

ПОДРЕЗАНИЕ ПРОФИЛЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА ПЛАНЕТАРНОЙ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИИ ФРЕЗЕРОВАНИЕМ

Докт. техн. наук ПАШКЕВИЧ М. Ф.,
канд. техн. наук, доц. ПАШКЕВИЧ В. М., асп. ПАШКЕВИЧ А. М.

Белорусско-российский университет,
Белорусский национальный технический университет

При образовании периодического профиля центрального колеса фреза, двигаясь вдоль периодической кривой, занимает ряд последовательных положений. В вершинах периодической кривой может происходить срезание части рабочего профиля, так как формообразование рабочей поверхности зубьев колеса осуществляется на некотором расстоянии от периодической кривой, по которой перемещается ось фрезы. Явление подрезания вершин отрицательно сказывается на работе передачи, потому что в вершинах происходит размыкание контакта плунжера с периодическим профилем центрального колеса, а затем – его замыкание. Данное явление сопровождается ударами и повышенным шумом. При этом снижается нагрузочная способность передачи.

На рис. 1 представлена схема подрезания рабочего профиля многопериодного кулачка, в соответствии с которой можно установить, что величина подрезания рабочего профиля k численно равна

$$k = \frac{b}{2} \frac{1 - \cos \alpha_2}{\cos \alpha_2}, \quad (1)$$

где b – диаметр формообразующего инструмента (концевой фрезы) или сферического плунжера.

Из схемы на рис. 2 можно установить, что подрезание вершины происходит тогда, когда многопериодная кривая, по которой перемещается ось формообразующего инструмента, не имеет радиусного сопряжения в вершинах или когда этот радиус мал. Для исключения подрезания необходимо добиться огибания фрезой вершины N периодического профиля. Это возможно в том случае, когда минимальный

радиус многопериодной кривой в ее вершинах составляет не менее половины диаметра фрезы, т. е.

$$r_{\min} \geq b/2. \quad (2)$$

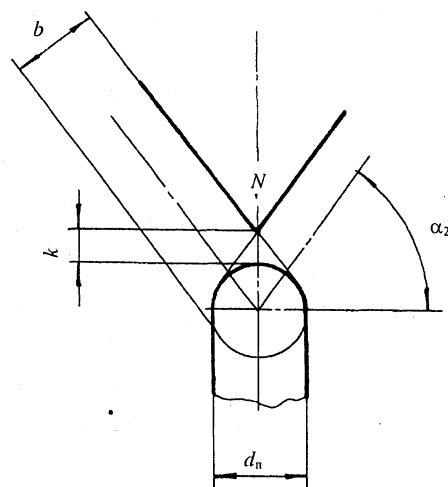


Рис. 1. Схема подрезания периодического профиля кулачка при его фрезеровании концевой фрезой

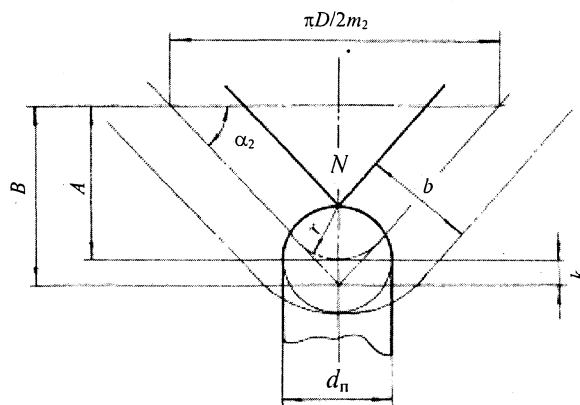


Рис. 2. Схема оценки условия исключения подрезания периодического профиля при его формообразовании

Следовательно, наибольшая амплитуда многопериодной кривой, равная эксцентриситету ведущего кулачка и гарантирующая отсутствие подрезания, может быть определена разностью

$$A_{\max} = B - k = e. \quad (3)$$

Из схемы на рис. 2 также следует, что

$$B = \frac{\pi D}{4m_2} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (4)$$

Тогда с учетом (4) и (1) соотношение (3) примет вид

$$e = \frac{\pi D}{4m_2} \operatorname{tg} \alpha_2 - \frac{b(1 - \cos \alpha_2)}{2 \cos \alpha_2}. \quad (5)$$

Из (5) при заданных e , b и принятом значении α_2 можно найти наибольшее число периодов m_2 многопериодного кулачка, при которых может быть исключено подрезание:

$$m_2 = \frac{\pi R \sin \alpha_2}{2e \cos \alpha_2 + b(1 + \cos \alpha_2)}. \quad (6)$$

Отсюда найдем наибольший диаметр сферической части плунжера, при котором отсутствует подрезание периодического профиля, если заданы R , e и m_2 , т. е.

$$d_n = \frac{\pi R \sin \alpha_2 - 2em_2 \cos \alpha_2}{m_2(1 + \cos \alpha_2)}. \quad (7)$$

Если же заданы d_n , m_2 , e и α_2 , то можно определить средний радиус периодического профиля кулачка R , при котором его подрезания не происходит:

$$R = \frac{m_2(2e \cos \alpha_2 + d_n(1 + \cos \alpha_2))}{\pi \sin \alpha_2}. \quad (8)$$

Для заданного передаточного отношения передачи можно построить сопряженные профили с числом периодов m_1 и m_2 по произвольному принятому виду одного из них. Если ведущим кулачком является эксцентрик радиусом r с эксцентриситетом e , то построение сопря-

женной с эксцентриком кривой, имеющей m_2 периодов, по которой очерчен периодический профиль центрального колеса, можно выполнить в соответствии с изложенной в [1] последовательностью.

Графическое построение удобно для визуализации формы сопряженных кривых на стадии проектирования передач, т. е. для оценки рассмотренного выше явления подрезания профиля многопериодного кулачка при его формообразовании, а также для графической аппроксимации профиля простейшими линиями, удобными в технологическом отношении, и определения непосредственным измерением углов его подъема на различных участках.

Установлено, что периодический профиль можно заменить сочетанием прямых линий и дуг окружностей. Эту аппроксимацию наиболее просто производить при помощи ЭВМ, используя среду Auto Cad. Для этой цели разработана программа для персональной ЭВМ, в соответствии с которой по исходным параметрам передачи (толщине центрального колеса по впадине, числу зубьев колеса, количеству плунжеров, форме их рабочей части, величине эксцентриситета ведущего эксцентрика, диаметру эксцентрика) производится построение совокупности последовательных положений плунжеров.

На рис. 3 показана схема аппроксимации периодического профиля центрального колеса для сферической формы плунжера. Путем построения огибающих линий в той же среде Auto Cad получен аппроксимированный рабочий профиль центрального колеса, который содержит отрезки пересекающихся прямых

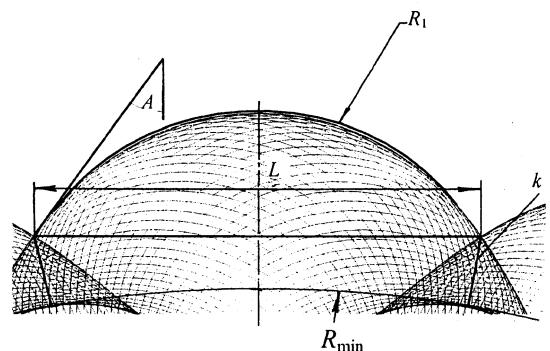


Рис. 3. Схема аппроксимации периодического профиля центрального колеса

у вершин зубьев и дуги окружностей, сопрягающие эти отрезки. Параметры аппроксимирующих огибающих (углы A между осью симметрии зуба и аппроксимирующей прямой, радиус R_1 впадины между смежными зубьями, расстояние L между двумя смежными вершинами зубьев и величины подрезания зубьев k) рассчитываются ЭВМ, и их численные значения могут быть выведены на дисплей по запросу оператора.

Погрешность аппроксимации всегда имеет место, однако ее величина может быть сведена к минимуму путем соответствующего подбора параметров аппроксимирующих линий.

Анализ формообразования профиля центрального колеса концевой фрезой показал, что минимальный радиус колеса, который соответствует вершинам зубьев, определяется соотношением

$$R_{\min} = D_3 / 2 - e + d_n, \quad (9)$$

где D_3 – диаметр ведущего кулачка-эксцентрика; d_n – диаметр сферического плунжера.

Аппроксимация профиля центрального колеса при величинах диаметра шарового плун-

жера $d_n = 10$ мм, эксцентриситета $e = 2,5$ мм и различных значениях диаметра ведущего кулачка D_3 позволила определить численные значения параметров R_1 , A , k и L (табл. 1). По результатам, представленным в таблице, были получены математические соотношения в виде уравнений первой степени для вычисления этих параметров. Уравнения имеют вид:

- для колеса с числом зубьев $m_2 = 17$

$$R_1 = 4,68 + 0,073 D_3; \quad (10)$$

$$A = 23,44 + 0,265 D_3; \quad (11)$$

$$k = 2,63 - 0,024 D_3; \quad (12)$$

$$L = 3,66 + 0,19 D_3, \quad (13)$$

- для колеса с числом зубьев $m_2 = 34$

$$R_1 = 3,32 + 0,034 D_3; \quad (14)$$

$$A = 33,7 - 0,071 D_3; \quad (15)$$

Таблица 1

Параметры аппроксимации профиля центрального колеса

D_3	$m_2 = 17$				$m_2 = 34$				$m_2 = 50$			
	R_1	A	k	L	R_1	A	k	L	R_1	A	k	L
40	6,5	35	2,06	11,5								
50	7,2	36	1,4	13,2								
60	7,3	39	0,9	15								
70					5,77	41	3,23	8,7				
80	8,8	44	0,6	18,6								
90					6,34	41	2,52	10,5				
100	11	51	0,3	22,5					5,7	41	3,3	
110					7	39	1,75	12,2				
120	12,1	55	0	26,8					6	41	3,1	
130					7,5	41	1,2	14				
140									6,3	43	2,5	
150					8,4	43	0,74	15,8				
160									6,8	41	2,05	
170					9	47	0,35	17,6				
180									7,3	38	1,57	
190					9,8	49	0,22	19,5				
200									7,8	42	1,1	
210												
220									8	40	0,9	

$$k = 4,77 - 0,026 D_3; \quad (16)$$

$$L = 2,39 + 0,09 D_3, \quad (17)$$

- а для колеса с числом зубьев $m_2 = 50$

$$R_1 = 3,83 + 0,029 D_3; \quad (18)$$

$$A = 42,57 - 0,011 D_3; \quad (19)$$

$$k = 5,74 - 0,023 D_3; \quad (20)$$

$$L = 1,714 + 0,06 D_3. \quad (21)$$

Параметры аппроксимирующих линий, вычисленные по приведенным формулам, обеспечивают малые отклонения профиля зубьев центрального колеса от номинального и, как следствие, нормальную работу передачи с минимальными шумом и вибрациями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пашкевич М. Ф., Геращенко В. В. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания: Обзор. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.

УДК 621.9.06

ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ

Канд. техн. наук, доц. КАШТАЛЬЯН И. А., инж. ЖУКОВСКИЙ П. К.

Белорусский национальный технический университет

В современном машиностроительном производстве все большее место занимают методы механической обработки, осуществляемые с переменными (нестационарными) режимами резания. На токарных станках с числовым программным управлением (ЧПУ) их применяют при торцовом и фасонном точении, обработке биматериалов, а также для повышения производительности, точности и виброустойчивости обработки нежестких деталей [1]. С этой целью в технологическое программное обеспечение устройства числового программного управления (УЧПУ) включают модули, реализующие различные закономерности изменения подачи и скорости резания в функции пути (линейное и модулированное изменение подачи, прерывание подачи, поддержание постоянства скорости резания и подачи наоборот в условиях бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя и др.) [2]. На базе этих модулей разрабатываются также адаптивные системы, у

которых в качестве канала управления используются подача и скорость резания. Включение модулей осуществляется по параметрам, задаваемым в кадре управляющей программы, либо автоматически в зависимости от уровня силы резания или вибраций. В результате в течение одного рабочего хода часто реализуются различные закономерности изменения режимов резания. При этом в широких пределах изменяются геометрические параметры сечения срезаемого слоя, кинематические углы режущего лезвия инструмента. Это определяет условия протекания пластического деформирования в зоне резания и оказывает существенное влияние на стабильность силового и температурного режимов, а также на стойкость режущего инструмента. Вследствие этого существующие косвенные методы оценки величины износа (по силам резания, вибрациям, акустической эмиссии в зоне резания и др.) могут оказаться не эффективными из-за необходимости решения