



Применение оптимизационных методов и интерактивного блокирующего контура при выборе коэффициентов смещения (корректировании) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления

Валерий Голованёв

Введение

Требования к повышенной прочности, долговечности, износоустойчивости и плавности работы зубчатых передач были, есть и будут приоритетными при проектировании зубчатых передач. Широкие возможности для удовлетворения этих требований предоставляет так называемое корректирование эвольвентных зубчатых колес. Сущность корректирования сводится к использованию различных участков одной и той же эвольвенты. Корректирование производится путем изменения положения (смещения) инструмента относительно заготовки в станочном зацеплении. Именно корректирование позволяет без материальных затрат с помощью стандартного инструмента изменять форму

и размеры зубьев, варьировать качественные показатели и нагрузочную способность передачи, вписывать передачу в требуемое межосевое расстояние, а также проектировать работоспособные передачи, функционирование которых при нулевых смещениях просто невозможно (например, с пятью-шестью зубьями на малой шестерне).

Показателями, отражающими корректирование зубчатой пары, являются коэффициенты смещения исходного контура — x_1 и x_2 .

Наглядным способом отображения зависимости геометрических параметров и качественных показателей передачи от коэффициентов смещения являются кривые, построенные для каждого сочетания чисел зубьев передачи z_1 и z_2 в плоской системе координат x_1 и x_2 . Эта система

координат была предложена М.Б. Громаном [1], а в дальнейшем получила развитие в работах В.А. Гавриленко [13] и коллектива, возглавляемого И.А. Болотовским. Именно В.А. Гавриленко предложил термин «блокирующий контур зубчатой передачи».

Суть блокирующего контура (БК) — рис. 1 [2] состоит в том, чтобы на плоскости координат x_1 , x_2 в виде набора линий показать основные ограничения, в пределах которых будет обеспечена кинематически правильная работа зубчатой передачи.

Таковыми ограничениями (изолиниями) являются:

- предельно допустимое минимальное значение коэффициента торцового перекрытия $\epsilon_\alpha = 1$ (при $\epsilon_\alpha < 1$ будет нарушена непрерывность зацепления зубьев в передаче);
- интерференция в рабочем зацеплении;
- границы допустимого подрезания;
- предельно допустимое минимальное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин зубьев $s_{na} = 0$;
- срезание зуба зубчатого колеса зуборезным долбяком при обработке колеса инструментом.

Внутри блокирующего контура могут быть проведены линии условных границ, за которые переходить не рекомендуется: $\epsilon_\alpha = 1, 2$, $s_{na} = 0,4m_n$, линии $x_1 = x_{min1}$ и $x_2 = x_{min2}$, ограничивающие начало подрезания, а также линия $x_1 + x_2 = 0$ (при расчете передачи по коэффициентам смещения) или линия $x_1 + x_2 = x_\Sigma$ (при расчете передачи с фиксированным межосевым расстоянием).

Кроме того, представляет интерес линия выравнивания удельных скольжений (ЛВУС) в нижних точках активных профилей зубьев $\theta_{p1} = \theta_{p2}$. По сути, эта линия является критерием износоустойчивости передачи. Выделение этой линии на БК было сделано И.А. Болотовским [3]



Валерий Голованёв, инженер-аналитик, программист

на основании работ Я.И. Дикера [4].

Многие ученые задавались вопросом о принципах рационального выбора коэффициентов смещения. Не вызывают сомнений выводы И.А. Болотовского [3] о том, что параметры рациональной коррекции зависят от условий работы и вида наиболее вероятного разрушения зубьев, от материалов, из которых изготовлены колеса, и их термообработки, от способа изготовления зубчатых колес, от класса точности передачи и т.д.

Более подробная информация об использовании блокирующих контуров при проектировании эвольвентных цилиндрических передач дана автором в совместной статье с профессором Д.Т. Бабичевым [13].

Методы оптимизации, интерактивный блокирующий контур и расчет передачи

Создание альбомов блокирующих контуров зубчатых передач коллективом под руководством И.А. Болотовского [8, 9, 10] обеспечило конструкторов и расчетчиков мощным инструментом по подбору коэффициентов смещения, однако не решило задачу

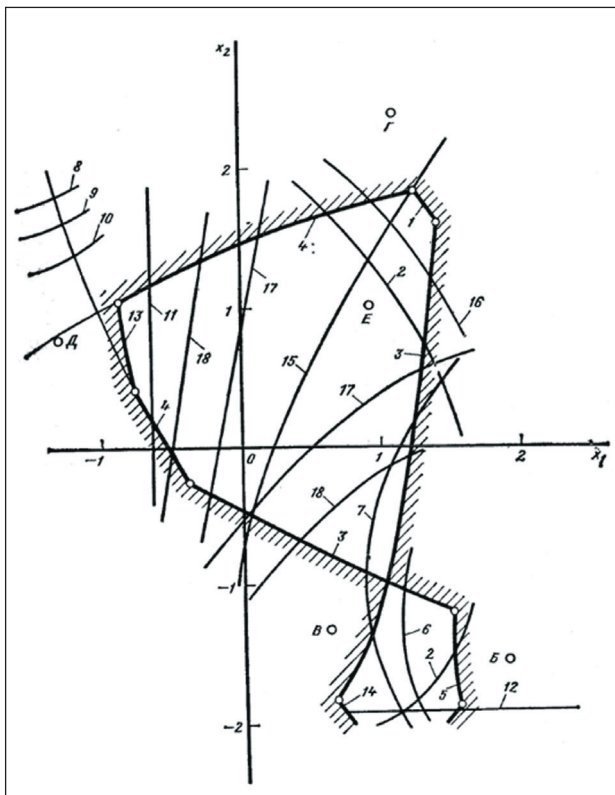


Рис. 1. Блокирующий контур передачи внешнего зацепления, составленной из колес, нарезанных реечным инструментом



Геометрический расчёт

Страница 1 | Страница 2 | Предмет расчёта

Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев	z_1, z_2	20	40
2. Модуль, мм	m_n	2	
3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0° 0' 0"	
4. Направление линии зуба ведущего колеса	—	прямое	
5. Угол профиля зуба исходного контура	α	20° 0' 0"	
6. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
7. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	
8. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	
9. Ширина зубчатого венца, мм	b_1, b_2	34	34
10. Коэффициент смещения исходного контура	$x_{1,2}$	0	0
11. Диаметр измерительного ролика, мм	D_1, D_2	3.464	3.464
12. Инструмент для обработки	—	рейка	рейка
13. Параметры инструмента	—		

Рис. 2. Диалоговое окно «Геометрический расчёт»

оптимального выбора параметров корригирования. Подбор коэффициентов требовал от конструктора определенных профессиональных навыков и неоднократного выполнения трудоемких расчетов передачи.

С появлением ПЭВМ задача построения интерактивного блокирующего контура уже решалась [11], однако основной целью построения было использование при интерактивном проектировании многократно строящихся БК, на которых в процессе проектирования изменялись границы полей допустимых значений и перемещались линии качественных показателей.

В настоящее время задачей оптимального выбора коэффициентов смещения зубчатой

передачи должна заниматься компьютерная программа, использующая для поиска решения методы оптимизации. В данном случае проектируемая зубчатая передача представляется в виде математической модели с заданной совокупностью критериев и системой геометрических ограничений по параметрам зацепления. А интерактивный БК должен служить удобным средством визуализации системы ограничений и линий качественных показателей зацепления.

Что же представляет собой математическая модель зубчатой передачи? По сути, это геометрический расчет, выполняемый по ГОСТ 16532-70 [6], и расчет на прочность, выполняемый по ГОСТ 21354-87 [7], с целевой

функцией, выстраиваемой по одному или по совокупности критериев.

Для построения линий БК, помимо математической модели зубчатой передачи, необходимы методы поиска линий экстремумов для тех или иных показателей (геометрических и прочностных) в двумерном поле значений коэффициентов смещения.

Эти аспекты были использованы при разработке подсистемы расчета и выбора коэффициентов смещения для модуля расчетов цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (рис. 2 и 3), входящего в комплекс программ КОМПАС-GEARS, который, в свою очередь, является частью разработанного автором статьи приложения «Валы и механические передачи 3D» для системы трехмерного моделирования КОМПАС-3D российской компании АСКОН.

В качестве метода оптимизации для решения поставленной задачи была выбрана про-

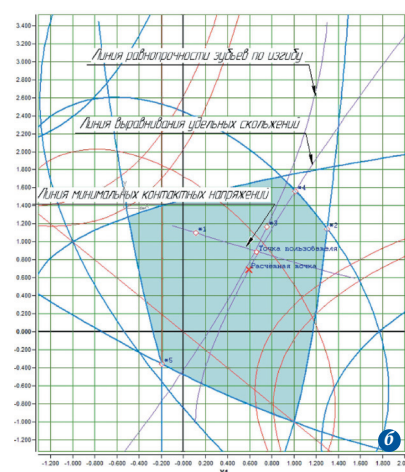
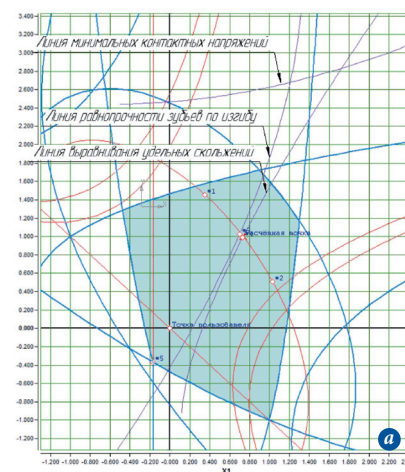


Рис. 4. Линии механических показателей зацепления: а — для прямозубой передачи, б — для косозубой передачи (точка *1 — оптимальная точка по критерию контактной прочности, *2 — по изгибной прочности, *3 — по равнопрочности на изгибу, *4 — по износоустойчивости и заеданию, *5 — по плавности работы)

Расчет и выбор коэффициентов смещения

Параметры передачи: $z_1=20, z_2=40, m_n=2, \alpha=20^\circ, \beta=0^\circ, b_1=34, b_2=34, d_1=34, d_2=34$. Расчетная нагрузка $T_{\text{расч}}=500 \text{ Н} \cdot \text{м}, n_1=500$ об/мин

Ограничения: $\tau_{\text{min}} \geq 0.4 \tau_n, \tau_{\text{max}} \leq 0.4 \tau_n, \epsilon_a \geq 1.2$

По рекомендации ГОСТ 16532-70 (Применение 2) для геометрии передач Ввод вручную

$x_1=0, x_2=0$ $x_1=$ $x_2=$

По рекомендации ГОСТ 16532-70 (Применение 2) для силовых передач По рекомендации ISO

$x_1=0.5, x_2=0.5$

По методике неограниченной оптимизации зубчатого зацепления (автор - Голованов В.А.) (Все символы принят одинаковы)

Критерии оптимизации	Коэффициенты смещения				Коэффициенты запаса прочности				Угловое увеличение		Коэффициент торсионного перекручивания
	x_1	x_2	β_{H1}	β_{H2}	β_{F1}	β_{F2}	β_{F3}	β_{F4}	θ_{p1}	θ_{p2}	
1	0	0	1.03	1.03	0.889	0.966	-4.2505	-1.5177	1.6352		
2	0	0	1.03	1.03	0.889	0.966	-4.2505	-1.5177	1.6352		
3	0.5	0.5	1.093	1.093	1.070	1.064	-1.1173	-1.0847	1.3702		
4	0.3	-0.3	1.02	1.02	0.994	0.911	-1.7386	-2.1501	1.5993		
5	0.73	1.0014	1.107	1.107	1.186	1.166	-0.7895	-0.781	1.201		
6	0.9405	0.67	1.099	1.099	1.304	1.098	-0.4918	-1.0615	1.2012		
7	0.7948	0.2946	1.107	1.107	1.189	1.165	-0.7822	-0.7665	1.201		
8	0.75	0.994	1.107	1.107	1.189	1.164	-0.7818	-0.767	1.2011		
9	0.9405	0.67	1.099	1.099	1.304	1.098	-0.4918	-1.0615	1.2012		
10	0.5136	-0.0268	1.046	1.046	1	0.961	-1.6428	-1.5372	1.533		
11	0.73	1.0014	1.107	1.107	1.186	1.166	-0.7895	-0.781	1.201		
12	0.1275	-0.0566	1.03	1.03	0.931	0.940	-2.8134	-1.7129	1.6122		
13	0.7013	1.0412	1.108	1.108	1.171	1.174	-0.8341	-0.749	1.201		
14	0.2811	-0.1281	1.036	1.036	0.967	0.942	-1.8016	-1.7999	1.5642		
15	0.7326	0.9970	1.107	1.107	1.187	1.165	-0.7856	-0.764	1.201		
16	-0.3161	0.32	1.034	1.034	0.797	1.028	-23.4861	-0.9557	1.6524		

Контактная прочность
 Прочность по изгибу
 Равнопрочность по изгибу зубьев ведущего и ведомого колеса
 Износоустойчивость и наибольшее сопротивление заеданию (выраженное угловым скольжением в граничной точке зацепления профильного зубья)
 Плавность работы (максимальное значение коэффициента перекручивания)

Рис. 3. Диалоговое окно «Расчет и выбор коэффициентов смещения»



граммная реализация метода SUMT Фиакко и Маккормика [5].

После визуализации основного диалогового окна подсистемы (рис. 3) автоматически строится ИБК. Далее пользователь может вручную выбрать точку с коэффициентами смещения x_1 и x_2 непосредственно на поле или запустить оптимизационный расчет для нахождения коэффициентов x_1 и x_2 .

В результате выполнения оптимизационного расчета будут найдены решения, отражающие все возможные сочетания пяти критериев:

- контактной прочности (запас прочности по контактным напряжениям);
- прочности по изгибу (запас прочности по изгибным напряжениям);
- равнопрочности по изгибу зубьев ведомого и ведущего колеса;
- износостойкости и наибольшего сопротивления заеданию;
- плавности работы передачи.

Новые линии в блокирующем контуре зубчатой передачи

После выполнения расчета в ИБК дополнительно строятся:

- линия равнопрочности по изгибу зубьев ведущего и ведомого колеса (ЛРПИ);
- линия минимальных контактных напряжений (ЛМКН) (линия значений x_2 , при которых при заданном x_1 значение контактных напряжений будет минимально).

Эти линии строятся с учетом:

- реально заданной нагрузки из расчета на прочность при максимальной нагрузке (ГОСТ 21354-87 [7]);
- механических свойств материалов ведущего и ведомого колеса;
- схемы работы передачи.

Для удобства восприятия линия выравнивания удельных скольжений, линия равно-

прочности по изгибу и линия минимальных контактных напряжений выделены в отдельную цветовую группу, которую назовем **Группой линий механических показателей зацепления**.

При этом установлено следующее:

- линия равнопрочности по изгибу (ЛРПИ) проходит, как правило, рядом с линией выравнивания удельных скольжений;
- линия минимальных контактных напряжений (ЛМКН) пересекает линию равнопрочности по изгибу и линию выравнивания удельных скольжений (ЛВУС). При этом чаще всего для прямозубых передач ЛМКН расположена выше зоны блокирующего контура, а для косозубых передач ЛМКН проходит через зону блокирующего контура (рис. 4).

Можно было бы предположить, что для косозубых передач вопрос визуальной локализации передач с оптимальными характеристиками прочности и износостойкости следует считать решенным — оптимальной считалась

бы точка, находящаяся на ЛМКН между точкой ее пересечения с ЛВУС и точкой пересечения с ЛРПИ. Эта точка (точка пользователя на рис. 4б), безусловно, будет очень близка к оптимальности, но положение реальной точки экстремума, определенного по совокупности трех критериев, соответствующих этим линиям, может быть несколько иным.

Изополя коэффициентов запаса контактных и изгибных напряжений в блокирующем контуре

Продолжением работ по построению линии минимальных контактных напряжений стали работы по построению совокупности изолиний (изополей) коэффициентов запаса прочности. Так, для прямозубой передачи форма изополей будет такой, как показано на рис. 5 и 6.

При этом «прямоугольная» форма изополей коэффициентов запаса изгибных напря-

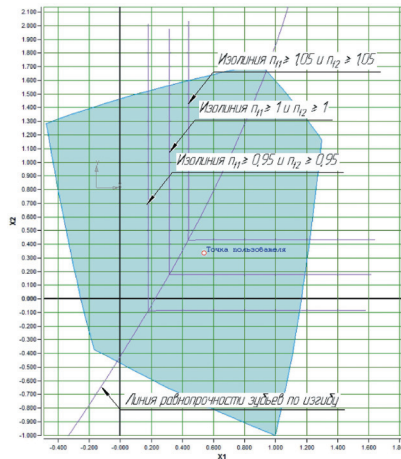


Рис. 6. Изополя коэффициентов запаса изгибных напряжений для прямозубых и косозубых ($\beta < 10^\circ$) передач

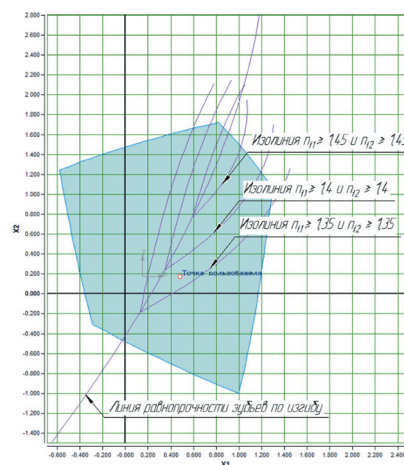


Рис. 8. Изополя коэффициентов запаса изгибных напряжений для косозубых передач ($\beta > 10^\circ$)

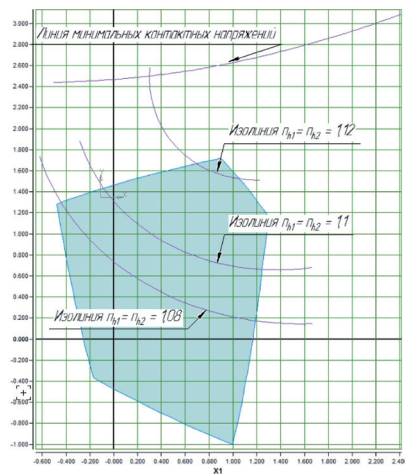


Рис. 5. Изополя коэффициентов запаса контактных напряжений для прямозубых передач

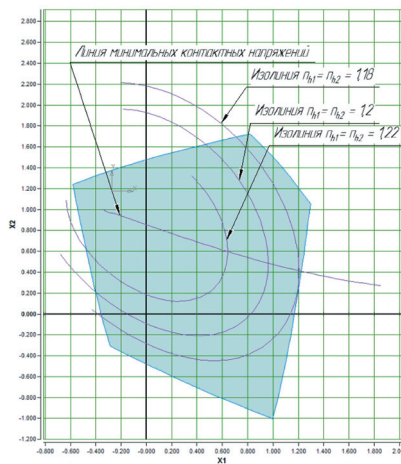


Рис. 7. Изополя коэффициентов запаса контактных напряжений для косозубых передач ($\beta > 0^\circ$)

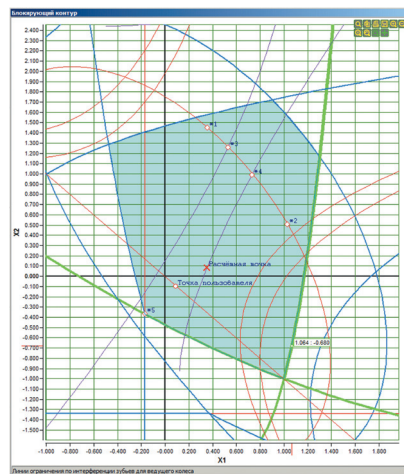


Рис. 9. Увеличенное окно с интерактивным блокирующим контуром

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра	Исходные данные	Ведущее колесо		Ведомое колесо	
		z_1, z_2	20	40	
Число зубьев	z_1, z_2	20	40		
Модуль, мм	m	2	2		
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"			
Исходный контур		ГОСТ 13755-81			
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"			
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1			
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,25			
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ^*	0,36			
Ширина зубчатого венца, мм	b	34	34		
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0		
Степень точности		7-C	7-C		
Определяемые параметры					
Передаточное число	i		2		
Межосевное расстояние, мм	a_w		60,2 ¹⁾		
Делительный диаметр, мм	d	40	80		
Диаметр вершины зубьев, мм	d_a	44	84		
Диаметр впадины зубьев, мм	d_f	35	75		
Начальный диаметр, мм	d_0	40	80		
Основной диаметр, мм	d_b	37,586	75,175		
Угол зацепления	α_w		20°00'00"		
Контролируемые и широтные параметры					
Постоянная хорды, мм	s_w	2,774	2,774		
Высота до постоянной хорды, мм	h_w	1,495	1,495		
Радиус кривизны разномодульных профилей зубьев в точках, определяющих постоянную хорду, мм	ρ_s	8,316	15,157		
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	ρ_f	1,762	9,085		
Условие $\rho_f \geq r_f$ (относительно смещения постоянной хорды)		выполнено	выполнено		
Число зубьев в дуге общей нормали	$Z_{\alpha n}$		5		
Длина общей нормали, мм	W	15,521 ²⁾	27,852 ²⁾		

Рис. 10. Результаты геометрического расчета

жений сохраняется для прямозубых передач и передач с малыми углами наклона β (до 10°). Для косозубой передачи с углом наклона $\beta = 15^\circ$ форма изополей коэффициентов запаса изгибных напряжений существенно меняется.

Линии изополей коэффициентов запаса контактных напряжений четко группируются вокруг рассмотренной выше линии минимальных контактных напряжений (рис. 7 и 8).

Дальнейшее использование изополей просто и понятно. Передача с искомыми значениями коэффициентов запаса будет находиться в зонах, расположенных между линиями изополей.

Работа с интерактивным блокирующим контуром

Интерактивный блокирующий контур представлен в отдельном окне.

Таблица 1. Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки

Наименование и обозначение параметра	Исходные данные	Ведущее колесо		Ведомое колесо	
		z_1, z_2	20	40	
Число зубьев	z_1, z_2	20	40		
Модуль, мм	m	2	2		
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"			
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"			
Ширина зубчатого венца, мм	b	34	34		
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0		
Степень точности		7-C	7-C		
Вариант схемы расположения передач			5		
Марка материала	σ_{Hlim}	Сталь 120Х3А ГОСТ 4543-71	Сталь 120Х3А ГОСТ 4543-71		
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC		56	56		
Расчетная нагрузка (вращающий момент на ведущем колесе), Н·м	T_{max}		500		
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1		500		
Определяемые параметры					
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v		1,047		
Расчет на контактную прочность					
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	K_H		1,186		
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_H		3,774		
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны контакта	$K_{H\beta}$		1,005		
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{Ht}		25000		
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	W_H		861,851		
Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}		2592,322		
Допустимое контактное напряжение, МПа	σ_{Hlim}	2454	2454		
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	S_H	1,03	1,03		
Расчет на прочность при изгибе					
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	K_F		1,216		
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_F		4,313		
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны контакта	$K_{F\beta}$		1,005		
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{Ft}		25000		
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	W_F		899,289		
Расчетное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}		1857,031		1708,648
Допустимое напряжение изгиба, МПа	σ_{Flim}	1600	1600		
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	S_F	0,889	0,956		

Рис. 11. Результаты расчета на прочность при действии максимальной нагрузки

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра	Исходные данные	Ведущее колесо		Ведомое колесо	
		z_1, z_2	20	40	
Радиус кривизны разномодульных профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	ρ_w		7,66		13,845
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	ρ_a		11,436		18,739
Условие $\rho_a \geq r_a$ (относительно смещения дуги общей нормали)			выполнено		выполнено
Диаметр минимального радиуса, мм	d		3,464		3,464
Угол профиля на окружности, проходящий через центр ролика	α_D		24°36'37"		22°33'58"
Диаметр окружности, проходящий через центр ролика, мм	d_D		41,343		81,408
Радиус кривизны разномодульных профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	ρ_m		6,877		13,888
Условие $\rho_m \geq r_m$ (относительно смещения дуги ролика)			выполнено		выполнено
Размер ролика, мм	M		44,907 ³⁾		84,872 ³⁾
Условие $d_D \geq D \geq d$ (относительно смещения дуги ролика)			выполнено		выполнено
Условие $d_D \geq D \geq d$ (относительно смещения дуги ролика)			выполнено		выполнено
Нормальная толщина зуба на делительной окружности, мм	s_n		3,142		3,142
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям					
Коэффициент минимального смещения	X_{min}		-0,17		-1,34
Условие отсутствия подрезания зуба исходной приводящей рейкой			выполнено		выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	ρ_f		0,993		7,833
Условие отсутствия подрезания	$\rho_f \geq r_f$		выполнено		выполнено
Условие отсутствия интерференции	$\rho_f \geq r_f$		выполнено		выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{\alpha n}$		1,39		1,621
Минимальное рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при равномерном износе зубьев, мм	$0,4 \cdot m$		0,8		0,8
Условие отсутствия застревания	$s_{\alpha n} \geq 0,4 \cdot m$		выполнено		выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижней точке активной поверхности	δ_p		4,29848		-1,51769
Коэффициент торцового перекрытия	ϵ_a		1,635		1,635
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия			1,2		1,2
Коэффициент перекрытия	ϵ_γ		1,635		1,635

После выполнения оптимизационного расчета в поле ИБК будут поставлены пять точек, соответствующих выполненным расчетам индивидуально по каждому из критериев, а также шестая точка, являющаяся результирующей по совокупности всех пяти критериев (рис. 9).

В дальнейшем пользователь сможет отобразить в поле ИБК расчетную точку, найденную по любому из вариантов расчета, либо выбрать в поле ИБК любую точку (в том числе и находящуюся за пределами ограничительных линий) для выполнения ручного расчета.

По любому из вариантов расчета могут быть просмотрены результаты геометрического расчета и расчета на прочность (рис. 10 и 11).

Выполнена визуализация зацепления (рис. 12).

Дополнение

1. Помимо режима работы основного диалогового окна «Расчет и выбор коэффици-

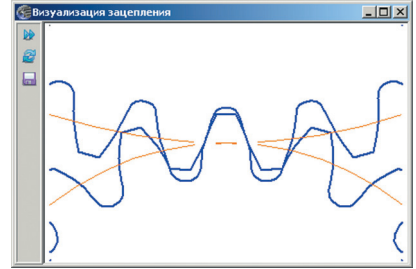


Рис. 12. Визуализация зацепления

циентов смещения» со встроенным окном ИБК возможен режим работы, когда окно ИБК вынесено за пределы основного окна. В этом случае в таблице результатов отображаются дополнительные колонки с параметрами (рис. 13).

2. Форма отображаемого ИБК меняется в случае использования в качестве зуборезного инструмента долбяка. При этом учитывается степень его износа. Соответственно будут меняться и результаты многокритериального оптимизационного расчета (рис. 14а,б).
3. При необходимости принятые ограничения по показателям качества зацепления могут быть изменены (рис. 15). Например, установлен нижний предел коэффициента минимально допустимого значения нормальной толщины зуба, равный «0.25» или другому значению не меньше «0»; установлено минимально допустимое значение коэффициента торцового перекрытия, равное «1» или другому значению.

Основные результаты работы

1. Построена математическая модель зубчатой передачи с системой ограничений, пригодная для использования в методах оптимизации.

Расчет и выбор коэффициентов смещения

Параметры передачи: $z_1=20, z_2=40, m=2, \alpha=20^\circ, \beta=0^\circ, b_1=34, b_2=34$ Расчетная нагрузка: $T_{max}=500$ Н·м, $n_1=500$ об/мин

Ограничения: $s_{\alpha n} \geq 0,4 \cdot m, s_{\alpha n} \geq 0,4 \cdot m, \epsilon_a \geq 1,2$

По рекомендации ГОСТ 16532-70 (Приложение 2) для конических передач: $x_1=0, x_2=0$ Ввод вручную $x_1=0, x_2=0$ $x_1=0,7314, x_2=0,9394$ Расчет Значения в зоне безопасного зацепления

По рекомендации ГОСТ 16532-70 (Приложение 2) для оловых передач: По рекомендации ISO $x_1=0,5, x_2=0,5$ Ввод ограничений по показателям качества зацепления Ввод данных по расчету на прочность

По методике неограниченной оптимизации зубчатого зацепления (автор - Голованов В.А.) (Вспомогательный экран оптимизации)

Критерий оптимизации	Коэффициенты смещения					Коэффициенты запаса прочности					Удельное скольжение профилей зубьев в нижней точке активных профилей		Коэффициент торцового перекрытия	Нормальная толщина зуба на поверхности вершины	Угол зацепления	Межосевное расстояние	Диаметр вершин				
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	S_H	S_F	$S_{H\beta}$	$S_{F\beta}$	δ_p	ϵ_a	$s_{\alpha n}$						α_w <th>a_w</th> <th>d_{a1}</th> <th>d_{a2}</th>	a_w	d_{a1}	d_{a2}
*) Тип зацепления: Нарезанные (ГО)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,117	1,117	1,165	-0,7073	-0,7073	1,201	1,599	1,407	26,2274°	62,96	45,962	87,024
1) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,117	1,117	1,165	-0,7073	-0,7073	1,201	1,599	1,407	26,2274°	62,96	45,962	87,024
2) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,117	1,117	1,165	-0,7073	-0,7073	1,201	1,599	1,407	26,2274°	62,96	45,962	87,024
3) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,9405	0,67	1,099	1,099	1,304	1,098	-0,4918	-1,0615	1,2012	1,651	1,632	26°07'08"	62,794	46,908	85,826	
4) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
5) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
6) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
7) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,9405	0,67	1,099	1,099	1,304	1,098	-0,4918	-1,0615	1,2012	1,651	1,632	26°07'08"	62,794	46,908	85,826	
8) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
9) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
10) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,9405	0,67	1,099	1,099	1,304	1,098	-0,4918	-1,0615	1,2012	1,651	1,632	26°07'08"	62,794	46,908	85,826	
11) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
12) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
13) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,7314	0,9394	1,107	1,107	1,109	1,109	1,165	-0,7062	-0,7065	1,201	1,595	1,469	26°07'28"	62,978	45,977	87,016
14) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,1275	-0,0956	1,03	1,03	0,931	0,948	-0,8134	-1,7129	1,6122	1,294	1,557	20°09'57"	60,664	44,51	83,617	
15) *)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0,70															

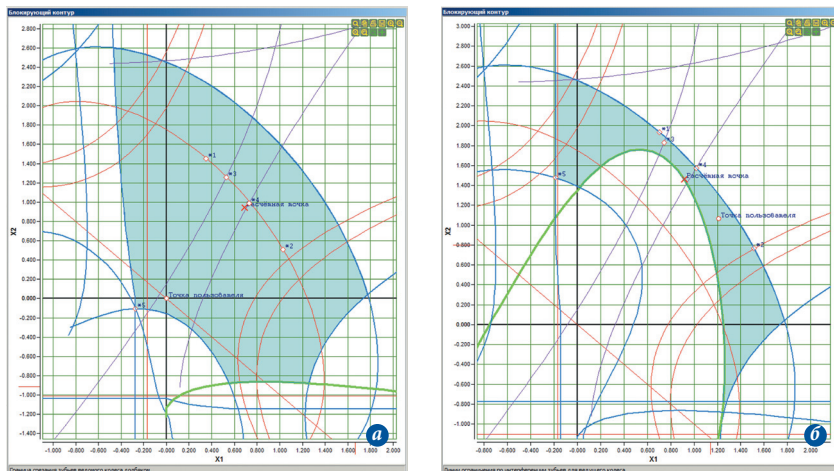


Рис. 14. Форма ИБК при обработке зуборезным долбяком (новый (а) и изношенный (б) долбяк)

Ввод ограничений по показателям качества зацепления			
Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Коэффициент минимально допустимого значения нормальной толщины зуба на поверхности вершин	$\frac{s_{n\min}}{m_n}$	<input type="text" value="0.4"/>	<input type="text" value="0.4"/>
2. Минимально допустимое значение коэффициента торцевого перекрытия	ϵ_α	<input type="text" value="1.2"/>	
* Ввод значений ограничений позволяет - при их уменьшении расширить, а при увеличении - сузить область поиска решений.			

Рис. 15. Ввод ограничений по показателям качества зацепления

2. Выполнена программная реализация построения интерактивного блокирующего контура.
3. Реализована методика многокритериальной оптимизации зубчатого зацепления, позволяющая конструктору с любой квалификацией быстро решить задачу подбора оптимальных значений коэффициентов смещения, исходя из критериев функционирования проектируемой передачи, при этом одновременно решая задачи повышения прочности и долговечности зубчатых передач без изменения технологии производства.
4. Введены новые линии блокирующего контура — линия равнопрочности по изгибу зубьев ведущего и ведомого колеса и линия минимальных контактных напряжений.
5. Введено понятие изополей коэффициентов запаса контактных и изгибных напряжений в блокирующем контуре, рассмотрена их форма для прямозубых и косозубых передач.
6. Принимая во внимание широкое распространение системы КОМПАС-3D, а также популярность модуля «Валы и механические передачи 3D», можно предположить, что предложенная методика расчета коэффициентов смещения зубчатых передач с использованием блокирующего контура будет востребована и специалистами предприятий, и преподавателями в учебном процессе, и студентами.

Список литературы:

1. Громан М.Б. Подбор коррекции зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1955. № 2.
2. Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильева О.Ф. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. — 2-е изд. — Машиностроение, 1986. 448 с.
3. Болотовский И.А. К вопросу о рациональном выборе коэффициентов смещения зубчатых передач // Тр. Уфимского авиационного института. Уфа. 1957. Вып. 3. С. 75-102.

4. Дикер Я.И. Таблица расчета зацеплений зубчатых передач. Органеталл, 1937.
5. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: Пер. с англ. — М.: Радио и связь, 1988. 128 с: ил.
6. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1983. 41 с.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 127 с.
8. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э. Альбом блокирующих контуров. Расчет коррекции зубчатых колес с помощью блокирующих контуров. Справочное руководство для конструкторов машиностроительных предприятий. Уфа, 1958. 189 с.
9. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Бочаров Г.С. и др. Справочник по корригированию зубчатых колес. М.: Свердловск: Машгиз, 1962. 215 с.
10. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Бочаров Г.С. и др. Справочник по корригированию зубчатых колес / Под ред. И.А. Болотовского. Ч.2: Зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления, составленные из колес, нарезанных долбяками. М.: Машиностроение, 1967. 576 с.
11. Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. 94 с.
12. Голованёв В.А., Бабичев Д.Т. Использование блокирующих контуров при проектировании эвольвентных цилиндрических передач: состояние, проблемы, перспективы. http://machinery.ascon.ru/source/info_materials/2014/V.%20Golovanev_and_D.Babichev.pdf — 2014. 31 с.
13. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 431 с. ■