

В.П. ШИШОВ, д.т.н., **П.Н. ТКАЧ**, асп., **О.А. РЕВЯКИНА**, асп.,
А.А. МУХОВАТЫЙ, Луганск, Украина, ВНУ им. В. Даля

ИСХОДНЫЕ КОНТУРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ КОЛЕС

The results of synthesis on the set resulted curvature of an initial contour of the tool for cutting convexo-concave teeth cylindrical cogwheels are stated in this work.

Создание надежного и экономичного зубчатого привода машин является важной задачей современного машиностроения. При решении этой задачи возникает необходимость геометрического синтеза зубчатых передач, обладающих более высокой нагрузочной способностью, что неразрывно связано с проблемой многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций.

Совершенствованию геометрии рабочих поверхностей посвящено значительное количество работ специалистов в области передач зацеплением (см. например, [1-7]). В этих работах предлагаются различные способы повышения контактной прочности зубьев путем уменьшения приведенной кривизны. Так, в работе [1] это достигается угловой коррекцией эвольвентных передач, в работе [2] – совершенствованием прямобочного исходного контура, а в работе [3] – применением зацепления Новикова. В работах [4,5,6] это обеспечивается выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей. Исходные контуры инструмента таких передач очерчиваются сложной кривой с малым профильным углом на начальной прямой, что приводит к снижению контактной прочности зубьев в полосе зацепления. Совершенствование прямобочного исходного контура не приводит к существенному повышению контактной прочности в пределах поля зацепления, а передачи Новикова могут быть выполнены только косозубыми.

Повышение контактной прочности зубьев в пределах поля зацепления можно обеспечить применением исходного контура, очерченного дугами окружности, центры которых (в отличие от исходного контура передач Новикова) не расположены на начальной прямой [7]. Однако, в рекомендациях работы [7] отсутствуют данные о методике конструирования такого исходного контура, а также рекомендуются исходные контуры, обеспечивающие недостаточный коэффициент перекрытия в зацеплении и малую толщину вершин зубьев нарезаемых колес (особенно при малых числах зубьев колес).

Статья посвящена методике конструирования исходных контуров выпукло-вогнутыми профилями, очерченными дугами окружности (рис. 1), по заданной приведенной кривизне с учетом значений коэффициента профильного перекрытия и толщины вершин зубьев рейки.

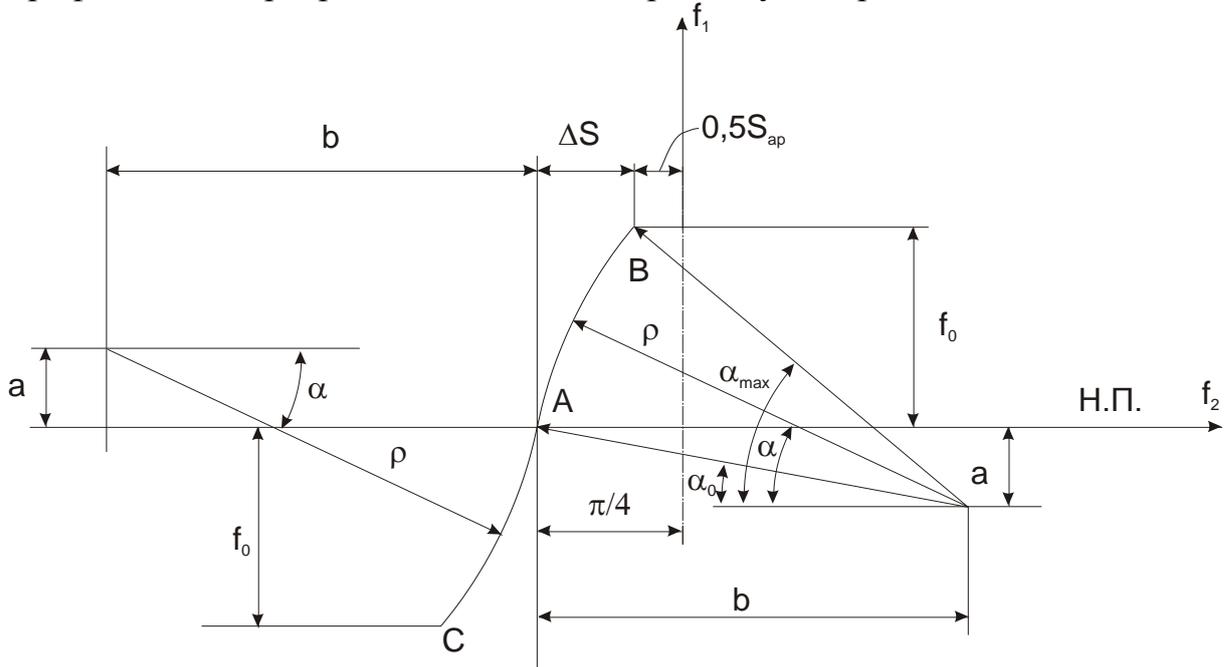


Рис. 1. К определению параметров исходного контура (модуль $m=1$ см).

Согласно [9] параметр «а» исходного контура (рис.1) определяется соотношением (при угле наклона зубьев зацепляющихся колес, равном нулю)

$$a = \frac{f_{10} \psi \sin^2 \alpha_{\max}}{1 - \psi \sin^2 \alpha_{\max}}, \quad (1)$$

где f_1 - расстояние точки профиля исходного контура от начальной прямой;

α_{\max} - профильный угол исходного контура при $f_1 = f_0$;

$$\psi = \frac{\overline{\chi}}{\sqrt{\sin^3 \alpha + \left(\frac{f_1}{R_1}\right)^2 \overline{\chi}}}, \quad (2)$$

где $\overline{\chi}$ - относительная приведенная кривизна рабочих поверхностей зубьев зацепляющихся колес;

R_1 - радиус начальной окружности шестерни (Заметим, что (2) получено при $R_1 = R_2$, где R_2 - радиус начальной окружности колеса).

Другие параметры исходного контура равны:

- радиус профилирующей окружности

$$\rho = \frac{f_0 + a}{\sin \alpha_{\max}}; \quad (3)$$

- угол профиля на начальной прямой;

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{a}{\rho}; \quad (4)$$

– горизонтальная координата центра профилирующей окружности;
 $b = \rho \cos \alpha_0;$ (5)

– координата f_2 при $f_1 = f_0;$
 $\Delta S = b - \rho \cos \alpha_{\max};$ (6)

– толщина зуба рейки при $f_1 = f_0$
 $S_{ap} = 0,5\pi - 2\Delta S;$ (7)

– коэффициент профильного перекрытия при зацеплении реек

$$\varepsilon_{\infty} = \frac{2(f_0 \operatorname{ctg} \alpha_{\max} + \Delta S)}{\pi} \quad (8)$$

В табл. 1 даны параметры синтезированных исходных контуров в зависимости от заданных $\bar{\chi}$ и α_{\max} . При этом угол α_{\max} изменялся в пределах $30^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 39^\circ$, а $0,5 \leq \bar{\chi} \leq 1,1$, $f_0 = 1$.

Приведенная таблица позволяет определить параметры исходного контура в зависимости от $\bar{\chi}$ с учетом профильного коэффициента перекрытия и толщины вершин зубьев.

При анализе критериев работоспособности необходимо иметь уравнения профилей исходного контура. Эти уравнения в системе координат $f_1 O f_2$ можно записать в виде (рис. 1);

участок АВ $f_1 = \rho \sin \alpha - a, f_2 = -\rho \cos \alpha + b - 0,25\pi;$ (10)

участок АС $f_1 = -\rho \sin \alpha + a, f_2 = \rho \cos \alpha - b - 0,25\pi,$ (11)

где α - текущий угол профиля исходного контура.

В качестве примера использования полученных результатов рассмотрим критерии работоспособности [8] зубчатой передачи с эвольвентным зацеплением и передачи с синтезированным исходным контуром №2 из табл. 1. В табл. 2 даны геометрические параметры сравниваемых зубчатых передач.

Таблица 1.

Параметры синтезированных исходных контуров.

№	α_{\max}	$\bar{\chi}$	ψ	a	ρ	α	b	ΔS	$S_{ap}/2$	ε_{∞}
1	30	1,1	2,8458	2,4656	6,9312	20,838	6,4779	0,4752	0,3102	1,405
2	31	1	2,613	2,2587	6,3271	20,915	5,9102	0,4868	0,2986	1,369
3	31	1,1	2,7314	2,6302	7,0483	21,911	6,5392	0,4976	0,2878	1,376
4	32	0,9	2,3892	2,0388	5,7344	20,826	5,3597	0,4967	0,2887	1,335
5	32	1	2,5106	2,39	6,3972	21,938	5,934	0,5088	0,2766	1,343
6	32	1,1	2,625	2,8043	7,1791	22,993	6,6087	0,5205	0,2649	1,35
7	33	0,8	2,1729	1,8135	5,1657	20,552	4,8369	0,5046	0,2808	1,302

№	α_{\max}	$\bar{\chi}$	ψ	a	ρ	α	b	ΔS	$S_{ap}/2$	ε_{∞}
8	33	0,9	2,2981	2,1416	5,7682	21,794	5,3559	0,5183	0,2671	1,31
9	33	1	2,4154	2,5273	6,4764	22,969	5,9629	0,5314	0,254	1,319
10	33	1,1	2,5261	2,9891	7,3243	24,086	6,6866	0,5439	0,2415	1,327
11	34	0,8	2,0924	1,8925	5,1726	21,461	4,814	0,5257	0,2597	1,278
12	34	0,9	2,2133	2,2479	5,8081	22,769	5,3555	0,5404	0,245	1,288
13	34	1	2,3268	2,671	6,5648	24,008	5,9969	0,5544	0,231	1,297
14	34	1,1	2,4339	3,1856	7,485	25,188	6,7733	0,5679	0,2175	1,305
15	35	0,7	1,8918	1,6482	4,617	20,915	4,3128	0,5308	0,2546	1,247
16	35	0,8	2,0174	1,9734	5,184	22,376	4,7937	0,5472	0,2382	1,258
17	35	0,9	2,1344	2,3579	5,8543	23,751	5,3584	0,5629	0,2225	1,268
18	35	1	2,2443	2,8217	6,663	25,055	6,036	0,578	0,2074	1,277
19	36	0,7	1,8259	1,7088	4,6085	21,765	4,28	0,5516	0,2338	1,227
20	36	0,8	1,9474	2,0564	5,1998	23,295	4,7759	0,5692	0,2162	1,239
21	36	0,9	2,0607	2,4718	5,9066	24,739	5,3645	0,586	0,1994	1,249
22	37	0,6	1,6371	1,4566	4,0819	20,906	3,8132	0,5532	0,2322	1,197
23	37	0,7	1,7644	1,7703	4,6033	22,618	4,2493	0,5729	0,2125	1,21
24	38	0,6	1,5836	1,5015	4,063	21,687	3,7754	0,5737	0,2117	1,18
25	39	0,5	1,4026	1,2497	3,5747	20,462	3,3492	0,5711	0,2143	1,15

На рисунках 2-5 даны графики изменения критериев работоспособности рассматриваемых зубчатых передач по полю зацепления. Пунктирной линией обозначены критерии работоспособности эвольвентной зубчатой передачи, сплошной – синтезированной передачи.

У синтезированной передачи на границах поля зацепления в сравнении с эвольвентной:

- скорость скольжения в 1,55 раз меньше;
- суммарная скорость перемещения точек контакта в 1,6-2,2 раза больше;
- удельные скольжения на зубьях шестерни в 2,1-2,5 и колеса в 1,8-3,4 раза меньше;
- относительная приведенная кривизна в 2,2-3,8 раз меньше;
- повышение температуры в зоне контакта зубьев в 2,1-2,4 раза меньше;
- толщина масляной пленки между зубьями в 1,9-3,9 раз больше;
- удельная работа сил трения зубьев шестерни в 2-2,4 и колеса в 1,6-3,3 раза меньше;
- контактная прочность в 2-3,5 раз выше;
- потери в зацеплении на 8,3% меньше;
- изломная прочность синтезированной рейки на 34% выше изломной прочности прямобоочной.
- износ зубьев шестерни в 2,4-4 и колеса в 2,7-3,8 раза меньше;

Таблица 2.

Параметры зубчатых передач

Параметр	Эвольвентная передача	Синтезированная передача
Модуль, см	1	1
Число зубьев шестерни	20	20
Число зубьев колеса	73	73
Угол наклона зубьев, град	0	0
Коэффициенты смещения: шестерни	0,3966	0
колеса	-0,005	0
Угол профиля на начальной прямой, град	$21,24^{\circ}$	$20,90^{\circ}$
Пределы изменения f_1	$-0,6 \leq f_1 \leq 1$	$-1 \leq f_1 \leq 0,9$

Выводы:

1. Критерии работоспособности зубчатой передачи с синтезированным исходным контуром в крайних точках поля зацепления превосходят по своей величине критерии работоспособности эвольвентной передачи, а в околополюсной зоне имеют близкие значения.

2. Потери в зацеплении синтезированной передачи ниже, а изломная прочность выше.

3. Полученные результаты можно использовать при проектировании зубчатых передач приводов машин.

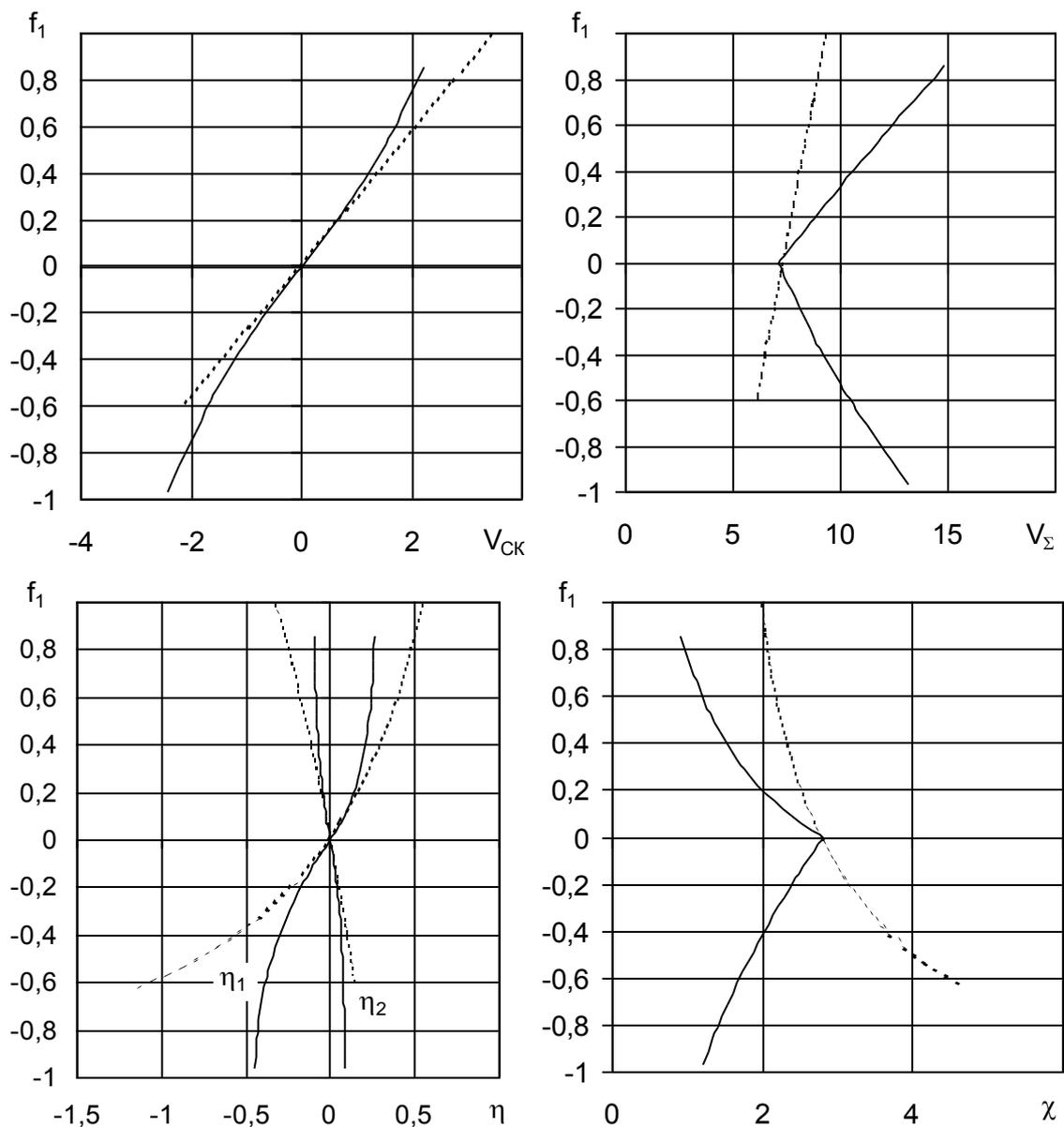


Рис. 2. Геометро-кинематические критерии работоспособности передач

На рисунке введены обозначения:

$V_{СК}$ – относительная скорость скольжения, см/с при $\omega=c^{-1}$;

V_{Σ} – суммарная скорость перемещения точек контакта, см/с при $\omega=c^{-1}$;

η_1, η_2 – удельные скольжения на зубьях шестерни и колеса соответственно;

$\bar{\chi}$ – приведенная кривизна рабочих поверхностей.

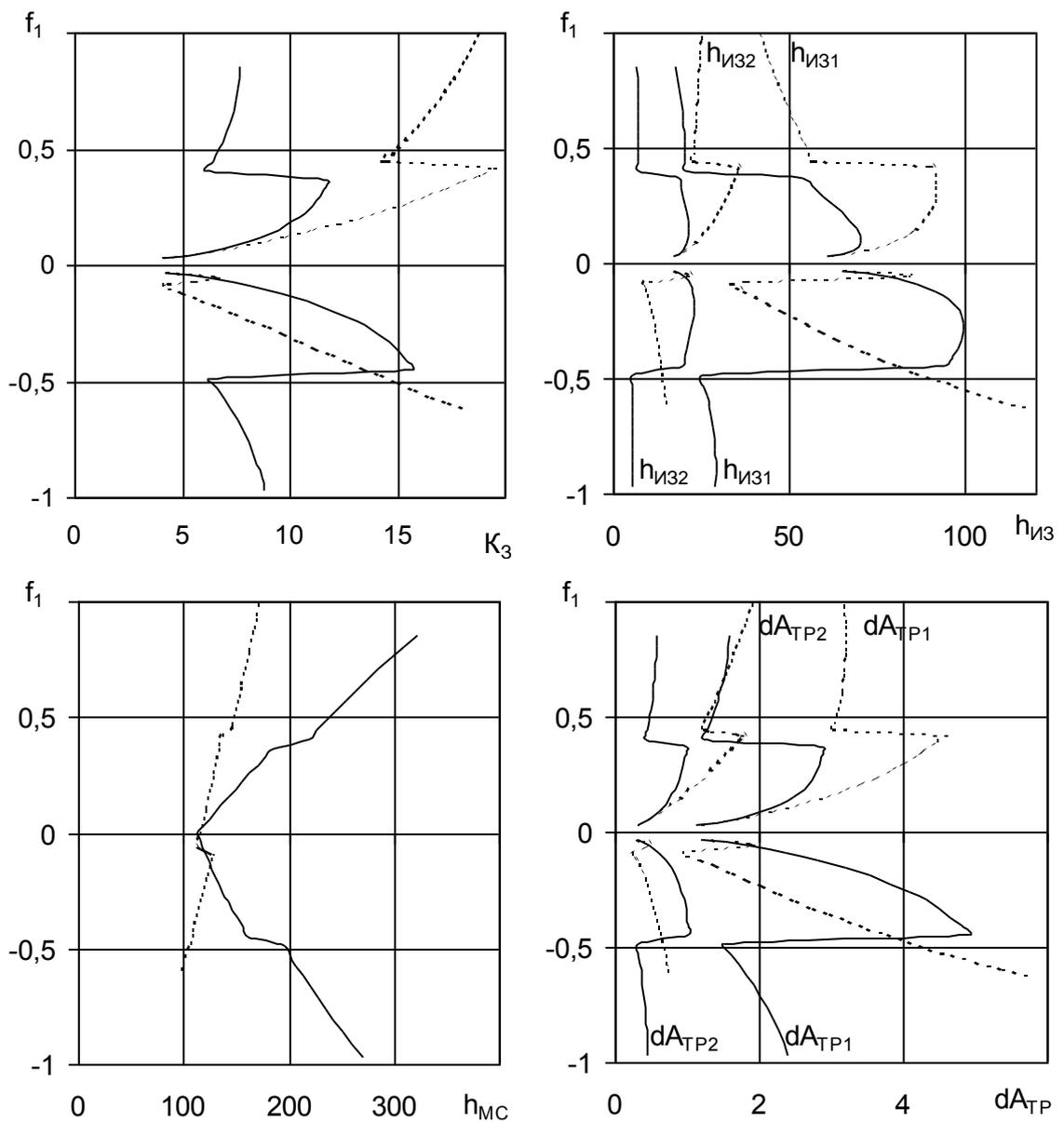


Рис. 3. Комплексные критерии работоспособности передач

На рисунке введены обозначения:

- K_3 – относительный критерий заедания и повышения температуры;
- $h_{из1}$, $h_{из2}$ – относительные критерии износа шестерни и колеса соответственно;
- $h_{МС}$ – относительный критерий толщины масляной пленки;
- $dA_{ТР1}$, $dA_{ТР2}$ – удельная работа сил трения на зубьях шестерни и колеса соответственно.

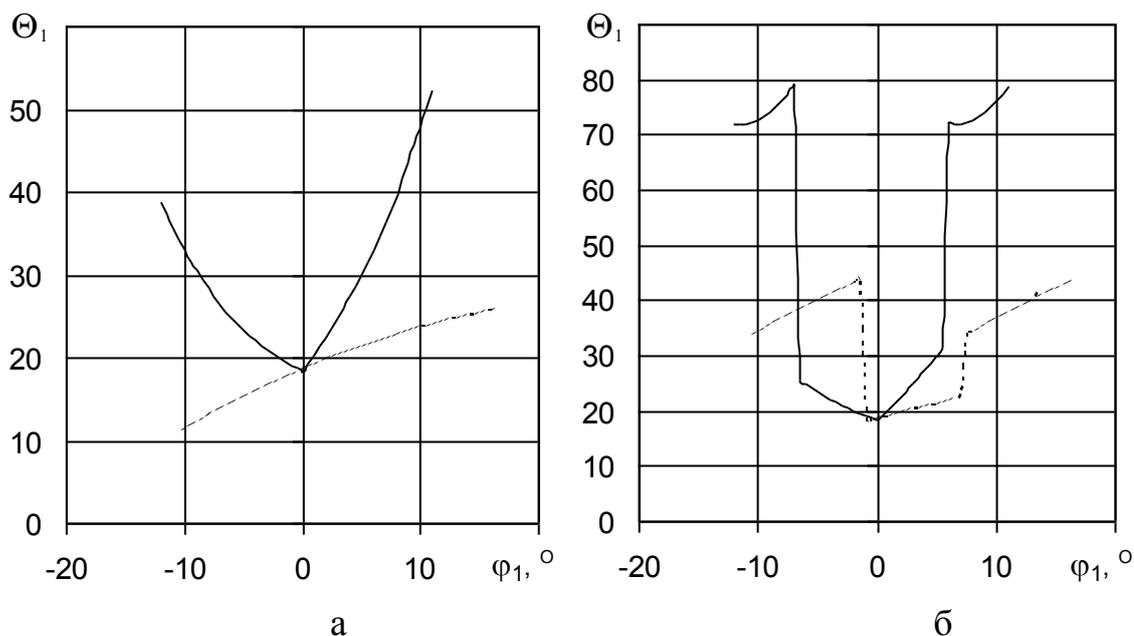


Рис. 4. Критерий контактной прочности; φ_1 – угол поворота шестерни:
 а – без учета многопарности зацепления;
 б – с учетом многопарности зацепления.

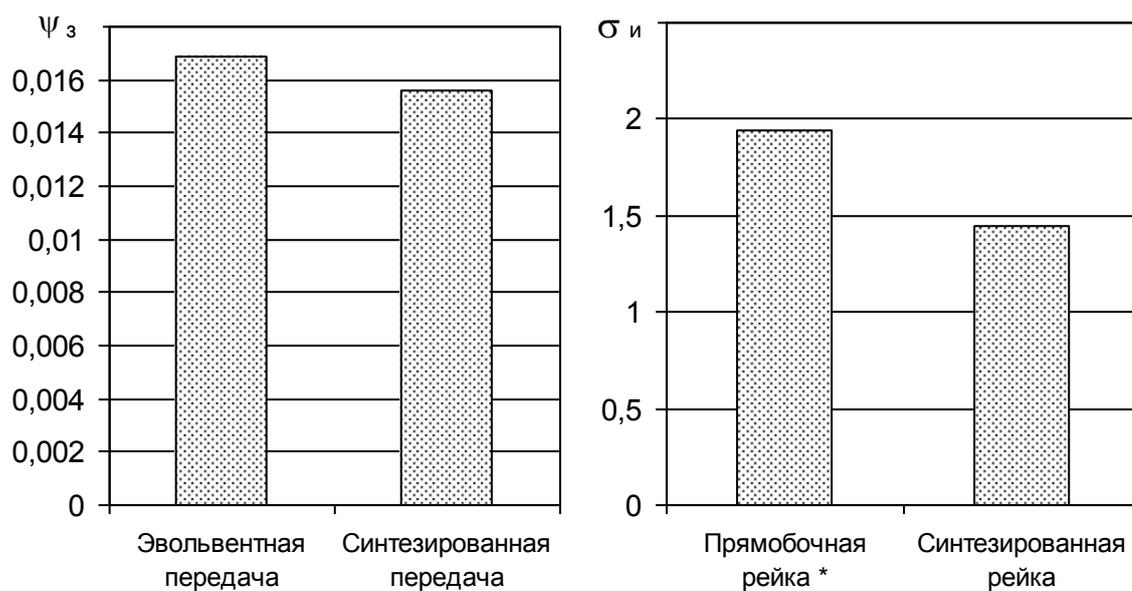


Рис. 5. Критерий потерь в зацеплении ψ_z и критерий изломной прочности $\sigma_{и}$ (* – рейка с углом профиля $\alpha_{II} = 20^\circ$).

Список литературы: 1. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение. 1971.- 328 с. 2. Вулгаков Э.В. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. М.: Машиностроение. 1974. - 264 с. 3. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев, "Техника", 1978.-. 144 с. 4. Павлов А.И. Особенности построений зацеплений с выпукло-вогнутым контактом. //Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 50. Харьков, 1999. - с.135-141. 5. Возников А.И., Кузнецов В.В. и др. Исходный контур передач повышенной несущей способности //Тез. докл. научно-техн. конференции "Повышение надежности и ресурса зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении" Харьков, 1979. - с.86-87. 6. Шишов

В.П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта. Дис. докт. техн. наук, Луганск, 1994. - 524 с. 7. *Шабанов И. Р.* О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. Нииинформтяжмаш. М, 1967. 8. *Шишов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А.* Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // Вестник национального технического университета "ХПИ", Харьков НТУ "ХПИ", №12, 2001. с.33-41. 9. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Муховатый А.А.* Синтез передач зацеплением с высокой нагрузочной способностью // Вестник нац. технич. Ун-та "ХПИ". Зб. наук. пр. Тематич. Вып. "Технологии в машиностроении". — Харьков: НТУ "ХПИ". — 2002. — № 10. — С. 57-70.