

ВОЗМОЖНЫЕ ИСХОДНЫЕ РЕЕЧНЫЕ КОНТУРЫ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С НЕСИММЕТРИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ

1. Введение

Две стороны профиля зуба зубчатого колеса функционально различны для большинства механизмов: либо рабочая нагрузка на одном профиле значительно выше, чем на другом, либо нагрузка одинакова, но используется для одного из профилей в течение существенно более длительного периода времени. И в том и в другом случае несимметричный зуб может обеспечить одинаковый срок службы по обеим сторонам. В зубчатых передачах с несимметричным профилем обе стороны зуба участвуют в передаче вращательного движения и нагрузки.

Один из профилей, испытывающий большую нагрузку, улучшается за счёт менее нагружаемого профиля. Применение несимметричных зубьев позволяет повысить несущую способность эвольвентных передач по контактной и изгибной прочности в основном (более нагруженном) направлении вращения за счет увеличения угла зацепления. Как указано в работе Э.Б.Вулгакова [1], при расчёте контактных напряжений по формуле Герца, контактные напряжения σ_n прямо пропорциональны $\operatorname{cosec}^{1/2} 2\alpha_w$. Это означает, что увеличение угла зацепления α_w с 20° до 30° , при прочих равных условиях, приведёт к уменьшению контактных напряжений в 1,16 раза, что позволит увеличить передаваемую нагрузку более чем в 1,34 раза. Из формулы по расчёту толщины масляной плёнки следует, что в полюсе зацепления она является функцией $\varphi = \sin^{1,15} \alpha_w \cos^{0,15} \alpha_w$. При прочих равных условиях увеличение угла зацепления α_w с 20° до 30° сопровождается увеличением толщины масляной плёнки примерно в 1,5 раза. Такой рост толщины масляной плёнки, в свою очередь, приводит к образованию естественного демпфера колебаний в зацеплении, а также к увеличению долговечности передачи, к уменьшению тепловыделения и потерь на трение. Нельзя забывать о негативной стороне повышения угла зацепления α_w . При том же крутящем моменте и межосевом расстоянии увеличение угла зацепления α_w приводит к увеличению радиальных сил, действующих на опоры.

В основу рассматриваемых передач положен несимметричный исходный реечный контур. Такой контур можно получить, если у симметричного контура с углом профиля α одну из боковых сторон повернуть вокруг точки её пересечения с делительной прямой на некоторый угол. При этом у несимметричного контура сохраняются прежняя толщина зуба на делительной прямой $s = 0,5\pi m$, а также высотные размеры зуба, определяемые коэффициентами h_a^*, c^*, h_f^* . Изменяются лишь толщины зубьев на любой прямой, параллельной делительной [2].

Инструмент, в основе которого лежит исходный контур, должен обеспечивать:

- минимальную ширину дна впадины зубчатого колеса;
- отсутствие заострения зубьев на окружности вершин зубчатого колеса;
- сохранение стандартных высотных параметров зубьев зубчатого колеса.

Исходя из этого, можно сформулировать основные требования к исходному реечному контуру:

- отсутствие заострения на прямой впадин;
- наличие минимального радиуса переходной кривой;
- сохранение высотных параметров по ГОСТ 13755-81.

2. Влияние основных геометрических параметров на форму зуба с несимметричным профилем.

Определим влияние угла наклона линии зубьев и коэффициента смещения на форму несимметричного зуба при числах зубьев $z=9$ и $z=37$ и углами профиля $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 40^\circ$ (рис 1). На рис.1 изображены исходный и исходный производящий контуры.

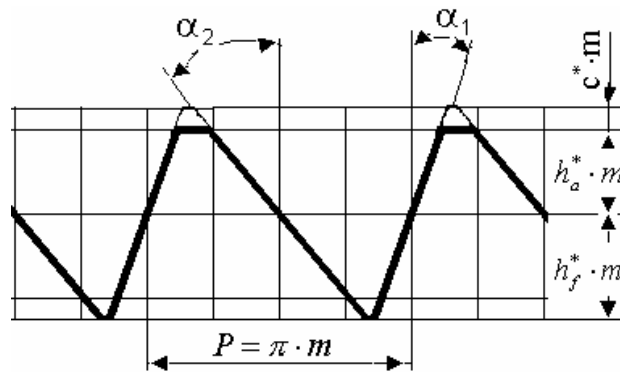


Рис.1

2.1 Влияние угла наклона на форму зубьев.

В таблице 1 представлены исходные производящие контуры и профили образованных ими зубьев в торцовом сечении для углов наклона линии зубьев $\beta=0^\circ$, $\beta=15^\circ$ и $\beta=33^\circ$ (коэффициент смещения $x=0$).

Таблица 1.

Угол наклона	Исходный производящий контур (торцовое сечение)	Форма зуба ($x=0$)	
		$z=9$	$z=37$
$\beta=0^\circ$			
$\beta=15^\circ$			
$\beta=33^\circ$			

Из таблицы 1 видно, что с увеличением угла наклона в торцовом сечении увеличиваются:

- толщина зуба на делительной окружности;
- толщина зуба у основания;
- толщина зуба на окружности вершин.

2.2 Влияние коэффициента смещения на форму зубьев:

Таблица 2.

Коэффициент смещения	Форма зуба при $z=9$ ($\beta=0^\circ$)	Форма зуба при $z=37$ ($\beta=0^\circ$)
$x=-1$		
$x=-0.5$		
$x=-0.3$		
$x=0$		
$x=+0.3$		
$x=+0.5$		


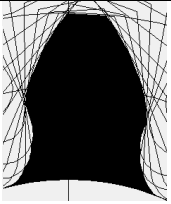

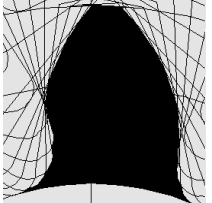

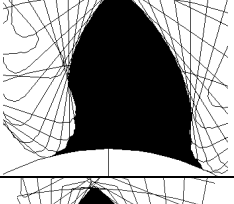

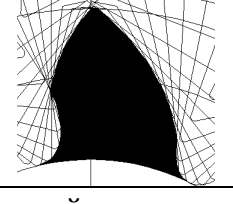
Из таблицы 2 видно, что с увеличением коэффициента смещения увеличивается толщина зуба на делительной окружности, уменьшается толщина зуба на окружности вершин зубьев, уменьшается радиус впадин зубчатого колеса, увеличивается толщина зубьев на окружности впадин и, как следствие, уменьшается подрезание зубьев. При

$z=9$ заострение зуба происходит при $x \approx +0,3$, а с увеличением коэффициента смещения происходит уменьшение высоты головки зуба. При $z=37$, как видно из рисунка, заострения зуба не происходит даже при коэффициенте смещения $x=+0,5$.

3. Возможные исходные производящие контуры для нарезания зубчатых колёс с несимметричным профилем.

Угол профиля левой стороны зуба оставим равным 20° , а угол профиля правой стороны зуба будем изменять с 25° до 40° (таблица 3), при этом угол наклона линии зубьев $\beta=0^\circ$ и коэффициент смещения $x=0$.

Таблица 3.

Угол профиля $\alpha_1 = 20^\circ$	Исходный производящий контур (нормальное сечение)	Форма зуба ($\beta=0^\circ$; $x=0$)
$\alpha_2 = 25^\circ$		
$\alpha_2 = 30^\circ$		
$\alpha_2 = 35^\circ$		
$\alpha_2 = 40^\circ$		

При угле профиля равном 40° будем иметь минимально возможный радиус кривизны переходной кривой, так как заострение на линии впадин возникнет уже при угле профиля равном 41° .

Из таблицы 3 видно, что толщина зубьев у основания увеличивается, но одновременно уменьшается толщина зубьев на окружности вершин, а также радиус переходной кривой.

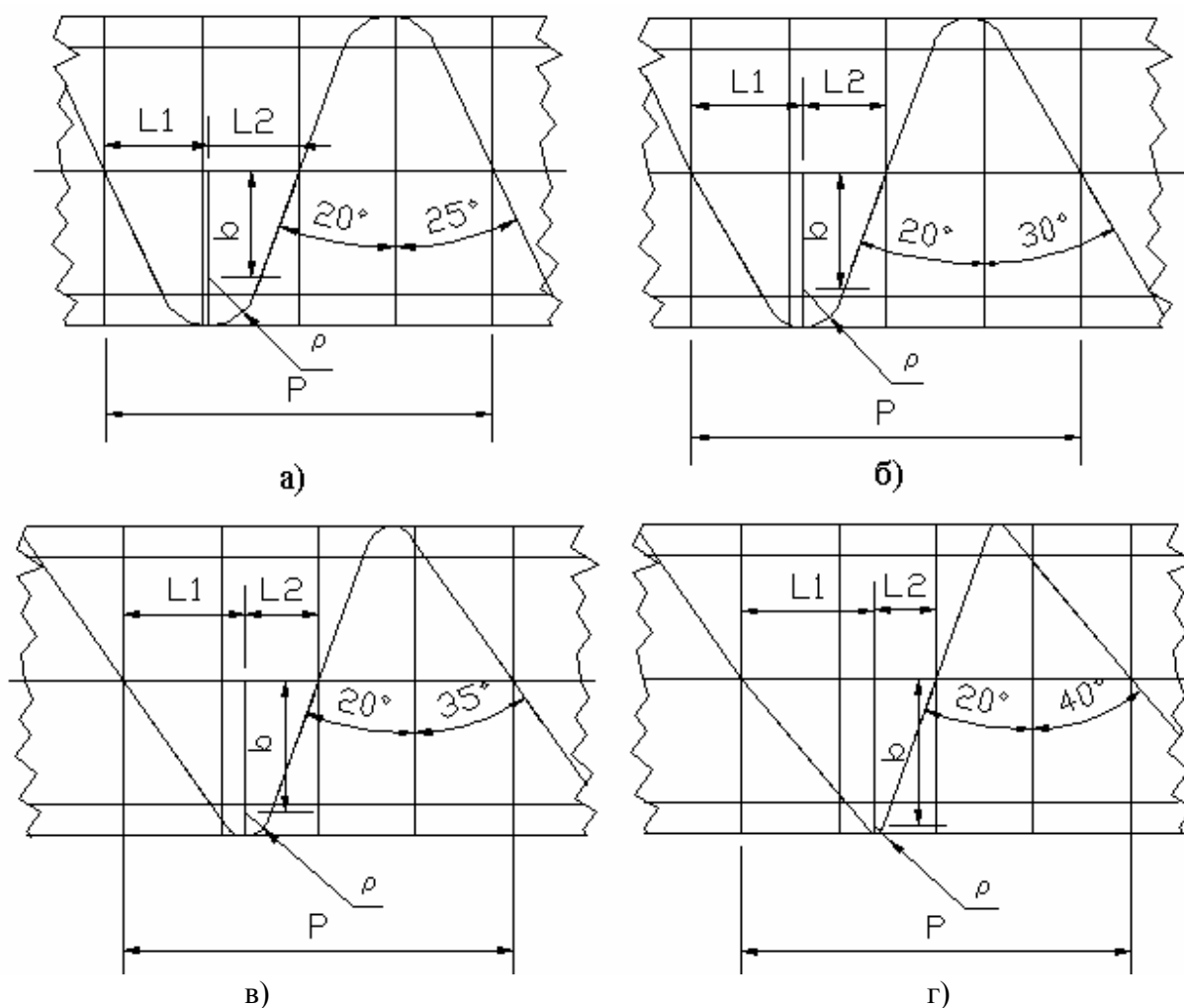


Рис. 2.

На рис.2 (а, б, в, г) показаны исходные производящие реечные контуры с углами профиля $\alpha_1 = 20^\circ$, а $\alpha_2 = 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 45^\circ$. Параметры этих исходных производящих реечных контуров приведены в таблице 4.

Таблица 4.

α_1	α_2	h_a^*	h_f^*	c^*	L_1^*	L_2^*	b^*	ρ^*
20°	25°	1	1	0,25	0,837	0,734	0,852	0,398
	30°				0,900	0,671	0,941	0,309
	35°				0,978	0,593	1,054	0,197
	40°				1,080	0,491	1,194	0,056

Примечание: h_a^* - коэффициент высоты головки; h_f^* - коэффициент высоты ножки; c^* - коэффициент радиального зазора; ρ^* - коэффициент радиуса кривизны переходной кривой; L_1, L_2, b - параметры, характеризующие положение центра окружности ($L_1 = L_1^* \cdot m$; $L_2 = L_2^* \cdot m$; $b = b^* \cdot m$, где m - модуль).

Если профиль зацепления будет модифицирован, а нагрузка приложена в районе полюса зацепления, то радиус кривизны переходной кривой не существен, поскольку напряжение изгиба не является опасным. Если точка приложения нагрузки может переходить на верхнюю кромку, то при выборе коэффициента радиуса кривизны переходной кривой надо учитывать напряжение изгиба, при этом следует помнить, что смысл увеличения угла профиля заключается в снижении именно контактных напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория эвольвентных зубчатых передач / Э. Б. Вулгаков. М.: Машиностроение. 1995. - 320 с.
2. Болотовский И.А., Васильева О.Ф., Котельников В.П. Эвольвентные зубчатые колёса с несимметричными зубьями. – Вестник машиностроения, 1984, №4, с.15-17.
3. ГОСТ 16532-70 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт геометрии".

Поступила в редакцию 27.11.2003