

# ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ВНЕШНЕГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Годзь Александр Анатолиевич, студент академгруппы АПМ-31-16  
Коряк А. А., доцент каф. деталей машин и ТММ

*Аннотация.* В данной работе выполнен сравнительный анализ нагрузочной способности по контактным напряжениям эвольвентной прямозубой передачи и эквивалентной по межосевому расстоянию передачей с неэвольвентным профилем зубьев.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время подавляющее большинство силовых зубчатых передач имеют эвольвентный профиль зубьев. Это обусловлено целым рядом технологических и эксплуатационных преимуществ эвольвентных колес [1-3]. Однако эвольвентное зацепление имеет и существенный недостаток: во внешнем зацеплении наблюдается двояковыпуклый контакт профилей, что приводит к значительным контактным напряжениям и ограничивает нагрузочную способность передачи.

## СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Коррекция внешнего эвольвентного зацепления позволяет несколько повысить его нагрузочную способность, в том числе и по контактными напряжениями, но не решает проблему в целом. Принципиально решить проблему контактных напряжений можно лишь отказавшись от эвольвентных профилей и реализовав в зацеплении выпукло-вогнутый контакт. Это даст возможность увеличить приведенный радиус кривизны контактирующих зубьев без увеличения межосевого расстояния. Такие попытки неоднократно предпринимались, но ни один из предложенных вариантов не выдержал конкуренции с эвольвентным зацеплением. Наиболее удачным решением, внедренным в производство, было зацепление Новикова [1-3]. Нагрузочная способность передач Новикова в 1,5...2,0 раза выше аналогичных с эвольвентным профилем. Одним из недостатков данных передач есть отсутствие торцевого перекрытия, поскольку профили зубьев очерчены несопряженными кривыми (дугами окружностей с достаточно близкими радиусами кривизны). Поэтому, для обеспечения непрерывности зацепления зубчатые колеса передач Новикова обязательно должны быть косозубыми с шириной зубчатого венца больше осевого шага зубьев.

Существует множество профилей, удовлетворяющих основной теореме зацепления, в том числе и реализующих выпукло-вогнутый контакт [1-3]. Известно, что по заданному исходному профилю можно построить ему сопряженный [1-3]. При этом желательно, чтобы профили описывались простыми уравнениями. Для исследования воспользуемся довольно простой формой исходного профиля в котором ножка и головка зуба очерченные дугами

окружностей (см. рис. 1). Таким образом, целью данной работы является проведение сравнительного анализа нагрузочной способности по контактным напряжениям внешнего прямозубого эвольвентного зацепления с эквивалентным по межосевому расстоянию неэвольвентным зацеплением.

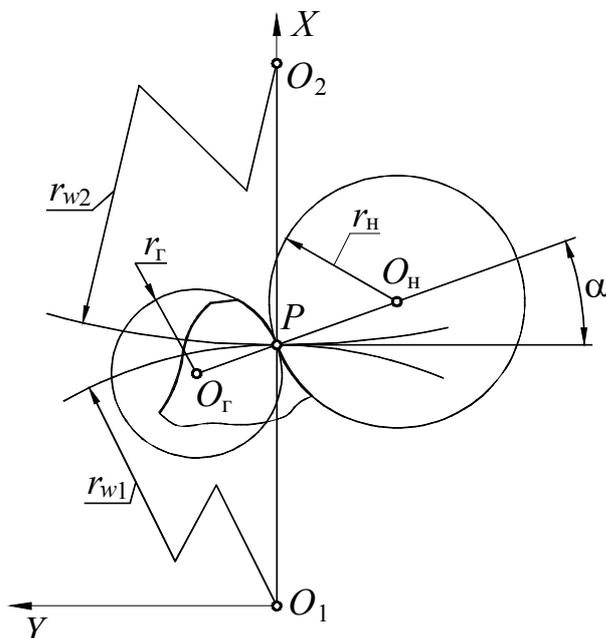


Рисунок 1. Форма зуба исходного неэвольвентного профиля

### ОЦЕНКА КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Расчеты на контактную прочность зубьев эвольвентных зубчатых колес базируются на формуле Беляева-Герца, которая определяет контактные напряжения в области контакта двух цилиндров, контактирующих образующими. При таком подходе контакт зубьев рассматривается как контакт двух цилиндров с радиусами, которые равняются радиусам кривизны эвольвент в точке контакта. Расчеты ведутся для фазы зацепления в полюсе. Условие контактной контактной прочности зубьев имеет вид

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n K_H E_{пр}}{L \rho_{пр} 2\pi(1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (1)$$

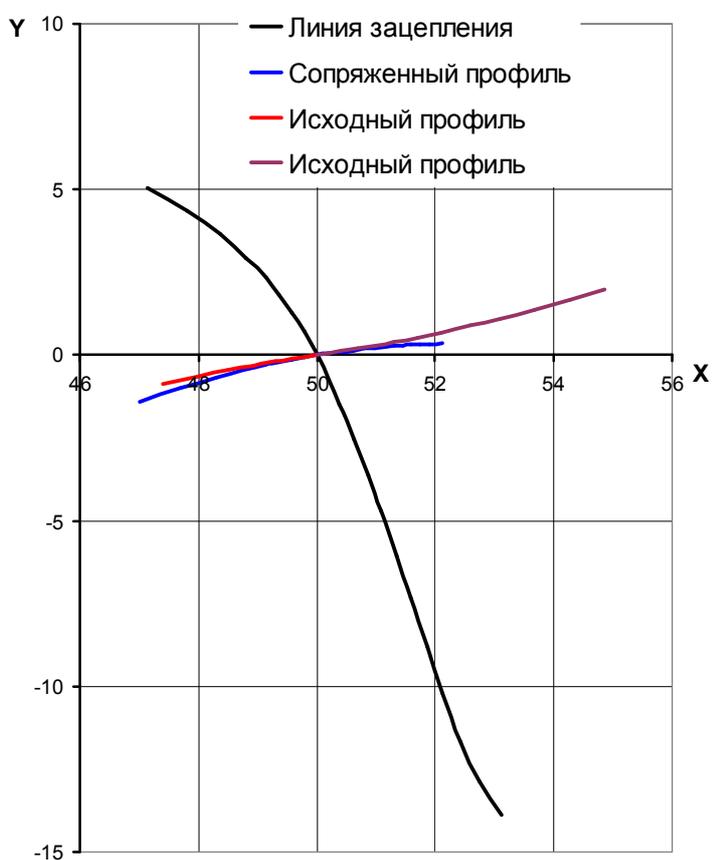
где  $F_n$  – нормальная сила в зацеплении;  
 $K_H$  – коэффициент расчетной нагрузки;  
 $E_{пр}$  – приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес;  
 $\mu$  – коэффициент Пуассона;  
 $\rho_{пр}$  – приведенный радиус кривизны;  
 $L$  – общая длина линии контакта;  
 $[\sigma_H]$  – допустимые контактные напряжения.

Очевидно, что при переходе к неэвольвентному зацеплению при сохранении всех остальных параметров передачи (крутящего момента, действующего на шестерню, радиусов начальных окружностей колес и т.п.), изменится приведенный радиус кривизны, а также величина и направление нормальной силы.

Поскольку линия зацепления уже не будет прямолинейной, нормальная сила, в отличие от эвольвентного зацепления, будет меняться в зависимости от фазы зацепления.

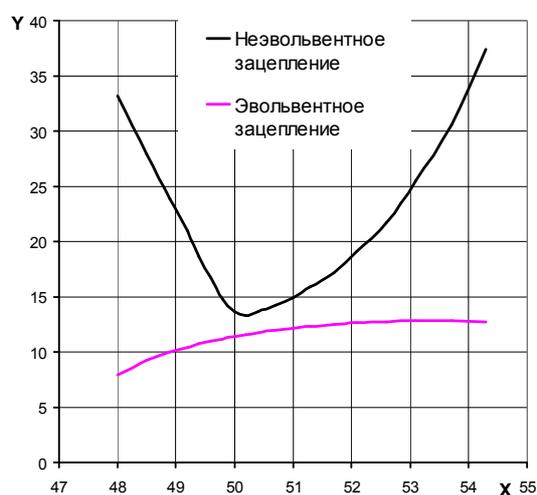
Таким образом, для сравнительной оценки нагрузочной способности передачи с точки зрения контактных напряжений необходимо определить в каждой фазе зацепления приведенный радиус кривизны, величину нормальной силы, а затем определить величину отношения контактных напряжений неэвольвентного зацепления к контактным напряжениям аналогичной передачи с эвольвентным профилем зубьев, то есть  $\sigma_H/\sigma_{HЭ}$ . Выполнение неравенства  $\sigma_H/\sigma_{HЭ} < 1$  будет свидетельствовать о том, что нагрузочная способность передачи с неэвольвентным профилем выше нагрузочной способности аналогичной передачи с эвольвентным профилем зубьев. В противном случае можно будет сделать вывод о предпочтительности эвольвентного профиля.

На рис. 2 представлены результаты сравнительной оценки нагрузочной способности передач с точки зрения контактных напряжений.

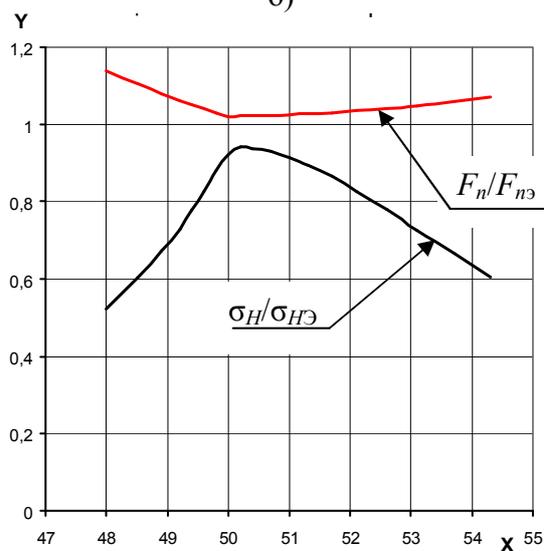


Параметры проектируемой передачи:  
 межосевое расстояние  $a_w=150$  мм;  
 передаточное отношение  $i_{12}=-2,0$ ;  
 коэффициент торцевого перекрытия  $\epsilon_a=1,10$

а)



б)



в)

а) - построение сопряженного профиля; б) - приведенный радиус кривизны,  $\rho_{пр}$ ;  
 в) - оценка контактных напряжений.

Рисунок 2. Результаты анализа контактных напряжений неэвольвентной передачи

## ВЫВОДЫ

1. Нагрузочная способность зубчатой передачи на базе рассмотренного неэвольвентного зацепления выше аналогичной передачи с эвольвентным профилем зубьев.
2. Наибольшим контактным напряжениям подвержены участки неэвольвентных профилей, расположенные вблизи начальных окружностей зубчатых колес.
3. Начальная и конечная фазы зацепления неэвольвентных профилей характеризуются значительными величинами приведенного радиуса кривизны  $\rho_{пр}$  и, как следствие, низкими значениями контактных напряжений.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И. И. – М.: Наука, 1975.– 638 с.
2. Теория механизмов и машин: учебн. для вузов / [Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. и др]; под ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987.– 495 с.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / Кожевников С. Н. – М.: Машиностроение, 1973.– 590 с.