной оси не более 0,1 Гц в частотном диапазоне до 20 кГц. Благодаря высокому динамическому диапазону, составляющему более 90 дБ, инструментальная часть системы позволяет зафиксировать мельчайшие по амплитуде частотные составляющие во всем частотном диапазоне. Наиболее часто используемое разрешение спектров в практикуемых анализаторах в пределах 4000-8000 линий приводит к потере некоторых составляющих, которые могут нести важную информацию для оценки состояния привода, что иллюстрирует рис. 1.

В то же время следует отметить, что экспертный анализ спектра при повышении разрешения спектра значительно усложняется, что требует применения способов автоматизированной обработки и применения новых критериев, которые были разработаны и применены в ходе экспериментальных работ.

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Саливончик Юрий Николаевич, ст. преподаватель кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Сокол Виктор Александрович, ассистент кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.