

А. В. УСТИНЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, С. В. АНДРИЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПО ВЫСОТЕ ЗУБА В ПЕРЕДАЧАХ С ЭВОЛЮТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

У статті розглядається процес зацеплення зубів в евольвентній передачі і зміна контактної тиску, що виникає при цьому, по висоті зуба з урахуванням однопарного та двопарного зацеплення. За отриманими раніше геометричними та твердотільними моделями побудовано скінченно-елементну модель зубчастого сектора. Побудовано графіки контактних тисків по висоті зуба з урахуванням переспрямлення. Також отримані напруження по Мізесу, що виникають в глибині зуба. Аналіз результатів розрахунку показав, що зона однопарного зацеплення з високими контактними тисками у евольвентній передачі вище, ніж у евольвентної. Однак на периферії головки і ніжки зуба контактні тиски істотно нижче, ніж у евольвентної передачі.

Ключові слова: контактний тиск, евольвентне зацеплення, приведений радіус кривизни, метод скінченних елементів.

В статье рассматривается процесс зацепления зубьев в эвольвентной передаче и изменение возникающих при этом контактных давлений по высоте зуба с учетом однопарного и двупарного зацепления. По полученным ранее геометрическим и твердотельным моделям построена конечно-элементная модель зубчатого сектора. Построены графики контактных давлений по высоте зуба с учетом переспрямления. Также получены напряжения по Мизесу, возникающие в глубине зуба. Анализ результатов расчета показал, что зона однопарного зацепления с высокими контактными давлениями у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной. Однако на периферии головки и ножки зуба контактные давления существенно ниже, чем у эвольвентной передачи.

Ключевые слова: контактные давления, эвольвентное зацепление, приведенный радиус кривизны, метод конечных элементов.

The article discusses the process of teeth meshing in the involute gear and the resulting contact pressures on the height of the tooth, taking into account one-pair and two-pair gearing. Based on the previously obtained geometric and solid models, a finite-element model of the tooth sector is constructed. The graphs of contact pressures on the height of the tooth are constructed with allowance for over-coupling. Also, stresses along the von Mises formed in the depth of the tooth were obtained. Analysis of the calculation results showed that the zone of single-pair meshing with high contact pressures in the involute gear is higher than in the involute gear. However, at the periphery of the tooth addendum and dedendum, the contact pressures are significantly lower than in involute gear.

Keywords: contact pressure, involute meshing, reduced radius of curvature, finite element method.

Введение. Актуальность задачи. Повышения контактной прочности зубчатой передачи можно достичь путем увеличения ее размеров либо повышением приведенного радиуса кривизны, то есть применяя выпукло-вогнутый контакт зубьев (ВВК).

Очевидно, что первый путь приводит к негативным последствиям – увеличению массы и габаритов приводов машин. В тоже время применение ВВК является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукло-вогнутым контактом зубьев, в частности эвольвентное зацепление, предложенное А. И. Павловым. В монографии [1] и работах [2, 3] подробно рассмотрены методы синтеза исходных контуров и геометрии эвольвентных зацеплений, однако оценка их качественных показателей и нагрузочной способности выполнена только ориентировочно. Поэтому их подробное исследование является важной научно-практической задачей.

1. Моделирование процесса работы эвольвентного зацепления. Контактная прочность в зубчатом зацеплении является одним из факторов, определяющим работоспособность передачи. На возникающее в процессе работы контактное выкрашивание зуба влияет несколько параметров: приведенный радиус кривизны, относительная скорость скольжения, смазка и т.д. В традиционных эвольвентных передачах контактное выкрашивание происходит в зоне ниже полюса зацепления [4]. Новые перспективные зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением, имеющие выпукло-вогнутый контакт, позволяют снизить контактные давления в полюсе зацепления. Однако рассматриваемые передачи в приполюсной зоне имеют двояковыпуклый контакт (ДВК), а на ножке и головке зуба – выпукло-вогнутый. Очевидно, что переспрямление зубьев в процессе работы передачи существенно влияет на значение контактных давлений на каждом из зубьев [6–8].

Для подробного исследования данной задачи необходимо построить трехмерную твердотельную модель пары зубчатых колес. Затем, опираясь на возможности современных САЕ-систем, провести анализ напряженно-деформированного состояния (НДС), что позво-

лит: 1) определить контактные давления по высоте зуба с учетом многопарности зацепления; 2) определить напряжения по Мизесу в глубине зуба; 3) построить график зависимости контактных давлений от высоты зуба.

2. Подготовка модели к расчету. Для моделирования работы зубчатого зацепления был взят сектор шестерни и колеса с количеством зубьев, равным 5. Толщина обода зубчатых колес составила 2 модуля. Такая твердотельная геометрическая модель при расчете контактной задачи даст адекватные результаты с невысокими затратами вычислительной мощности компьютера [9].

Для расчета использовалась пара зубчатых колес с такими параметрами: число зубьев шестерни – 32, число зубьев колеса – 33, модуль 5 мм, ширина венца 15 мм, коэффициент разности эвольвентной передачи k равен 5, угол зацепления в полюсе – 15 градусов, крутящий момент – 280 Н·м.

На рис. 1 показан общий вид расчетной модели, а на рис. 2 – зоны контакта на одном из трех зубьев, которые будут рассчитаны.

Также в контактной паре было создано отдельное тело в виде полуцилиндра (рис. 3). При создании конечно-элементной модели это позволит уменьшить размер сетки в зоне контакта, не затрагивая при этом остальную часть зубчатой пары.

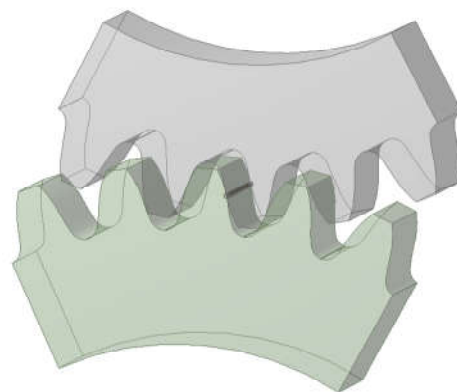


Рис. 1 – Расчетная модель зубчатого зацепления

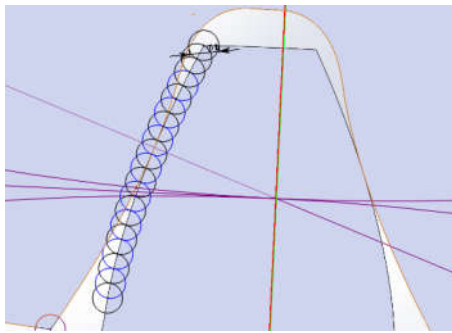


Рис. 2 – Расчетные зоны контакта на рабочей поверхности зуба

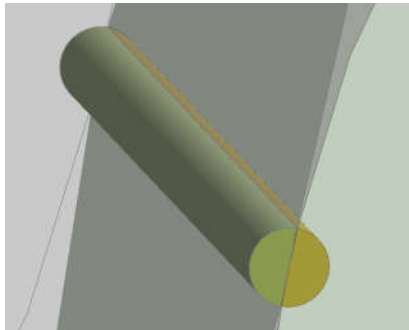


Рис. 3 – Зона контакта, выделенная отдельными твердыми телами

3. Построение конечно-элементной модели. Тип конечно-элементной сетки, примененный к контактирующим телам – hex dominant, размер элемента – 0,1 мм (рис 4); для остальной части модели тип конечных элементов – tetrahedrons с размером элемента 1 мм (рис. 5).

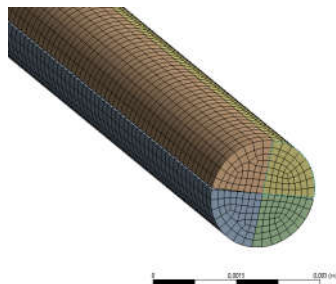


Рис. 4 – Конечно-элементная сетка контактирующей пары тел

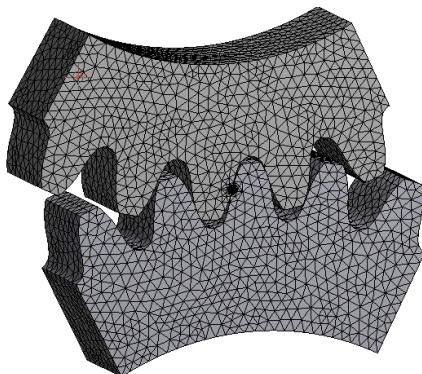


Рис. 5 – Конечно-элементная сетка зубчатой пары

На рис. 6 показана совместная конечно-элементная сетка исследуемой модели.

Для расчета НДС к ступице шестерни был приложен крутящий момент, а ступица колеса была жестко зафиксирована. После первого расчета зубчатая пара поворачивалась на заданный угол и проводился новый расчет; всего

было вычислено 19 положений, что является достаточным для общей оценки НДС зубчатой передачи. Расчет проводился в программном комплексе ANSYS Workbench.

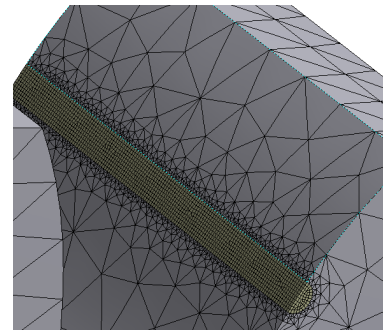


Рис. 6 – Совместная конечно-элементная сетка зуба колеса

4. Результаты расчета контактных давлений в передаче с эвольвутным зацеплением приведены в табл. 1.

Для сравнительного анализа полученных данных был проведен расчет аналогичной эвольвентной передачи. Результаты расчета приведены в табл. 2

Таблица 1 – Контактные давления в зубьях эвольвентной передачи при ее работе

Положение	Контактное давление в первом зубе, МПа	Контактное давление во втором зубе, МПа	Контактное давление в третьем зубе, МПа
1	470	300	0
2	480	210	0
3	443	200	0
4	407	218	0
5	364	240	0
6	309	326	0
7	226	393	0
8	223	461	0
9	0	727	0
10	0	800	0
11	0	847	0
12	0	855	0
13	0	834	0
14	0	768	0
15	0	470	200
16	0	368	250
17	0	280	347
18	0	215	408
19	0	220	465

Таблица 2 – Контактные давления в зубьях эвольвентной передачи при ее работе

Положение	Контактное давление в первом зубе, МПа	Контактное давление во втором зубе, МПа	Контактное давление в третьем зубе, МПа
1	2	3	4
1	800	520	0
2	550	500	0
3	554	510	0
4	556	530	0
5	544	553	0
6	526	541	0
7	518	552	0

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
8	527	592	0
9	480	574	0
10	680	588	0
11	0	765	0
12	0	785	0
13	0	766	0
14	0	581	560
15	0	560	550
16	0	565	550
17	0	536	550
18	0	522	551
19	0	577	577

На рис. 7 показаны напряжения по Мизесу в одном из расчетных положений.

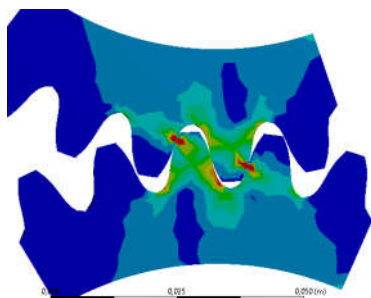


Рис. 7 – Напряжения по Мизесу в одном из рабочих положений зубчатой пары

На рис. 8 приведен график зависимости контактных давлений по высоте зуба. Высота зуба показана в относительных единицах.

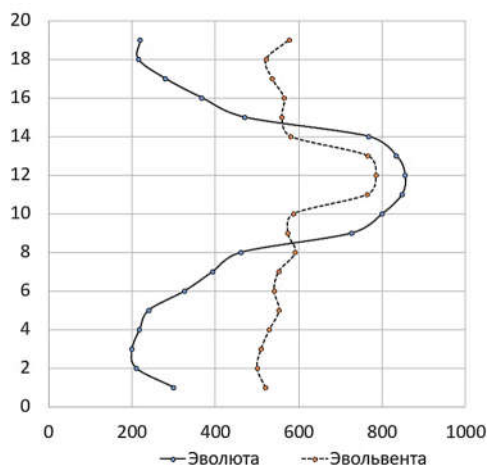


Рис. 8 – Контактные давления по высоте зуба в передачах с эвольвентным и эвольвентным зацеплением

Как видно из графиков, зона однопарного зацепления и, соответственно, зона высоких контактных давлений у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной.

Сопоставим графики удельной скорости скольжения со значениями контактных давлений по высоте зуба для эвольвентной передачи (рис. 9) и для аналогичной эвольвентной (рис. 10).

Анализ графиков (рис. 9–10) показывает, что зона высоких контактных давлений у эвольвентной передачи в значительной мере совпадает с зоной высокой удельной скорости скольжения. В эвольвентной передаче данная комбинация также совпадает, однако за счет меньшей

зоны однопарного зацепления и меньших контактных давлений эти показатели играют менее важную роль, чем в эвольвентном зацеплении. В свою очередь головка и ножка зуба эвольвентной передачи, наряду с меньшими контактными давлениями, испытывает меньшую удельную скорость скольжения, что приведет к более высокому КПД и меньшему износу рабочей поверхности зуба. Такие свойства эвольвентного зацепления могут быть более эффективными в косозубой передаче либо при модификации профиля зуба, предложенной в работе [7].

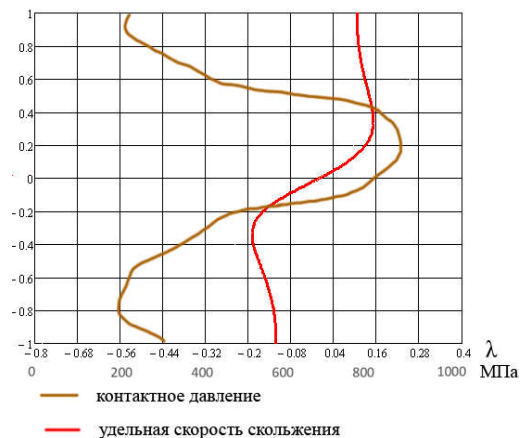


Рис. 9 – Контактное давление и удельная скорость скольжения в эвольвентной передаче

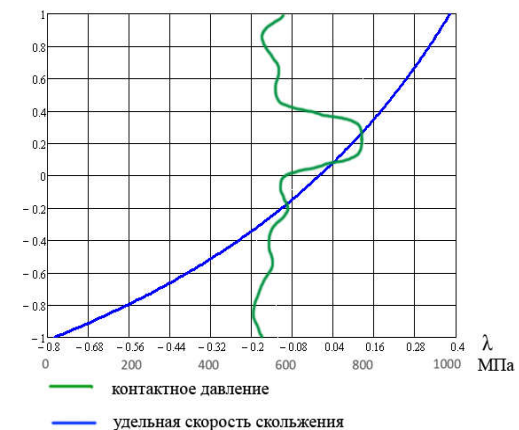


Рис. 10 – Контактное давление и удельная скорость скольжения в эвольвентной передаче

Выводы:

1. Построена твердотельная параметрическая модель эвольвентной зубчатой пары, а на основании упрощенной геометрии построена КЭ модель.

2. Выполнен анализ НДС эвольвентного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу при перемещении линии контакта по высоте зуба.

3. Анализ результатов расчета показал, что зона однопарного зацепления с высокими контактными давлениями у эвольвентной передачи выше, чем у эвольвентной с аналогичными конструктивными параметрами.

4. Отметим, что зона однопарного зацепления в эвольвентной передаче практически совпадает с зоной ДВК, что негативно сказывается на контактной прочности околополюсной зоны. Однако на периферии головки и ножки зуба контактные давления существенно ниже, чем у эвольвентной передачи.

5. Полученные результаты еще раз подчеркивают актуальность дальнейших исследований предложенной в [7] модификации эвольвентного профиля в приполюсной зоне, которая обеспечивает отсутствие зоны ДВК

Список литературы

1. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
2. Павлов А. И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып. 5. – С. 103–106.
3. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 19. – С. 124–128.
4. Трубин Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 403 с.
5. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – № 29. – С. 154–164.
6. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Кротенко Г. А., Сериков В. И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – № 36. – С. 127–131.
7. Протасов Р. В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 1. – С. 37–43.
8. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в односторонних непарных эволютных передачах // Вестник СевНТУ: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Механика, энергетика, экология". – Севастополь, 2011. – № 120. – С. 64–69.
9. Бруйака В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
3. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie rabochikh profilej zub'ev evolutnykh peredach [Construction work profile evolute gear teeth]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD]. Kharkov, 2010, no. 10, pp. 124–128.
4. Trubin G. K. Kontaktnaya ustalost' materialov dlya zubchatikh kolez [Contact fatigue materials for gears]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962. 530 p.
5. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie perekhodnoi krivoi zub'ev evolutnykh peredach [Construction of transition curve evolute gear teeth]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemy mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"]. Kharkov, 2010, no. 27, pp. 148–153.
6. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Krotenko G. A., Serikov V. I. Issledovanie skorosti skolzheniya profilej zub'ev v evolutnykh peredachakh [Research profiles of teeth sliding speed evolute gears]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemy mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"]. Kharkov, 2012, no. 36, pp. 127–131.
7. Protasov R. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizny v evolutnykh peredachakh [The study reduced radius of curvature in the evolute gears]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR"* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD]. Kharkov, 2010, no. 1, pp. 37–43.
8. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizny i kontaktnykh napryazhenij v odnostoronnykh neparnykh evolutnykh peredachakh [The study reduced radius of curvature and contact stresses in one-sided unpaired evolute gears]. *Vestnik SevNTU, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mekhanika, energetika, ekologiya"* [Bulletin of the SevNTU, Coll. of scientific papers. Mechanics, energy, ecology]. Sevastopol, 2011, no. 120, pp. 64–69.
9. Bruyaka V. A. *Ingenerniy analiz v ANSYS Workbench. Uchebnoye posobie* [Engineering analysis in the ANSYS Workbench. Tutorial]. Samara, Samar. gos. tekhn. universiteta Publ., 2010. 271 p.

References (transliterated)

Поступила (received) 12.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження контактних напружень по висоті зуба у передачах з еволютним зацепленням / О. В. Устиненко, Р. В. Протасов, С. В. Андрієнко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2017. – № 25 (1247). – С. 160–163. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследование контактных напряжений по высоте зуба в передачах с эволютным зацеплением / А. В. Устиненко, Р. В. Протасов, С. В. Андрієнко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ", 2017. – № 25 (1247). – С. 160–163. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0791.

Research of contact stress by height of tooth in gears with evolute meshing / A. V. Ustinenko, R. V. Protasov, S. V. Andrienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 160–163. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Протасов Роман Васильович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Протасов Роман Васильевич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Protasov Roman Vasylovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Андрієнко Сергій Володимирович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Андрієнко Сергей Владимирович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, преподаватель кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Andrienko Sergej Vladimirovich – Kharkov National Automobile and Highway University, Lecturer at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.