

Chalmers Tekniska Hogskola, Göteborg, 1964. 6. *Стрельников В.Н.* Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин. (Часть 2).- М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990.- 97с. 7. *Стрельников В.Н.* Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны.- М.: Машиностроение, 1992. - 322 с. 8. *Стрельников В.Н.* Контактная задача зубчатого зацепления с промежуточными телами качения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. - Донецк ДГТУ. 2004. - Вып. 27.- С.238 –254. 9. *Стрельников В.Н.* Влияние особенностей контактного взаимодействия на упругие деформации полого цилиндра // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. - Донецк: ДГТУ. 2006. - Вып. 31. - С. 198 – 203. 10. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. М., «Мир», 1989 г., с. 509. 11. *Bufler H.* Beanspruchung und Schlupf beim Rollen elastische walzen Forschung Gel Ing. W. 1960, 27, 121. 12. *Johnson K. L.* Tangential friction and microslip in rolling contact. Rolling Contact phenomena Ed. Bidwell. Amsterdam, 1960. 13. *Boussinesq I.* Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques. Paris. 1885. 14. *Динник А. Н.* Удар и сжатие упругих тел. Известия Киевского политехнического института. – Кн. 4. – Киев: 1909. С. 27 – 30. 15. *Динник А. Н.* Избранные труды. Изд. - во АН УССР, т. 1, - Киев: 1952. 16. *Беляев Н. М.* К вопросам о местных напряжениях в связи с сопротивлением рельсов смятию. Труды ЛИИПС. – Вып. 99. – Л.: 1929. С. 21 – 26. 17. *Беляев Н. М.* Местные напряжения при сжатии упругих тел. Инженерные сооружения и строительная механика. – Л.: Путь, 1942. С. 18 – 28. 18. *Ерошкин А. И.* Исследование нагрева и охлаждения смазки высокоскоростных подшипников. Труды института им. Баранова. – № 329. - Л.: 1958. С. 86 – 94. 19. *Спицын Н. А.* Подшипники качения. Справочник машиностроения. – М.: Машгиз, 1960. С. 121 – 134.

УДК 621.833

А.Ф.КИРИЧЕНКО, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»

А.И.ПАВЛОВ, канд. техн. наук, ХНАДУ

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ В ЭВОЛЮТНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Розглядаються формули для розрахунку параметрів та характеристик зубчастої передачі та будуються графіки їх залежності між собою. Це дозволяє використовувати наведений матеріал для побудови оптимальної зубчастої передачі.

Formulas for calculation of parameters and characteristics of a tooth gearing are considered(examined) and diagrams of dependence of them among themselves are under construction. It allows to use the given material for construction of an optimum tooth

Постановка проблемы. Развитие теории зацеплений позволило получить новые зацепления, которым дано название эволютных [3]. Применение новых зацеплений требует глубоких их исследований.

Анализ литературы. В монографии [1], как и в других источниках, нет даже упоминания о возможных новых зацеплениях.

Цель статьи – установить зависимость наиболее важных характеристик новых зацеплений от параметров зубчатой передачи, что позволит выбирать наиболее оптимальные варианты.

Основные характеристики. Радиус кривизны рабочей поверхности является одним из наиболее важных параметров [1-8] любого зацепления.

Зависимость между радиусами кривизны сопряженных контактирующих поверхностей [3] определяется уравнением

$$\frac{\sin \beta_1}{\rho_1 - l} + \frac{\sin \beta_2}{\rho_2 - l} = \frac{\cos(\alpha + \beta_1)}{r_1} + \frac{\cos(\alpha - \beta_2)}{r_2}, \quad (1)$$

где r_i – радиусы делительных окружностей колес зубчатой передачи;

α – текущий угол зацепления;

ρ_i – радиусы кривизны контактирующих поверхностей;

β_i – углы смещения, определяемые по формулам:

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{l \sin \alpha}{r_i + (-1)^i l \cos \alpha}, \quad (2)$$

где l – расстояние от полюса зацепления до мгновенного центра скоростей в построении Бобилье (рис.1).

Пользуясь рис.1, можно записать формулу для вычисления радиуса кривизны рабочей поверхности зуба шестерни

$$\rho = \frac{rk \sin \alpha}{r \sin \alpha \cos \alpha - k} + d, \quad (3)$$

где k – коэффициент разновидности, определяемый по формуле

$$k = l \sin \alpha ;$$

d – расстояние от точки контакта до полюса зацепления.

Найдем значение коэффициента разновидности из совместного решения выражений для радиусов кривизны контактирующих поверхностей (3), для чего разделим уравнения почленно:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{ur \sin \alpha \cos \alpha + k}{u(r \sin \alpha \cos \alpha - k)}, \quad (4)$$

откуда

$$k = \frac{ur \sin \alpha \cos \alpha (\rho_1 - \rho_2)}{u\rho_1 + \rho_2}. \quad (5)$$

Подставив значение (5) в выражение для ρ_1 (3), получим

$$r \sin \alpha = \frac{\rho_1 \rho_2 (u + 1)}{u(\rho_1 - \rho_2)} \quad (6)$$

Так как приведенный радиус кривизны

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}, \quad (7)$$

то

$$r \sin \alpha = \frac{u + 1}{u} \rho_{np}. \quad (8)$$

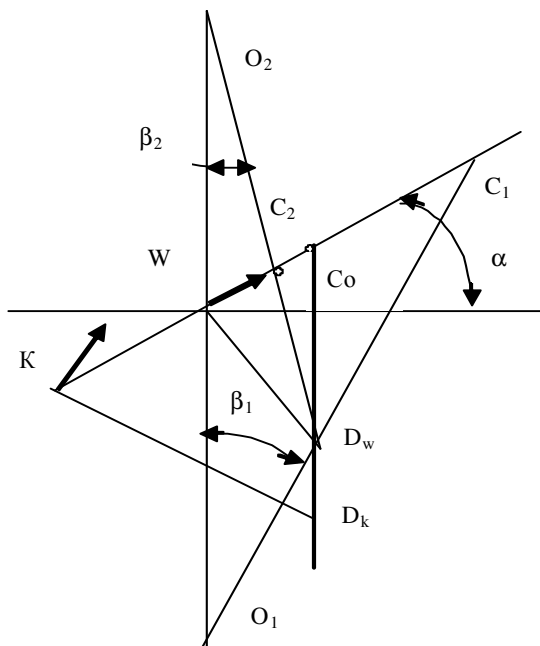


Рис. 1.

После подстановки (8) в (5) имеем

$$k = \frac{(u+1)\rho_{np}(\rho_1 - \rho_2)\cos\alpha}{u\rho_1 + \rho_2} \quad (9)$$

Если задаться значениями угла зацепления в полюсе передачи α и радиусами кривизны, то можно определить радиус делительной окружности шестерни

$$r = \frac{\rho_1\rho_2(u+1)}{(\rho_1 - \rho_2)u\sin\alpha} \quad (10)$$

и значение коэффициента разновидности по формуле (9).

где u – передаточное число передачи;

r – радиус делительной окружности меньшей шестерни.

Влияние передаточного отношения на приведенный радиус кривизны в зацеплении отражено на рис.2. Приведенный радиус кривизны растет в эвольвютном зацеплении с уменьшением передаточного числа, а в эвольвентном – с увеличением передаточного числа. Предельное значение ρ_{np} равно произведению $R\sin\alpha$, откуда видна синусоидальная зависимость приведенного радиуса кривизны от угла зацепления.

Влияние коэффициента разновидности на приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления не сказывается, его влияние сказывается только вне полюса зацепления, что подтверждается формулами (1) и (3).

Выводы. Установлена связь между приведенным радиусом кривизны в зацеплении и параметрами передачи: передаточным числом, углом зацепления, коэффициентом разновидности и положением точки контакта.

Поскольку в полюсе зацепления контакт происходит в момент, когда в зацеплении находится одна пара зубьев, то приведенный радиус кривизны является наиболее важным показателем в данный момент зацепления и определяется по формуле

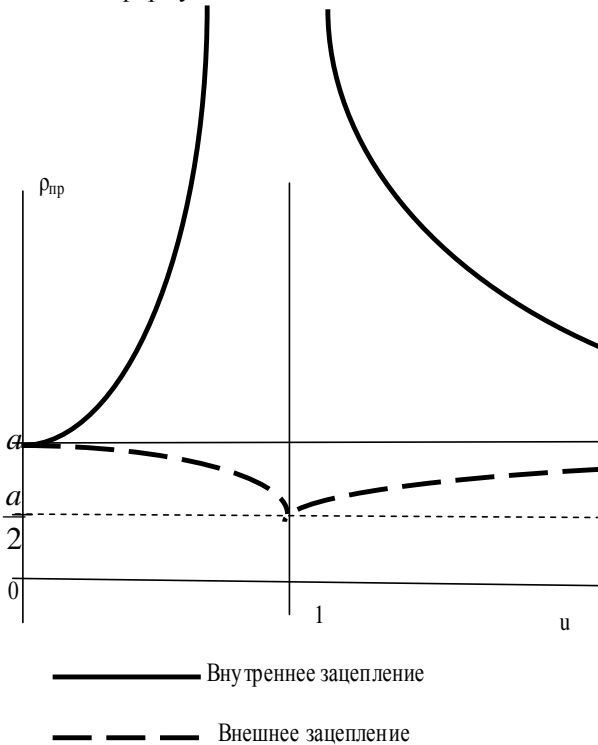


Рис. 2. Влияние передаточного отношения на приведенный радиус в зацеплении

Список литературы. 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука.-1968.-584с.
 2. Павлов А.И. Ось зацеплений пространственной передачи. // 3. Кириченко А.Ф. Уравнение Эйлера-Савари для общего случая зацепления. // Вісник СНУ ім. В. Даля. Науковий журнал, №3 (49).-Луганськ.- 2002.- С. 191-192. 4. Павлов А.И. Совершенствование зубчатых зацеплений с выпукло-вогнутым контактом. // Вестник Национального технического ун-та «ХПИ», вып.6.-Харьков.-2001.-С. 181-184. 5. Павлов А.И., Чайка Е.Г., Матюшенко Н.В. Зацепление для тяжело нагруженных зубчатых передач. // Матеріали YI міжнародн. науково-практичної конф. «Наука і освіта '2003». Т. 12. Технічні науки.-Дніпропетровськ. Наука і освіта. -2003.- С. 48-49.
 6. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Федченко А.В. Компьютерное построение и анализ зацепления

для косозубых обкатных передач с выпукло-вогнутым контактом. // Труды 5-ой межд. научно-техн. конф. «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве».- Харьков.-2002.- С. 629-632. 7. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Порівняння характеристик просторових передач. // Вісник Технологічного університету Поділля, част. 1, Технічні науки.- Хмельницький.- 2002.- С. 32-33. 8. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Компьютерное исследование пространственных зубчатых зацеплений. // Зб. «Геометричне та комп'ютерне моделювання».-Харків, Харк. держ. академія техн. та орган. харч.-2002.- Вип. 1-С. 103-105.

УДК 621. 833.01

А.Ф.КИРИЧЕНКО, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»

В.А.БЕРЕЖНОЙ, ас., НТУ "ХПИ"

Д.В.ВОРОНЦОВА, асп., НТУ "ХПИ"

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИДА И ПАРАМЕТРОВ МОДИФИКАЦИИ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Розглядаються шляхи підвищення працездатності прямозубих коліс за допомогою застосування модифікованих зубців. Виконується розробка методики розрахунку об'ємного пружно-деформованого стану модифікованих прямозубих коліс методом скінчених елементів. Отримані результати розрахунків напруги та жорсткості модифікованих прямозубих коліс для чотирьох видів модифікацій зубців.

The increasing ways of spur gears capacity to work by means of using the modified tooth are studied. Development of strategy calculation of volumetric stress strain state of modification spur gears by method of finite element is performed. The stress and rigidity calculation results of modification spur gears for four types of modifications of tooth have been calculated.

Введение.

Будучи одним из наиболее распространённых видов механических передач, зубчатые передачи являются одной из неотъемлемых частей большинства современных машин и чаще всего определяют их качество и надёжность. Поэтому повышение технических и эксплуатационных характеристик зубчатых передач особенно на стадии проектирования является традиционно важной и актуальной задачей. За последние двадцать лет методы увеличения надёжности зубчатых передач получили достаточное развитие. Так перспективным решением - есть замена в определённых случаях колёс со стандартным исходным контуром на колёса с модифицированными определённым образом зубьями. На данный момент известно огромное количество способов модификации зубьев прямозубых колёс, области применения которых постоянно увеличиваются [1, 2]. Однако широкого внедрения эти модифицированные колёса не получили, и, прежде всего, из-за отсутствия общей методики расчёта и проектирования, которая бы учитывала многие технические и эксплуатационные требования.