

*Приведены некоторые результаты расчетов характеристик зубчатых передач с эволютным зацеплением. Проведено сравнение эволютного зацепления с эвольвентным и зацеплением Новикова.*

## КАЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭВОЛЮТНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

А.И. Павлов

Кандидат технических наук

### Общая постановка.

Качественные характеристики зацепления определяют прочность, долговечность и надежность зубчатых передач. При проектировании новых передач важно заранее знать эти характеристики.

Результаты последних исследований [1] указывают на новые достижения в области создания зацеплений для силовых зубчатых передач с более высокими рабочими характеристиками. Такими зацеплениями являются эволютные. Получены они путем решения дифференциального уравнения

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky' + x} \quad (1)$$

где  $y(x)$ ,  $y'$ ,  $y''$  - функция и ее производные, описывающая рабочую поверхность зуба инструментальной рейки;

$k$  - коэффициент разновидности.

Решение уравнения (1) зависит от заданных начальных условий.

Различают два вида эволютных зацеплений: односторонние и двухсторонние: соответственно, если  $k > 1$  или если  $k < 1$ .

Полученные решения хорошо интерполируются функцией в виде полинома четвертой степени

$$y = k_1x + k_2x^2 + k_3x^3 + k_4x^4, \quad (2)$$

где  $k$  - коэффициенты, определяемые при интерполировании. Как правило, с возрастанием индекса  $i$  значение коэффициента убывает. А значение коэффициента  $k_1$  определяет тангенс угла зацепления в полюсе зацепления.

Применение эволютного зацепления, обладающего лучшими характеристиками зацепления Новикова и являющимся обкатным, должно дать определенные преимущества. Однако при проектировании и изготовлении передач с эволютным зацеплением следует учитывать, что зацепление работоспособно при высокой точности изготовления и достаточной жесткости конструкции.

Цель данных исследований состоит в определении характеристик зубчатых передач с эволютными зацеплениями при условии, что будут обеспечены и точность изготовления, и жесткость конструкции.

### Результаты исследований.

Основными качественными характеристиками следует считать приведенный радиус кривизны в зацеплении, коэффициент полезного действия, коэффициент относительного скольжения и коэффициент перекрытия, чему и было уделено основное внимание в данной работе. Определение этих характеристик производилось расчетным путем на персональном компьютере и сравнивалось с подобными для известных видов зацеплений.

Приведенный радиус кривизны в эволютном зацеплении по своей природе значительно превышает аналогичный для эвольвентного зацепления. Как известно, приведенный радиус кривизны эвольвентного зацепления определяется по формуле  $\rho = z m \sin \alpha / 2(u + 1)$ , где  $z$  - число зубьев меньшей шестерни;  $u$  - передаточное число;  $\alpha$  - угол зацепления;  $m$  - модуль зацепления.

Для большинства эвольвентных передач приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления составляет примерно 1,5-2 модуля. Расчеты эволютных зацеплений дают до 25 модулей, что на порядок выше, чем у эвольвентных.

Коэффициент перекрытия эвольвентных передач находится в пределах 1,1-1,3. Для эволютных передач он может достигать величины 3,5 и даже больше. Зависит он от варианта зацепления. Для рассмотренных вариантов двухсторонних эволютных зацеплений этот коэффициент находится в пределах от 1,1 до 2,4. А если учесть, что этот вид эволютного зацепления рекомендуется для косозубых передач, то полный коэффициент перекрытия будет еще выше.

Для эволютных односторонних передач коэффициент перекрытия зависит не только от варианта зацепления, но и от числа зубьев шестерни. Для одного и того же варианта с увеличением коэффициента перекрытия уменьшается значение коэффициента полезного действия, который в свою очередь зависит от коэффициента трения скольжения.

Коэффициент полезного действия для эволютного зацепления не зависит от передаточного числа, но зависит от числа зубьев меньшей шестерни. Так, для варианта А1 с числом зубьев  $z=12$  к.п.д. равен 0,931, с числом зубьев 15 достигает 0,945, а с числом зубьев 25 к.п.д. равен 0,967. Под вариантом А1 подразумевается одностороннее эволютное зацепление, полученное при решении дифференциального уравнения [2, 3] с коэффициентом разновидности  $k=3$  при начальных условиях  $y'_0 = -0,3$  и  $y_0 = 0,205649$ . В полюсе зацепления тангенс угла зацепления принимает значение  $y'_w = 0,0867505$ , что указывает на необходимость применения качественных смазочных

материалов. Но зато этот вариант эволютного зацепления обладает большим преимуществом по сравнению с другими. Большое значение коэффициента перекрытия позволяет снизить высоту зуба до 0,6 модуля, что значительно снизит трудоемкость изготовления шестерни. Даже при такой высоте зуба сохраняется большое значение коэффициента перекрытия (3,6) и к.п.д. (0,962).

Приведенные характеристики получены расчетным путем и могут отличаться от реальных, если не будет обеспечена высокая точность изготовления и жесткость конструкции, включающей не только зубчатую передачу, но и валы, подшипники, корпуса и т.д.

Таблица 1.

	rd=	rf=	lk=	lj=	lm=	lh=	r1=	r2=	r3=	r4=
1	17.82	18.18	0.50	1.01	1.00	0.50	18.03	8.96	17.97	9.04
2	17.61	18.40	0.51	1.03	0.99	0.50	18.07	8.92	17.93	9.08
3	17.36	18.65	0.51	1.04	0.98	0.50	18.11	8.86	17.90	9.13
4	17.11	18.90	0.51	1.05	0.98	0.49	18.16	8.81	17.89	9.19
5	16.85	19.14	0.52	1.07	0.97	0.49	18.20	8.75	17.89	9.25
6	16.59	19.35	0.52	1.09	0.96	0.49	18.25	8.69	17.94	9.31
7	16.34	19.50	0.53	1.11	0.96	0.49	18.29	8.63	18.02	9.37
8	16.09	19.59	0.53	1.13	0.95	0.49	18.33	8.57	18.16	9.42
9	15.86	19.59	0.53	1.15	0.94	0.49	18.38	8.51	18.37	9.48
10	15.63	19.51	0.54	1.17	0.94	0.48	18.42	8.46	18.64	9.53
11	15.41	19.34	0.54	1.19	0.93	0.48	18.46	8.40	19.02	9.59
12	15.20	19.06	0.55	1.21	0.92	0.48	18.51	8.35	19.51	9.64
13	14.99	18.66	0.55	1.23	0.91	0.48	18.55	8.29	20.17	9.69
14	14.78	18.12	0.55	1.24	0.90	0.47	18.59	8.23	21.09	9.75
15	14.57	17.41	0.56	1.26	0.89	0.47	18.63	8.18	22.43	9.80
16	14.36	16.48	0.56	1.27	0.88	0.47	18.68	8.12	24.54	9.86
17	14.14	15.29	0.56	1.27	0.87	0.47	18.73	8.05	28.23	9.92
18	13.90	13.81	0.56	1.28	0.86	0.46	18.77	7.99	36.04	9.99
19	13.64	12.08	0.56	1.28	0.86	0.46	18.83	7.91	60.15	10.06
20	13.35	10.47	0.56	1.29	0.85	0.46	18.89	7.82	322.39	10.14
	e=4.368		kpd= 0.954		la= 4.148					

Характеристики эволютной передачи и зацепления A1  $u=2, z=18, k=3$

Ниже приведены графики зависимостей к.п.д. для варианта A1 эволютного зацепления (рис. 1) и пример расчета характеристик (табл.1), где обозначены: rd – приведенный радиус кривизны в доплюсовой зоне; rf –

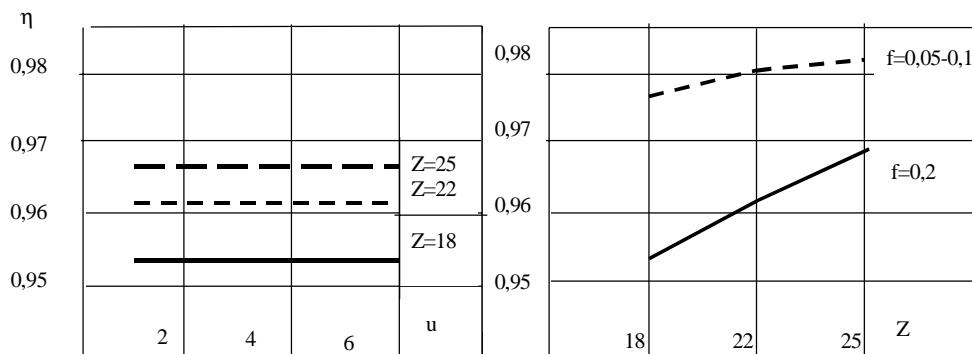


Рисунок 1. Зависимость к.п.д. для эволютного зацепления A1 от параметров передачи

приведенный радиус кривизны в заплоской зоне; lk, lj, lm, lh – коэффициенты относительного скольжения соответственно на головке зуба колеса, ножке зуба шестерни, головке зуба шестерни и ножке зуба колеса; r1, r2, r3, r4 – радиусы кривизны в точке контакта соответственно на головке зуба колеса, ножке зуба шестерни, ножке зуба колеса и головке зуба шестерни. Если  $r1 < r2$  и  $r3 < r4$  или же  $r1 > r2$  и  $r3 > r4$ , то зацепление будет односторонним, в противном случае зацепление будет двухсторонним.

Перспективным можно считать и вариант C5 с коэффициентом разновидности  $k=-7$ , у которого коэффициент перекрытия равен 2,67 и к.п.д. 0,965. Угол зацепления в полюсе достаточно велик ( $\gamma_w = 0,41$ ).

Еще одно значительное преимущество эволютных зацеплений состоит в низком значении коэффициента относительного скольжения, который обычно не превышает значения 1,2. Аналогичный для эвольвентного зацепления может достигать 6 и более. А это указывает на большую износостойкость зацепления.

**Выводы.**

По найденным характеристикам можно выбрать наиболее удовлетворяющий требованиям конструкции вид эволютного зацепления:

1. Наибольшее значение коэффициента полезного действия для эволютного зацепления может достигать величины 0,98. Этот фактор позволит экономить до 5% затраченной мощности.
2. Наибольшее значение приведенного радиуса кривизны в полюсе эволютного зацепления равно 23 модуля передачи, что снизит контактные напряжения в зацеплении по сравнению с эвольвентными передачами и передачами Новикова.
3. Наибольший коэффициент перекрытия эволютного зацепления одностороннего варианта может достигать значения 3,5, а для двухстороннего варианта – 2,4. Это позволит уменьшить нагрузку на зуб, особенно, в момент пересопряжения зубьев.

4. Коэффициент удельного скольжения эволютного зацепления не превышает 0,2, что указывает на большую износостойкость передачи.

**Литература**

1. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Новое зацепление – современному машиностроению. // Материалы международной научно-практической конф. «Динамика наукових досліджень», т. 2. Архітектура. Механіка. Http://www.dynamika.dp.ua.-Днепропетровск.-2002.- С. 27-30.  
 2. Павлов А.И., Чайка Е.Г., Матюшенко Н.В. Зацепление для тяжело нагруженных зубчатых передач. // Материалы VI міжнародн. науково-практичної конф. «Наука і освіта '2003. Т. 12. Технічні науки.-Дніпропетровськ. Наука і освіта. -2003.- С. 48-49.  
 3. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г. Компьютерное построение эволютного зацепления // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства.- Вип.18 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин».- Харків.- 2003.- С. 160-163.