

Каменяр Михаил Евгеньевич

студент

Научный руководитель

Кузнецов Николай Константинович

д-р техн. наук, профессор,
заведующий кафедрой КСМ

ФГБОУ ВО «Иркутский национальный
исследовательский технический университет»
г. Иркутск, Иркутская область

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКРЫТИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ В ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

***Аннотация:** в статье обсуждается правомерность утверждения профессора Л.Т. Дворникова о невозможности одновременного вхождения в контакт нескольких пар зубьев. Работа посвящена исследованию одного из важных показателей эвольвентной зубчатой передачи, связанного с процессом перекрывтия зацепления. Эвольвентные зубчатые передачи получили самое широкое распространение в различных областях техники, обеспечивая передачу крутящего момента с постоянным передаточным отношением и допуская некоторые изменения межосевого расстояния между колесами. Авторами отмечено, что понимание процессов, взаимодействия зубьев в разные моменты времени, происходящих в этих передачах при перекрывтии зацепления, существенно влияет на качество и надежность работы механизмов и машин.*

***Ключевые слова:** эвольвентное зацепление, зубчатые передачи, зубчатые колеса, коэффициент перекрывтия.*

Если подходить к данной проблеме формально, исходя из основных положений и принципов ТММ, то, действительно, движение зубчатых колес при наличии более одного контакта зубьев невозможно [1]. Это явление можно объяснить наличием в механизмах избыточных связей, которые дублируют имею-

щиеся в них связи и действие которых обусловлено не только введением в механизмы дополнительных звеньев, так называемых «пассивных связей» по И.И. Артоблевскому [2], но и из-за несоответствия реальных размеров, форм и взаимного расположения звеньев и кинематических пар механизмов расчетным значениям. Эти избыточные связи приводят к значительному повышению требований к точности изготовления и затруднению процессов сборки и монтажа звеньев и кинематических пар. Как правильно замечено в статье [1], «никакая точность изготовления зубьев ... не обеспечит ... того, чтобы выход первой пары зубьев колес из зацепления происходил в тот же момент, когда войдет в зацепление вторая пара зубьев». Если же воспользоваться процедурой нахождения в механизме избыточных связей и избавления от них, предложенными проф. Г.А. Тимофеевым [3], то никакой «принципиальной ошибки» в определении понятия «перекрывания зацепления» цитируемых авторов не существует.

С целью разрешения этой проблемы определим наличие избыточных связей в зубчатом зацеплении [3].

$$g = W - 3n + 2p_5 + p_4 = 1 - 3 \times 2 + 2 \times 2 + 2 = 1$$

Для избавления от избыточных связей заменим одну из пар 5 класса более подвижной парой 4 класса, в результате чего подвижность зубчатого механизма станет равной

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \times 2 - 2 \times 1 - 1 \times 3 = 1$$

Тогда

$$g = 1 - 3 \times 2 + 2 \times 1 + 3 = 0.$$

На самом деле избавиться от избыточной связи позволяет наличие зазоров между боковыми поверхностями зубьев, которые предусматриваются для исключения гидравлического удара жидкости из-за наличия смазки и снижения требований к точности изготовления и монтажа зубчатых механизмов. Из этого следует, что если первый зуб первого колеса непосредственно передает движение на первый зуб второго колеса, то между другими парами колес гарантировано присутствует зазор, который сохраняет фактическую подвижность зубчатых колес.

Исследование выполнялось на примере эвольвентной зубчатой передачи с числом зубьев шестерни, равном $z_1 = 21$, колеса – $z_2 = 33$ и модуле $m = 5$. Были найдены основные размеры зацепления, создана твердотельная модель и физический макет эвольвентной зубчатой передачи (см. рис. 1) и проанализирован процесс перекрытия с помощью покадровой фото-фиксации картины зацепления.

Необходимые расчётные параметры приведены в таблице 1.

Таблица 1

Наименование		Шестерня 1	Колесо 2
Диаметр окр. вершин зубьев, мм	d_a	115	175
Диаметр основной окр., мм	d_b	98,668	155,049
Межцентровое расстояние, мм	a_w	135	

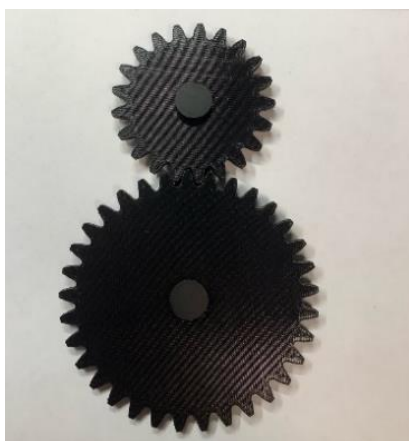


Рис.1 Макет эвольвентной зубчатой передачи

Определим угол поворота, соответствующий дуге зацепления,

$$\alpha_{\text{зац}} = \frac{\overline{BB_1}}{2\pi r_b} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{2\pi r_b} = 4^\circ 25' = 4,42^\circ$$

где $\overline{BB_1}$ – дуга зацепления; $\alpha_w = 20^\circ$ -угол зацепления.

Найдем коэффициент перекрытия зацепления

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_w} = 1,622$$

Угол поворота, соответствующий полному времени зацепления, был разделен на несколько равных интервалов: $\alpha_{\text{зац}} = 4^\circ 25'$, и для каждого интервала были зафиксированы контакты зубьев передачи. Было показано, что действительно не менее 60% времени в зацеплении находились две пары зубьев. В ка-

честве примера, на рис. 2 показан момент входа в зацепление первой пары зубьев, а на рис. 3 – момент выхода из зацепления.

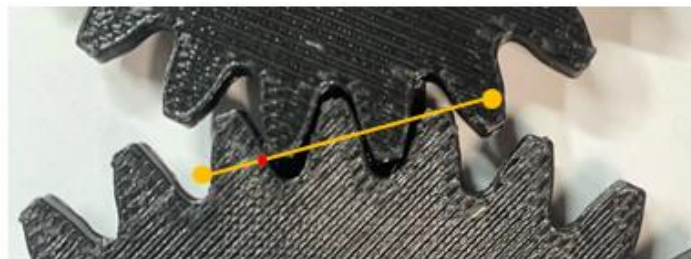


Рис. 2 Момент входа в зацепление первой пары зубьев

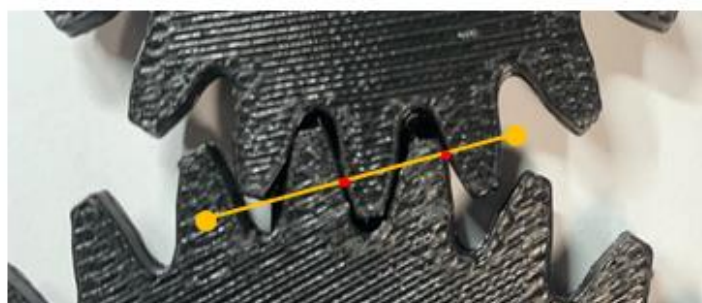


Рис. 3 Момент выхода из зацепления

Таким образом, проведенное исследование подтвердило возможность «перекрытия зацепления» в реальных зубчатых механизмах.

Список литературы

1. Дворников Л.Т. Принципиальные уточнения понятия перекрытия зацепления эвольвентных зубчатых передач / Л.Т. Дворников, И.А. Жуков // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2022. – №16. – С. 37–45. DOI 10.26160/2658-3305-2022-16-37-45. EDN KNAGSC
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – 3-е изд. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
3. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум для прикладного бакалавриата / Г.А. Тимофеев. – 3-е изд. – М.: Юрайт, 2019. – 368 с.