Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. ХХХУП, 1981 г.

УДК 621.831:513.001.24

КОМБИНИРОВАННОЕ СМЕЩЕНИЕ ПРОИЗВОДЯЩЕГО КОНТУРА КАК РЕЗЕРВ ПРОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГОРНЫХ МАШИН

И.П.ИВАНОВ

Высокопроизводительные горнодобывающие машины можно создавать лишь на основе оптимальных решений по конструктивным компоновкам, в которых большую роль играют механические передачи. Нагрузочной способностью и долговечностью зубчатых передач определяются рабочий ресурс, затраты на производство и ремонт горных машин.

В горном машиностроении страны годовой выпуск только высоконапряженных крупномодульных колес составляет, по данным ИГД им.А.А.Скочинского, примерно 75 тыс.штук; стоимость же одного колеса из хромоникелевой стали при модуле 12-14 мм равна 30-40 руб. Срок службы высоконапряженных малогабаритных цилиндрических и конических зубчатых колес редукторов исполнительных органов комбайнов нередко составляет лишь 1,2-1,6 тыс.ч, т.е. 6-12 мес., что не удовлетворяет современным требованиям; 40 % зубчатых колес заменяют при первом ремонте, около 75 % зубчатых колес отбраковывают при капитальных ремонтах комбайнов из-за разрушения поверхностного слоя, заедания, износа зубьев и усталостного их выкрашивания; свыше 20 % колес отбраковывают из-за хрупких разрушений - усталостного излома зубьев, скалывания торцов и кромок. Затраты на заменяемые зубчатые колеса, например, для комбайнов БК-52, 2К-52 составляют около 60 % стоимости всех запасных частей.

Из-за ограниченного срока службы еще менее удовлетворяют эксплуатационным требованиям конические зубчатые колеса с круговыми зубьями (со средним углом наклона 10^{0}), также применяемые в редукторах режущих частей выемочных комбайнов; при первом же капитальном ремонте до 80 % колес заменяют из-за крупных разрушений, изломов, износа и заеданий зубьев.

В стране выпускается ежегодно примерно 530 тыс.редукторов, применяемых в подъемно-транспортном, металлургическом, горно-обогатительном, химическом машиностроении, где роль зубчатых передач и производственные затраты не менее значительны. Переход на высокие твердости зубьев в стремлении поднять контактную выносливость передач и уменьшить их размеры приводит к снижению запасов прочности, которые в ряде случаев уже не удовлет-

воряют предъявляемым требованиям. Приведенные примеры убеждают в актуальности исследований, направленных на повышение прочности, несущей способности и износостойкости зубчатых передач.

В горных машинах в основном применяют колеса с зубьями, упрочненными цементацией с закалкой до высокой твердости (56-63 *HRC*). Чаще всего колеса крупномодульные (например, в выходных ступенях серийных узкозахватных комбайнов модуль 12-16 мм), с нешлифованными зубьями, т.е. относительно невысокой точности. При этом наиболее опасным моментом нагружения зубьев является положение нагрузки у верхней кромки профиля зуба. Шаговые и профильные ошибки исполнения колес усугубляют напряженное состояние зубьев. Нагрузочная способность таких передач при скорости до 1,8 м/с ограничивается износом и заеданием зубьев, а при 2-15 м/с - усталостным изломом, являющимся наиболее опасным видом разрушения, приводящим к аварийности и повреждению обломками зубьев других деталей.

Меры по повышению износостойкости и усталостной прочности зубчатых поверхностей нередко противоречат способам повышения изломной прочности зубьев; так, при заданном межосевом расстоянии колес уменьшение модуля повышает стойкость зубьев против задиров и усталостного выкрашивания, но снижает их прочность.

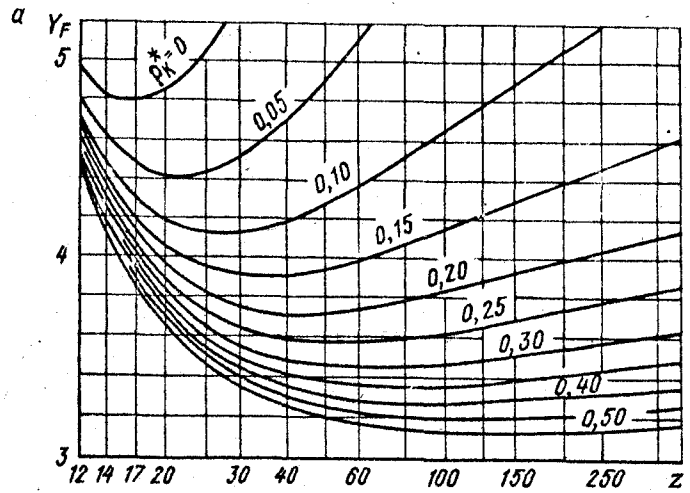
Максимальные напряжения на переходном контуре зуба цилиндрического колеса определяют при нагрузке, приложенной к верхней кромке профиля зуба:

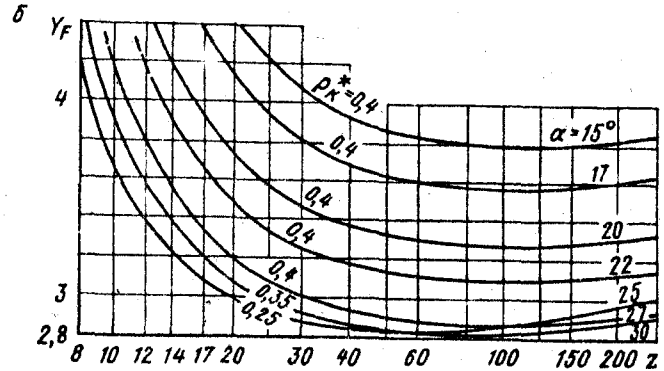
$$\sigma_F = Y_\varepsilon \, Y_\beta \, Y_F \, w_{Ft} / m \ , \qquad (1)$$

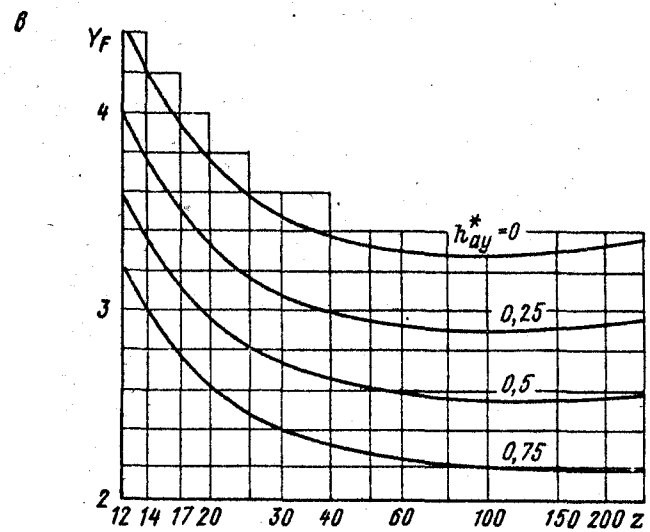
где Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для передач невысокой точности $Y_\varepsilon = 1$; Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев, для прямозубых колес $Y_\beta = 1$; Y_F - коэффициент, учитывающий форму зубьев; w_{Ft} - удельная расчетная окружная сила; m - модуль зубьев.

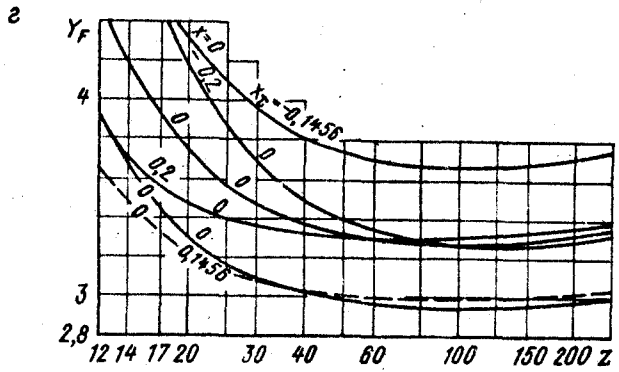
Коэффициент Y_F представляет сложную функцию со многими переменными. Он зависит от числа зубьев, формы производящего контура (профильного угла, высоты и радиуса скругления кромки зуба) и смещений его при нарезании зубьев, от места приложения нагрузки на зубе. Влияние отдельных параметров на коэффициент Y_F, т.е. на напряжения зубьев, сложное и взаимосвязанное, а возможности управлять каждым из них ограничены, поэтому поиски оптимального комплекса параметров для различных передач представляют весьма трудные и неоднозначные по решению задачи. Целевая функция уже в самой постановке представляется переменной зоной, что создает трудности даже при решении на ЭВМ. По гипотезе ломаных сечений на ЭЦВМ рассчитаны коэффициенты Y_F в практическом диапазоне числа зубьев $z = 12 \div 250$ (см.рисунок). Они незначительно отличаются от коэффициентов, определяемых по теории упругости.

Преимущественное применение в производстве зубчатых цилиндрических колес горных машин получил стандартный исходный производящий контур с углом профиля $\alpha = 20^0$ и коэффициентами высоты головки $h_a^* = 1$ и радиуса кривизны линии притупления $\rho_K^* = 0,4$, реализуемый червячными фрезами и гребенками. В некоторых отраслях машиностроения находят применение нестандартные исходные контуры [2], что связано прежде всего с использова-









Влияние на напряжения зубьев: а – радиуса кривизны линии притупления исходного производящего контура с коэффициентом высоты головки h_a^* = 1 и углом профиля α = 20°; б – угла профиля α исходного производящего контура с коэффициентом высоты головки h_a^* = 1; в – расстояния h_{ay} от точки приложения нагрузки до окружности вершин; г – радиального и тангенциального смещений стандартного исходного производящего контура

нием специальных режущих инструментов, а значит, с удорожанием технологии. Получаемые при этом преимущества ограничены и неравноценны по отдельным показателям. Например, из рисунка,а следует, что в цилиндрических колесах возможное увеличение радиуса кривизны линии притупления исходного производящего контура до радиуса полного скругления вершин ($\rho^*_{K\,max}$ = = 0,44847) лишь незначительно снижает напряжения.

Для сильно нагруженных тихоходных передач подъемных, строительных, дорожных машин теоретически рассматривалась [I] рациональность применения исходного производящего контура с уменьшенной высотой, причем прочность зубьев оценивалась по номинальным напряжениям с условным учетом их концентраций. Приближенные расчеты показывают, что возможно повышение прочности I6–I00 укороченных до h^*_a = 0,6 зубьев соответственно на 35–20 % по сравнению с нормальными по высоте. Коэффициент торцового перекрытия при этом допускается даже меньшим единицы, необходимое перекрытие зубьев предполагается обеспечивать косозубостью.

Положительное влияние уменьшенной высоты исходного производящего контура без смещений на максимальные с учетом концентраций напряжения зубьев подтверждает рассчитанный нами график при h^*_a = 0,8 (пунктирная кривая на рисунке,г). Однако при существующих способах нарезания укороченных зубьев требуются специальные режущие инструменты[x].

Одним из простых способов повышения прочности зубьев является радиальное относительно заготовки колеса смещение стандартного реечного производящего контура при нарезании зубьев колес. Ранее были построены графики коэффициентов формы зубьев Y_M, рассчитанные в зависимости от числа зубьев и смещений реечного производящего контура при различных радиусах скругления [3], причем

$$Y_F\, Y_M \cos\alpha = 1 . \qquad (2)$$

Коэффициенты Y_F нужны для современных расчетов на выносливость при изгибе зубьев цилиндрических прямозубых и косозубых передач, а также для расчетов на малоцикловую выносливость и на прочность при изгибе зубьев максимальной нагрузкой.

В прочностных расчетах неравносмещенных передач допустима прямая пропорциональность коэффициентов Y_F высоте зубьев, уменьшенной против нормальной на уравнительное смещение Δym ; тогда для расчетов напряжений по формуле (I) коэффициент, учитывающий форму зубьев,

$$Y_{Fy} = (1 - 0{,}445\,\Delta y) Y_F . \qquad (3)$$

Теоретически наибольшая прочность зубьев должна быть в неравносмещенных положительных передачах с повышенным за счет смещений до 25–27°

---

[x] Уменьшение диаметра заготовки шестерни тихоходной передачи, если позволяет перекрытие зубьев, лишь частично уменьшает ее напряжение.

углом зацепления. При этом сравнительно с нормальным зацеплением удельные скольжения обычно уменьшаются, что положительно влияет на износостойкость зубьев. Торцовое же перекрытие получается минимальным, а уменьшенная толщина зубьев шестерен по вершинам проявляется неблагоприятно и в ряде передач неприемлема. Чаще используют равносмещенные зацепления.

Существенного повышения изгибной прочности эвольвентных зубьев при одновременном уменьшении удельных скольжений можно достичь тангенциальным смещением зубчатых профилей. Для этого при нарезании стандартным инструментом цилиндрических колес реечному производящему контуру нужно задать смещение по касательной к делительной окружности[x] зубчатого колеса и выполнить дополнительно рабочий проход нарезания зубьев. Пара сопряженных колес, хотя бы одно из которых нарезано с таким смещением производящего контура, образует зацепление с уменьшенной высотой захода зубьев при стандартном радиальном зазоре и меньших напряжениях зубьев. При этом в силе остаются возможности радиального смещения, так что в итоге профили зубьев получаются с комбинированным смещением. Естественно, что введение новых переменных параметров усложняет известные представления о возможностях зубчатых передач. Разработанные автором теоретические основы геометрии и прочности передач с комбинированным смещением профилей позволяют надеяться на реализацию ряда преимуществ и новых возможностей некоторых разновидностей зацепления в горных машинах, в первую очередь, с целью повышения изгибной прочности и износостойкости зубьев передач, не отличающихся высокой точностью.

Отметим, что радиальное и тангенциальное смещения, характеризуемые соответственно коэффициентами x и x_τ, при одинаковой делительной толщине зубьев по-разному влияют на напряжения, о чем можно судить по эквивалентным в отношении толщины зубьев кривым (см.рисунок,г) как с положительными смещениями ($x = 0,2$ и $x_\tau = 0,1456$), так и с отрицательными ($x = -0,2$ и $x_\tau = -0,1456$).

Решение задачи повышения прочности зубьев должно учитывать соотношение напряжений в зубьях сопряженных колес. Равнопрочности соответствует равенство напряжений зубьев шестерни и колеса с учетом числа циклов нагружений. Статическая прочность или малоцикловая выносливость зубьев сопряженных колес при одинаковых материалах и видах термообработки будет одинаковой для обоих колес при равенстве коэффициентов, учитывающих форму зубьев. Циклическая выносливость зубьев передач, работающих в закрытой масляной ванне, зависит от передаточного числа U. Так, для зубьев шестерни и колеса с высокой твердостью при равенстве допускаемых напряжений примерно одинаковая выносливость достигается при отношении коэффициентов, учитывающих форму зубьев, в виде

$$Y_{F_2} / Y_{F_1} = \sqrt[9]{U}, \qquad (4)$$

что является требуемым соотношением запасов прочности зубьев шестерни и колеса.

---

[x] Это отрицательное тангенциальное смещение; положительное тангенциальное смещение требует неравноделенности шага производящего контура; в конических колесах обе разновидности легко реализовать разводом резцов.

Сравнительные показатели нормальных зубчатых передач, передач с радиальным r и радиально-тангенциальным $r\tau$ смещениями стандартного реечного производящего контура при $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $a_w = a$, $s_a^* \geq 0{,}4$

U	$\frac{z_2}{z_1}$	Требуемые $\frac{1}{Y_{F_1}} : \frac{1}{Y_{F_2}}$, %	Тип смещения	x_1	$-x_2$	$-x_{\tau_1}$	$-x_{\tau_2}$	ε_α	$\frac{1}{Y_{F_1}}$, %	$\frac{1}{Y_{F_1}} : \frac{1}{Y_{F_2}}$, %	$s_{a_1}^*$	$s_{a_2}^*$	$-\vartheta_{P_1}$	$-\vartheta_{P_2}$
			–	–	–	–	–	1,74	100	96	0,7	0,8	1,3	0,8
2,03	67/33	109	r	0,65	0,65	–	–	1,62	106	134	0,5	0,8	0,3	1,5
			$r\tau$	0,60	0	0,184	0,253	1,21	128	109	1,0	1,0	0,4	0,8
			–	–	–	–	–	1,73	100	94	0,7	0,8	1,7	1,1
2,45	71/29	110	r	0,75	0,75	–	–	1,58	107	110	0,4	0,8	0,2	1,5
			$r\tau$	0,60	0	0,174	0,263	1,20	129	111	0,9	1,0	0,3	1,0
			–	–	–	–	–	1,60	100	83	0,6	0,7	50,0	1,7
2,60	39/15	111	r	0,432	0,432	–	–	1,49	122	112	0,4	0,8	2,0	2,8
			$r\tau$	0,60	0,10	0,175	0,189	1,20	145	110	0,8	1,0	1,0	2,0
			$r\tau$	0,50	0	0,080	0,284	1,20	151	120	1,0	0,9	1,5	1,7
			–	–	–	–	–	1,63	100	85	0,7	0,8	11,2	1,0
2,94	50/17	113	r	0,50	0,50	–	–	1,51	119	110	0,4	0,8	0,2	2,3
			$r\tau$	0,50	0	0,045	0,319	1,22	149	127	1,0	0,9	1,0	1,5
			–	–	–	–	–	1,70	100	91	0,7	0,8	2,5	0,9
3,17	76/24	114	r	0,75	0,75	–	–	1,46	113	110	0,4	0,9	0,4	1,7
			$r\tau$	0,50	0	0,115	0,249	1,27	132	113	0,9	0,9	0,7	0,7
			$r\tau$	0,75	0,237	0,124	0,249	1,20	137	118	0,9	1,0	0,3	1,1
			–	–	–	–	–	1,69	100	91	0,7	0,8	4,6	1,0
4,00	80/20	117	r	0,60	0,60	–	–	1,53	116	104	0,4	0,8	0,6	1,6
			$r\tau$	0,60	0,06	0,131	0,262	1,20	141	114	1,0	1,0	0,6	1,1
			–	–	–	–	–	1,67	100	84	0,6	0,8	15,9	1,1
4,88	83/17	119	r	0,50	0,50	–	–	1,51	119	102	0,4	0,8	1,1	1,7
			$r\tau$	0,65	0,289	0,058	0,205	1,20	151	115	0,9	0,9	0,6	1,3
			$r\tau$	0,60	0,10	0,095	0,269	1,20	148	125	0,8	0,9	0,6	1,3
			–	–	–	–	–	1,65	100	78	0,5	0,8	9,6	1,2
6,15	86/14	122	r	0,40	0,40	–	–	1,52	123	98	0,4	0,8	2,6	1,7
			$r\tau$	0,50	0	0,066	0,298	1,21	155	119	1,0	0,9	1,6	1,2
			$r\tau$	0,55	0,066	0,059	0,293	1,20	158	121	0,9	0,9	1,3	1,3

Примечание. Величины с индексом 1 характеризуют шестерню, с индексом 2 – колесо.

Применение тангенциального смещения стандартного режущего инструмента позволяет не только повышать прочность зубьев для любого из сопряженных колес в отдельности, но и обеспечивать их равнопрочность. Не вдаваясь в

очевидные сложности решений подобных задач, покажем на примерах, приведенных в таблице, возможности повышения прочности зубьев при одновременном улучшении таких важных показателей, как наибольшие удельные скольжения ϑ_P (от которых зависит износостойкость) и толщина зубьев по вершинам S_a в большом диапазоне передаточного числа при сумме зубьев $z_1 + z_2 =$ $= 100^x$. При этом коэффициент торцового перекрытия ε_α меньший, чем в зацеплении без смещений, может быть выдержан заданным при обеспечении равнопрочности зубьев шестерни и колеса. Отметим, что во всех примерах угол зацепления и межосевое расстояние те же, что и в нормальных зацеплениях, а толщина по вершинам $S_a \geqslant 0{,}4m$.

Как показывают расчеты, относительная прочность зубьев с тангенциальным смещением значительно повышается (до полуторакратной по сравнению с нормальными) во всем диапазоне передаточного числа (см. значения $1/Y_{Fl}$ в таблице), а также при различной сумме зубьев.

Прочность передач сравнивали по коэффициентам, учитывающим форму зубьев, поскольку все представленные зацепления являются равносмещенными. В неравносмещенных передачах необходимо дополнительно учитывать изменение начального модуля и числа зубьев. Исходя из равенства передаваемого крутящего момента, соотношение условных прочностей шестерен сравниваемых передач в этом случае

$$\frac{1}{\sigma_F'} : \frac{1}{\sigma_F} = \frac{Y_F}{Y_F'} \frac{z'}{z} \left(\frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha_w'} \right)^2, \qquad (5)$$

где α_w – угол зацепления.

Как показывают расчеты, и по сравнению с неравносмещенными положительными передачами свойства передач с комбинированным смещением оказываются лучшими, а вопрос толщины зубьев по вершинам шестерни в них вообще не возникает.

Разумеется, реальные свойства передач, преимущества которых показаны теоретически, можно будет оценить лишь соответствующими экспериментами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бунаков Ю.Н., Ковальский Б.С. Исследование зацепления с укороченными зубьями. – В кн.: Детали машин, Киев, Техника, 1973, вып. 16.

2. Голованов Н.Ф., Гинзбург Е.Г., Фирун Н.Б. Зубчатые и червячные передачи. Л., Машиностроение, 1967.

3. Иванов И.П., Васильев Н.И. Расчеты коэффициентов формы корригированных зубьев колес.-Зап. ЛГИ, 1975, т. 69, вып. 1.

[x] В таблице даны примеры и при сумме зубьев, равной 54 и 67.