

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ РЕАЛИЗАЦИИ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В.З. Мельников

Рассмотрена задача поиска эффективных способов повышения надежности и качества зубчатых передач, в частности, на основе их синтеза с многопарным зацеплением, что приводит к снижению нагрузки на зубья и, как следствие, к повышению прочностной выносливости и уменьшению уровня шума передач. Синтез передач с многопарным зацеплением осуществлен при высотной, а также высотно-профильной модификации исходного контура при условии обеспечения значения коэффициента торцевого перекрытия более двух. Установлено, что уменьшения уровня шума передач можно достигнуть путем снижения твердости материала зубьев при многопарном контакте. Приведены результаты геометрического расчета многопарных передач, а также сравнительного расчета передач с одно-, двух-, трехпарным зацеплением и зацеплением большей парности. Показано, что можно использовать зубчатые передачи с допустимой величиной подреза зубьев в целях увеличения коэффициента перекрытия и, следовательно, показателя парности зацепления.

Ключевые слова: зубчатая передача, многопарное зацепление, исходный контур, модификация исходного контура.

Введение

Требования к обеспечению надежности и качества зубчатых передач во многих случаях в значительной мере противоречивы. В связи с этим обеспечение качества передач можно осуществлять путем поиска решений, частично устраняющих возникающие противоречия. Реализация данной задачи возможна как традиционными методами, заключающимися в повышении точности изготовления и сопротивляемости действующим нагрузкам, так и методами на основе инноваций. Традиционные методы требуют значительных материальных затрат и не всегда приводят к желаемым результатам. К методам, использующим инновационные решения, можно отнести методы проектирования зубчатых передач с многопарным зацеплением [1–4]. Передачи, обеспечивающие постоянный контакт нескольких пар зубьев, имеют более высокие показатели по прочности, ресурсу и уровню шума по сравнению со стандартными передачами с однопарным зацеплением. Однако производство многопарных передач связано с относительной сложностью их параметрического расчета, проектирования и изготовления.

Постановка задачи

В общем виде решение задачи реализации многопарного зацепления заключается в определении геометрии передач, удовлетворяющей условиям многопарного контакта, проведении проверочного расчета усталостной прочности передачи при нагружении, а также технологическом обеспечении процесса изготовления многопарной передачи.

При расчете геометрии передач в качестве показателя парности зацепления используют коэффициент торцевого перекрытия ε_α , характеризующий отношение длины активной линии зацепления к шагу зацепления:

$$\varepsilon_\alpha = F(z_c, x_c, \alpha, h_a^*, \beta), \quad (1)$$

где z_c – суммарное число зубьев зубчатых пар; x_c – суммарный коэффициент смещений зубчатых пар; α – угол профиля; h_a^* – коэффициент высоты головки исходного контура; β – угол наклона зубьев.

Расчет геометрии передач с многопарным зацеплением проводят при необходимых условиях по подрезанию, интерференции и заострению зубьев, соответствующих условию

$$\varepsilon_\alpha > 2. \quad (2)$$

В общем случае реализация условия (2) осуществляется путем высотно-профильной модификации зубьев при отрицательных смещениях исходного контура и следующих параметрах контура: $\alpha \leq 20^\circ$; $h_a^* > 1$. В n -парной передаче, в которой n – целая часть коэффициента торцевого перекрытия ε_α , показатель парности зацепления n определяют как функцию

$$n = \text{INT}(\varepsilon_\alpha), \quad (3)$$

где INT – оператор функции наибольшего целого числа, не превышающего заданного числового значения.

Активная линия зацепления состоит из двух участков, включающих в себя область n -парного и область $(n+1)$ -парного зацепления. Целая часть коэффициента ε_α характеризует область n -парного зацепления, а дробная часть – область $(n+1)$ -парного зацепления. Расчет геометрии передач при условии (2) проводят на основе анализа потенциально возможных значений коэффициента торцевого перекрытия $\varepsilon_{\alpha 0}$ [5]:

$$\varepsilon_{\alpha 0} = \frac{4h_a^*}{\pi \sin 2\alpha}. \quad (4)$$

Потенциально возможные значения коэффициентов $\varepsilon_{\alpha 0}$ для наиболее часто применяемых исходных контуров представляют собой следующее:

$\alpha, ^\circ \dots\dots 20$	20	17,5	14,5
$h_a^* \dots\dots 1,0$	1,3	1,3	1,3
$\varepsilon_{\alpha 0} \dots\dots 1,980$	2,575	2,886	3,414

На основании приведенных данных можно заключить, что условие (2) для передач со стандартным исходным контуром в общем случае теоретически не осуществимо. Его реализация возможна только при нестандартных значениях параметров исходного контура. Начальной задачей реализации многопарного контакта является определение параметров зацепления, обеспечивающих в передаче заданный n -парный контакт зубьев.

Решения задачи реализации многопарного контакта

Основным решением данной задачи является компьютерное моделирование многопарного зацепления на основе прикладных программ по расчету геометрии и прочности зубчатых передач. Методическое обеспечение прикладных программ составляют ГОСТ 16532–70 и ГОСТ

21354–87. Анализ зависимостей (1) и (4) показывает, что для решения указанной задачи необходима высотно-профильная модификация исходного контура.

В общем случае для изготовления передач с модифицированным исходным контуром требуется специальный зуборезный инструмент, соответствующий выбранному контуру. При массовом производстве передач использование специального инструмента вполне оправдано. Обеспечение эффективности единичного или мелкосерийного производства достигается путем применения врезного шлифования зубьев без фрезерования [6], что исключает необходимость в специальном инструменте.

Другим решением рассматриваемой задачи является проектирование передач только с высотной модификацией зубьев, когда $\alpha = 20^\circ$, а $h_a^* > 1$. В этом случае для изготовления передач можно использовать и стандартный инструмент, так как коэффициент высоты профиля инструмента h_0^* , например червячной фрезы, составляет не менее 2,5. В частности, за счет уменьшения радиального зазора в передаче до $0,1m$ (m – модуль зуба) в допустимых пределах можно увеличивать высоту профиля зубьев и обеспечивать выполнение условия (2).

В качестве примера в табл. 1 приведены значения коэффициента ε_α для отдельных цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления с высотной модификацией профиля согласно работе [7] и исходным данным, исключая подрезание, интерференцию и недопустимое заострение зубьев и удовлетворяющим условию (2) при различных допустимых значениях коэффициента h_a^* и коэффициента радиального зазора c^* (вариант 1 и вариант 2). Расчет геометрии передач проводили при $m = 1$ мм, так как коэффициент ε_α от модуля m не зависит.

Как видно из табл. 1, при высотной модификации исходного контура и использовании стандартного производящего контура полная высота зубьев может быть увеличена, например до $2,4m$, по сравнению со стандартной высотой, равной $2,25m$, что при неизменном диаметре впадин приводит к увеличению внешнего диаметра зубьев и коэффициента ε_α .

Дальнейшее увеличение показателя парности зацепления возможно в основном путем уменьшения угла профиля α и увеличения коэффициента высоты головки h_a^* , т.е. в результате высотно-профильной или только высотной

Таблица 1

Значения коэффициента ε_α для двухпарной передачи

z_1	x_1	z_2	x_2	$\alpha, ^\circ$	h_a^*	c^*	ε_α
<i>Вариант 1</i>							
21	-0,098	43	-0,395	20	1,13	0,14	2,021
23	-0,210	47	-0,320	20	1,13	0,14	2,064
25	-0,210	51	-0,330	20	1,13	0,14	2,075
27	-0,220	55	-0,330	20	1,13	0,14	2,086
29	-0,220	59	-0,330	20	1,13	0,14	2,092
31	-0,220	63	-0,340	20	1,13	0,14	2,100
<i>Вариант 2</i>							
21	-0,077	43	-0,40	20	1,15	0,1	2,038
23	-0,192	47	-0,32	20	1,15	0,1	2,083
25	-0,300	51	-0,25	20	1,15	0,1	2,119
27	-0,320	55	-0,27	20	1,15	0,1	2,145
29	-0,430	59	-0,20	20	1,15	0,1	2,176
31	-0,450	63	-0,20	20	1,15	0,1	2,189

Примечание. В табл. 1 z_1, z_2 – числа зубьев зубчатых колес; x_1, x_2 – коэффициенты смещений.

модификации зубьев, когда $h_a^* > 1,25$. В таких случаях для изготовления передач применяется специальный инструмент.

В отдельных случаях увеличение коэффициента ε_α согласно условию (2) возможно и без модификации исходного контура – только за счет отрицательных смещений контура, при которых появляется подрез зубьев в виде вогнутого профиля переходной кривой. Величина подреза при этом может контролироваться расчетом допустимых напряжений при изгибе в опасном сечении ножки зуба.

Вместе с тем во многих случаях подрезание зубьев сопровождается их интерференцией, что недопустимо, так как приводит к заклиниванию передач. Четкого разделения этих состояний пока не наблюдается, а образование подреза зубьев без интерференции является случайным. Опыт моделирования многопарных передач подтверждает, что возможность увеличения коэффициента ε_α при допустимой величине подреза зубьев не следует рассматривать как способ повышения парности зацепления без полной или частичной модификации исходного контура.

В качестве примера в табл. 2 приведены значения коэффициентов торцевого перекрытия при подрезании зубьев ε_α^* для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления с высотной модификацией профиля при $m=1$ мм и исходными данными, исключающими интерференцию и заострение зубьев, но с допустимой величиной подреза зубьев.

В общем случае подрез зубьев возникает только при их обработке методом обката инструментом реечного типа. При нарезании зубьев методом копирования профильным инструментом, например дисковыми модульными фрезами, подрезание зубьев, как таковое, отсутствует. Из этого следует, что увеличение коэффициента ε_α согласно условию (2) при высотной модификации профиля зубьев в допустимых пределах возможно также и при увеличении отрицательных смещений исходного контура, не приводящих к интерференции зубьев и недопустимым напряжениям при изгибе. Синтез n -парных передач возможен при любых произвольных значениях n , что указывает на широкие возможности проектирования многопарных передач.

В табл. 3 в качестве примера приведены данные для прямозубых цилиндрических передач с трех-, четырех- и пятипарным внешним зацеплением при $m=1$ мм без подрезания, интерференции и заострения зубьев при различных значениях угла α и коэффициента высоты головки h_a^* .

Из табл. 3 видно, что увеличение коэффициента ε_α возможно и при одновременном увеличении угла профиля α и коэффициента высоты головки h_a^* , хотя, как известно из опыта проектирования передач, увеличение угла профиля приводит к уменьшению коэффициента ε_α . Из этого следует, что для увеличения показателя парности зацепления требуется увеличить коэффициент высоты головки h_a^* . Кроме того,

Таблица 2

Значения коэффициента ε_a^* для передач с допустимой величиной подреза зубьев

z_1	x_1	z_2	x_2	$\alpha, ^\circ$	h_a^*	c^*	ε_a^*
19	-0,05	39	-0,42	20	1,15	0,1	2,020
21	-0,10	43	-0,40	20	1,15	0,1	2,054
23	-0,20	47	-0,33	20	1,15	0,1	2,092
25	-0,32	51	-0,27	20	1,15	0,1	2,141
27	-0,43	55	-0,20	20	1,15	0,1	2,174

Таблица 3

Значения коэффициента ε_a для передач с трех-, четырех- и пятипарным зацеплением

z_1	x_1	z_2	x_2	$\alpha,^\circ$	h_a^*	c^*	ε_α
С трехпарным зацеплением							
41	−0,1	43	−0,19	17,5	1,75	0,25	3,13
				18,0	1,80		3,15
41	−0,1	44	−0,23	17,5	1,75	0,25	3,16
				18,0	1,80		3,18
41	−0,1	45	−0,28	17,5	1,75	0,25	3,19
				18,0	1,80		3,21
41	−0,1	50	−0,51	17,5	1,75	0,25	3,36
				18,0	1,80		3,37
41	−0,1	123	−0,63	17,5	1,75	0,25	3,46
				18,0	1,80		3,47
С четырехпарным зацеплением							
66	−0,06	69	−0,16	14,5	2,0	0,25	4,11
				15,0	2,1		4,19
66	−0,06	70	−0,19	14,5	2,0	0,25	4,13
				15,0	2,1		4,21
66	−0,06	75	−0,35	14,5	2,0	0,25	4,26
				15,0	2,1		4,34
66	−0,06	80	−0,50	14,5	2,0	0,25	4,39
				15,0	2,1		4,46
66	−0,06	85	−0,66	14,5	2,0	0,25	4,54
				15,0	2,1		4,60
66	−0,06	132	−0,75	14,5	2,0	0,25	4,63
				15,0	2,1		4,69
С пятипарным зацеплением							
83	−0,35	90	−0,57	14,5	2,25	0,25	5,27
				15,0	2,35		5,30
83	−0,35	95	−0,63	14,5	2,25	0,25	5,34
				15,0	2,35		5,36
83	−0,35	100	−0,67	14,5	2,25	0,25	5,38
				15,0	2,35		5,41
83	−0,35	110	−0,68	14,5	2,25	0,25	5,39
				15,0	2,35		5,42
83	−0,35	166	−0,69	14,5	2,25	0,25	5,39
				15,0	2,35		5,43

в качестве лимитирующего критерия оценки прочности многопарных передач можно использовать прочность зубьев при изгибе.

Для обоснованного выбора параметров передач кроме собственно геометрического расчета необходимо провести прочностной анализ передач. При расчете прочности многопарной передачи расчетную нагрузку на зубья принимают в зависимости от показателя парности зацепления.

Расчетные напряжения в полюсе зацепления зубчатого колеса многопарной передачи в соответствии с ГОСТ 21354–87 определяли по формулам:

$$\sigma_H = K_Z \sqrt{K_H K_n \frac{F_t(u+1)}{\varepsilon_a b_w d_w u}}; \quad (5)$$

$$\sigma_F = K_F K_Y K_n \frac{F_t}{\varepsilon_a b_w m}, \quad (6)$$

где σ_H, σ_F – расчетные контактные и изгибные напряжения в зубьях, МПа; K_H, K_F – коэффициенты нагрузки при контакте и изгибе; F_t – окружная сила на начальном цилиндре в торцевом сечении, Н; K_Z – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, форму сопряженных поверхностей зубьев, суммарную длину контактных линий и угол наклона зубьев при контактном нагружении; K_Y – коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений; K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении, равный 1,1–1,25 в зависимости от показателя парности n , жесткости контакта, точности передачи и т.д.; d_w, b_w – начальный диаметр и ширина зубчатого колеса, мм; u – передаточное число.

Зависимости (5) и (6) позволяют непосредственно оценивать влияние парности зацепления на прочность передач по условиям их контактной и изгибной прочности. В качестве примера в табл. 4 приведены результаты расчета зубчатой пары с одно- и многопарным зацеплением при постоянном межосевом расстоянии. Расчет проводили на основе ГОСТ 16532–70, ГОСТ 21354–87 и зависимостей (6), (7).

Как следует из табл. 4, передачи с двух- и трехпарным зацеплением могут передавать соответственно в 1,4 и 1,7 раза больший крутящий момент, чем передачи с однопарным

зацеплением при одних и тех же габаритных размерах. Стендовые испытания двухпарных передач, проведенные в ОАО ГАЗ и ОАО «Автомобиль» при участии ФГБОУ ВПО МГИУ показали, что их параметры по прочности, ресурсу и уровню шума по сравнению с однопарными улучшены, в частности, предел статической прочности и ресурс передач в среднем в 1,4–1,9 раза больше, а уровень звукового давления на 1,5–2,5 дБ меньше.

Дальнейшее уменьшение уровня шума передач возможно при увеличении внутреннего трения в материалах зубчатых пар, что можно обеспечить, например при применении сталей с низкой твердостью. Испытания на шум зубчатых пар из сталей с различными значениями твердости показали, что уровень звукового давления для зубчатых пар с твердостью зубьев HB 213–217 на 6–8 дБ меньше, чем для зубчатых пар с твердостью зубьев HRC 59–61.

В общем случае зубчатые передачи, состоящие из зубчатых колес с невысокой твердостью, имеют значительно более низкие показатели по контактной и изгибной выносливости, чем зубчатые передачи, состоящие из зубчатых колес с высокой твердостью зубьев, что препятствует их применению в силовых передачах. Для повышения несущей способности таких передач их можно изготавливать с многопарным зацеплением, что позволит увеличить прочность в среднем в n раз по изгибу и в $\sqrt{n}$ раз по контакту. Передачи с низким уровнем шума и достаточно высокими показателями по несущей способности и прочности можно использовать и в силовых передачах. Синтез таких передач производится на основе компромиссных решений по условиям обеспечения заданных показателей по уровню шума, несущей способности, прочности, ресурсу и габаритам.

Таким образом, проектирование зубчатых передач с n -парным зацеплением в целях обеспечения их качества в общем случае можно осуществлять как при стандартном, так и при модифицированном исходном контуре. При стандартном контуре n -парное зацепление можно обеспечить в основном только с двухпарным зацеплением.

Дальнейшее увеличение показателя парности зацепления является случайным, так как критерии по выделению состояний подрезания и интерференции зубьев при резании обкаточным инструментом пока не установлены, а для обработки методом копирования эти состояния,

Таблица 4

Результаты расчета передач с одно- и многопарным зацеплением

Параметры зубчатой передачи	Зубчатая передача		
	однопарная	двухпарная	трехпарная
Модуль зуба, мм	5	5	4,5
Межосевое расстояние, мм	165,75	165,75	165,75
Угол профиля	20°	20°	20°
Коэффициент высоты головки	1	1,3	1,75
Число зубьев (шестерня/колесо)	30/31	32/33	37/38
Передаточное число	1,033	1,031	1,027
Угол наклона зубьев	22°	15°	7°
Коэффициент смещения (шестерня/колесо)	0,261/0	-0,07/-0,4	-0,4/-0,45
Ширина зубчатого венца, мм	40	40	40
Диаметр вершин зубьев (шестерня/колесо), мм	174,5/177	178/180	180/184
Высота зубьев, мм	11,22	14,25	16,88
Нормальная толщина зубьев (шестерня/колесо), мм	8,80/7,85	7,6/6,4	5,8/5,6
Угол зацепления	22° 31' 40»	18° 14' 02»	15° 37' 53»
Коэффициент торцевого перекрытия	1,44	2,17	3,19
Частота вращения шестерни, 1/мин	1500	1500	1500
Материал зубчатой пары	Сталь 20X2H4A	Сталь 20X2H4A	Сталь 20X2H4A
Крутящий момент (шестерня / колесо), Н·м	1442/1490	1970/2030	2450/2510
Твердость зубьев	HRC 63	HRC 63	HRC 63
Срок службы, ч	10 000	10 000	10 000
Контактные напряжения на зубьях (шестерня/колесо), МПа	890/875	1048/1032	1050/1034
Изгибные напряжения на зубьях, (шестерня/колесо), МПа	313/329	309/330	331/332
Допускаемое напряжение при контакте (шестерня/колесо), МПа	1113/1113	1113/1113	1113/1113
Допускаемое напряжение при изгибе (шестерня/колесо), МПа	331/331	331/331	333/333
Коэффициент безопасности (при контакте/при изгибе)	1,3/1,5	1,3/1,5	1,3/1,5
Коэффициент повышения несущей способности (шестерня/колесо)	1/1	1,37/1,36	1,7/1,68

в частности состояние подрезания зубьев, не характерны. Возможности реализации многопарного зацепления с любым значением показателя парности зацепления при модифицированном контуре ограничиваются только практической целесообразностью применения многопарных передач.

Заключение

На основе высотно-профильной или только высотной модификации профиля зубьев путем компромиссных решений можно существенно повысить надежность и качество передач, в частности их несущую способность, при уменьшенных габаритах и малом уровне шума без значительных материальных затрат. Существенным условием для этого является использование передач с многопарным зацеплением. В отдельных случаях при нарезании зубьев методом обката требуемый результат возможен и для передач со стандартным исходным контуром.

Проектирование передач с n -парным зацеплением при нарезании зубьев методом копирования изучено мало, поэтому в дальнейшем необходимо провести исследования в этом направлении, например компьютерное моделирование n -парного зацепления с учетом условий изготовления передач.

Список литературы

1. Повышение несущей способности механического привода / под ред. профессора В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1973. – 224 с.
2. Авиационные зубчатые передачи и редукторы / под ред. Э.Б. Вулгакова: справочник М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
3. Winter H., Podlesnik B. Zahnfedersteifigkeit von Stirnradpaaren. Teil 2 // Antriebstechnik. 22(1983) Nr. 5. S. 51–58.
4. Мельников В.З. Повышение качества зубчатых передач путем оптимизации геометрии зацепления и свойств материала // СТИН. 2003. № 1. С. 21–24.
5. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И.А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 447 с.
6. Фрадкин Е.И. О шлифовании чугунных зубчатых колес из непрорезанной заготовки // Вестник машиностроения. 1996. № 9. С. 22–24.
7. Пат. на полезную модель 101759 Российская Федерация. Цилиндрическая зубчатая передача внешнего зацепления с двухпарным зацеплением зубьев / О.В. Таратынов, В.В. Клепиков, В.З. Мельников. Бюл. № 3 от 27.01.2011.

Материал поступил в редакцию 29.10.2012

МЕЛЬНИКОВ Владимир Зиновьевич

E-mail: melcapr@list.ru
Тел.: (499) 121-58-97

Кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВПО МГИУ. Сфера научных интересов – теория, проектирование и технология изготовления передач зацеплением. Автор 110 научных публикаций.