

**Значения прогиба фрикционного диска в зависимости  
от его относительной ширины**

$d/D$	$w_{\max}$
0,9	$\beta \cdot 0,19$
0,8	$\beta \cdot 0,36$
0,7	$\beta \cdot 0,51$
0,67	$\beta \cdot 0,55$
0,5	$\beta \cdot 0,75$

Выполненные расчеты подтверждают предположение о влиянии на возникновение прогибов и «тарельчатости» фрикционных дисков как эксплуатационной температуры дисков, так и их относительных размеров по соотношению  $d/D$ .

#### Литература

1. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов [и др.]; под ред. В.М. Труханова. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с.
2. Антонюк, В.Е. Выбор конструкционных параметров и совершенствование технологии изготовления фрикционных дисков / В.Е. Антонюк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 7. – С. 45 – 47.
3. Hoerbiger, Lamellenhandbuch. – HOERBIGER Antriebstechnik GmbH. – Schongau, 2004.
4. Жучков, М.Г. Износостойкость и коэффициенты трения фрикционных узлов с металлокерамическими дисками, работающими в масле / М.Г. Жучков, В.С. Фанталов // Вестник машиностроения. – 1983. – № 4. – С. 13 – 14.
5. Прочность, устойчивость, колебания. Т. 1. / под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 83 с.

УДК 621.833

### ПРОГРАММНЫЙ РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

**В.Е. Антонюк, В.С. Александрова, И.Н. Николаенкова**

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск;*

**В.Н. Русецкий**

*РУП «Минский автомобильный завод», Минск*

Для устранения кромочного контакта в современных зубчатых передачах широко используется продольная модификация профиля зуба (бочкообразность). В зависимости от условий работы передачи можно использовать различные формы модификации, а современные зубообрабатываю-

щие станки с ЧПУ позволяют выполнить практически любую заданную конструктором форму продольной модификации профиля зуба. Однако для назначения требуемой продольной модификации профиля зуба конструктор должен знать условия работы собранной передачи под нагрузкой.

Рассмотрим случай работы плавающей солнечной шестерни в планетарной передаче типа 2К-Н (рис. 1), где для нормальной работы солнечной шестерни без кромочного контакта требуется обязательно создать продольную модификацию профиля зуба.



Рис. 1. Схема центральной плавающей солнечной шестерни в планетарной передаче типа 2К-Н

Плавающая солнечная шестерня будет смещаться с номинального положения в основном в зависимости от допусков на положение отверстий под оси сателлитов на водиле и разности в толщине зубьев сателлитов на угол  $\gamma$ .

Учитывая то, что необходимо обеспечить расположение пятна контакта примерно в середине зуба, то выполняем расчет беззазорного зацепления солнечная шестерня – сателлит (табл. 1).

Таблица 1

Порядок расчета бочкообразности

Расчетные параметры	Расчетная формула
1	2
Минимальная толщина зуба по дуге делительной окружности солнечной шестерни	$S_{n1 \min} = m \left[ \frac{W_{1 \min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{W1} - 1) - z_1 \cdot \text{inv} \alpha \right]$
Минимальная толщина зуба по дуге делительной окружности сателлита	$S_{n2 \min} = m \left[ \frac{W_{2 \min}}{m \cdot \cos \alpha} - \pi(z_{W2} - 1) - z_2 \cdot \text{inv} \alpha \right]$
Наибольшее сближение осей при плотном двухпрофильном зацеплении солнечной шестерни и сателлита при минимальных толщинах зубьев	$a_{\omega \min} = \frac{m(z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_{\omega}}$ где $\text{inv} \alpha_{\omega} = \frac{S_{n1 \min} + S_{n2 \min} - \pi m}{m(z_1 + z_2)} + \text{inv} \alpha$

1	2
Наибольшее смещение оси солнечной шестерни от номинального положения в плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни	$\delta_1 = \Delta a_{\omega} = a_{\omega} - a_{\omega \min}$
Максимальный угол поворота оси солнечной шестерни в плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta a_{\omega}}{L}$
Наибольшее возможное смещение оси солнечной шестерни от номинального положения в плоскости дальнего торца	$\Delta a_{\omega T} = L_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1$
Значение утонения зуба на одну сторону в сечении дальнего торца солнечной шестерни для устранения кромочного контакта – «бочкообразность» в плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни	$\Delta S_1 = (\Delta a_{\omega T}) \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $\Delta S_1 = (L_1 - L) \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Наибольшее смещение оси солнечной шестерни от номинального положения в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни	$\delta_2 = O_2 B = a_{\omega \min} \cdot \sin(30^\circ - \varphi)$ $\varphi = \arccos \cos \varphi; \quad \cos \varphi = \frac{a_{\omega} \cdot \cos 30^\circ}{a_{\omega \min}}$
Максимальный угол поворота оси солнечной шестерни в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни	$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{\delta_2}{L}$
Значение утонения зуба на одну сторону в сечении дальнего торца солнечной шестерни для устранения кромочного контакта – «бочкообразность» в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения оси сателлита и солнечной шестерни, мм	$\Delta S_2 = \frac{B}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2$ $\Delta S_2 = (L_1 - L) \cdot \operatorname{tg} \gamma_2$
Суммарная бочкообразность	$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2$

Для ускорения выполнения расчетов, приведенных в табл. 1, разработано программное обеспечение посредством использования офисного приложения Microsoft Excel. В табл. 2 приведен пример расчета с использованием разработанного программного обеспечения.

Пример расчета бочкообразности для зацепления  
солнечная шестерня – спутник планетарной передачи

Исходные параметры		Обозначение	Параметры
Модуль		$m$	10
Угол профиля исходного контура		$\alpha$	$20^{\circ}$
Солнечная шестерня	Число зубьев	$Z_1$	22
	Коэффициент смещения	$X_1$	0,71
	Степень точности		8-8-7Dc
	Длина общей нормали	$W_1$	$81,741_{-0,180}^{+0,060}$
	Длина общей нормали максимальная	$W_{1max}$	81,681
	Длина общей нормали минимальная	$W_{1min}$	81,561
	Окружная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S_n$	20,876
	Радиус кривизны активного профиля в нижней точке	$\rho$	34,078
	Ширина венца, мм	$B$	160
Спутник	Число зубьев	$Z_2$	29
	Коэффициент смещения	$X_2$	0,67
	Степень точности		8-8-7Dc
	Длина общей нормали	$W_2$	$111,969_{-0,190}^{+0,070}$
	Длина общей нормали максимальная	$W_2$	111,899
	Длина общей нормали минимальная	$W_{2min}$	111,779
	Окружная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S_n$	20,585
	Радиус кривизны активного профиля в нижней точке	$\rho$	46,933
Ширина венца, мм		$B$	146
Межосевое номинальное расстояние, мм		$\alpha_w$	266
Расстояние от точки поворота оси «плавающей» солнечной шестерни до точки локализации пятна контакта, мм		$L$	228,5
Расстояние от точки поворота оси «плавающей» солнечной шестерни до торца, подверженного кромочному контакту, мм		$L_1$	311,5
Максимальный суммарный угол поворота оси солнечной шестерни		$\gamma$	$0,1053^{\circ}$
Суммарная бочкообразность		$\Delta S$	0,163

## Выводы

1. Разработаны методика и программное обеспечение для выполнения расчетов по определению величины «бочкообразности» зубчатых колес для компенсации погрешностей монтажа и изготовления с целью недопущения кромочного контакта. 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.

2. Применение зубчатых колес с продольной модификацией профилей зубьев позволяет обеспечить повышение долговечности и снижение шума зубчатых колес мобильных машин.

## Литература

1. Антонок, В.Е. Тенденции современного производства зубчатых колес / В.Е. Антонок // Инженерный журнал. Справ. Прил. № 12. – 2004. – С. 2 – 15

УДК 621.833

## ВОЗМОЖНОСТИ МОДИФИКАЦИИ ПРОФИЛЯ ЗУБА ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В.Н. Русецкий

РУП «Минский автомобильный завод»;

В.Е. Антонок

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск

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).

Как правило, эти требования к обеспечению пятна контакта в собранной передаче при вращении под нагрузкой не выполняются.

В большинстве случаев в чертежах зубчатых колес отсутствуют требования к суммарно-

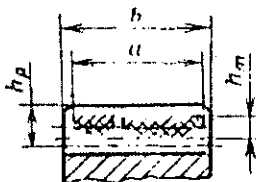


Рис. 1. Пятно контакта по ГОСТ 1643-81