

14. Михеев, М. А. Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — 2 изд. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
15. Van Dyke, M. An album of fluid motion [Текст] / M. Van Dyke. — The Parabolic Press. Stanford California, 1982. — 184 p.

ДЫМОВАЯ ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ПРИ ТЕПЛОБМЕНЕ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

В работе представлены результаты работы по визуализации линий тока теплоносителя при теплообмене свободной конвекцией на поверхности горизонтального цилиндра в условиях большого объема. Полученные результаты дают возможность более глубоко понять процессы и причины разного рода изменений, которые имеют место в описанном явлении.

Ключевые слова: теплообмен, свободная конвекция, горизонтальная труба, гидродинамика, визуализация.

Неїло Роман Володимирович, аспірант, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Україна, e-mail: roneilo@gmail.com.

Неїло Роман Владимирович, аспирант, кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина.

Neilo Roman, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: roneilo@gmail.com

УДК 621.833

Сапронова С. Ю.,
Мушоватый А. А.,
Ткаченко В. П.

ХАРАКТЕР КОНТАКТА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С КОНХОИДАЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Получены условия, определяющие характер контакта рабочих поверхностей зубьев с конхоидальной линией зацепления в зависимости от геометрических параметров исходного контура. Определены параметры исходных контуров, обеспечивающих выпукло-вогнутый контакт зубьев и контакт двух выпуклых зубьев зацепляющейся пары. Даны рекомендации по определению параметров исходного контура в зависимости от характера контакта рабочих поверхностей цилиндрических прямозубых передач.

Ключевые слова: зубчатая передача, поверхность, профиль, зуб, контур, контакт, конхоидальная линия зацепления.

1. Введение

В приводах современных машин могут найти применение неэвольвентные зубчатые передачи, обладающие более высокой нагрузочной способностью в сравнении с эвольвентными зубчатыми передачами. Среди этих передач перспективными являются зубчатые передачи с конхоидальной линией зацепления (конхоидальные зубчатые передачи) [1].

Нагрузочная способность зубчатых передач зависит от того, какой характер контакта рабочих поверхностей: контакт двух выпуклых или контакт выпуклой и вогнутой поверхностей. Поэтому актуальным является решение задачи по определению геометрических параметров зубьев, обеспечивающих заданный наиболее рациональный характер контакта их рабочих поверхностей. Это в полной мере относится к зубчатым передачам с конхоидальной линией зацепления, для которых эта задача не решалась.

2. Анализ последних исследований и публикаций

Геометрия зубьев передач с конхоидальной линией зацепления глубоко исследована в работах [2–5], в которых предложены разновидности исходных контуров

зубьев и экспериментально установлено, что эти зубчатые передачи имеют более высокие критерии работоспособности в сравнении с эвольвентными передачами. Однако определение геометрических параметров исходных контуров проведено без анализа характера контакта рабочих поверхностей зубьев. С учетом данного условия проведены исследования неэвольвентных зубчатых передач, результаты которых изложены в работах [5–9]. Данная статья посвящена разработке рекомендаций по определению параметров исходных контуров зубьев передач с конхоидальной линией зацепления в зависимости от характера контакта рабочих поверхностей.

Целью проведенных исследований была разработка рекомендаций по определению параметров исходного контура зубьев передач с конхоидальной линией зацепления, обеспечивающих контакт выпукло-вогнутых или двух выпуклых рабочих поверхностей зацепления.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие основные задачи:

1. Получить условия, определяющие параметры исходного контура зубьев передач с конхоидальной линией зацепления при обеспечении выпукло-вогнутого и выпуклого контактов рабочих поверхностей.
2. Разработать рекомендации по определению геометрических параметров исходных контуров.

3. Определить параметры и разработать конструкции исходных контуров, использование которых для профилирования зубьев дозаполосных и внеполосных передач с конхоидальной линией зацепления обеспечивает выпукло-вогнутый и выпуклый контакт рабочих поверхностей.

3. Результаты исследований

Профиль исходного контура (рис. 1) зубьев цилиндрических передач с конхоидальной линией зацепления очерчивается дугой окружности [1], уравнение которой в системе координат f_1Of_2 запишем в виде:

$$\begin{aligned} f_1 &= \rho \sin \alpha - a; \\ f_2 &= b - \rho \cos \alpha; \\ a &= \rho \sin \alpha_n; \\ b &= \rho \cos \alpha_n, \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ — радиус окружности; α — текущий угол профиля исходного контура; α_n — угол профиля исходного контура на делительной прямой; a — расстояние центра дуги ОА окружности от делительной прямой; b — расстояние центра дуги ОА окружности от оси Of_1 .

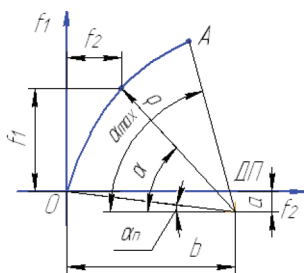


Рис. 1. Профиль исходного контура (ДП — делительная прямая)

Заметим, что значение угла α изменяется в пределах $\alpha_n \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$ (α_{\max} — наибольшее значение угла профиля исходного контура), значение α_{\max} по предварительным данным можно принимать в пределах $25^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 34^\circ$, а значение α_n — в пределах $10^\circ \leq \alpha_n \leq 25^\circ$. Для определения характера контакта рабочих поверхностей зубьев необходимо иметь значение кривизны профилей зубьев колес, нарезанных инструментом, спрофилированным исходным контуром. Будем полагать, что выпуклые зубья, например, шестерни нарезаются инструментом с вогнутым профилем АО (рис. 1), а зубья сопряженного колеса нарезаются инструментом с выпуклым профилем АО. В этом случае кривизна профиля зуба шестерни будет равна [10]:

$$x_1 = \frac{1}{\rho} + \frac{\sin^2 \alpha_n}{\left(R_1 + \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha}\right) \sin^3 \alpha}, \quad (2)$$

а кривизна профиля зуба колеса будет иметь значение [10]:

$$x_2 = \frac{1}{\rho} - \frac{\sin^2 \alpha_n}{\left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha}\right) \sin^3 \alpha}, \quad (3)$$

где R_1 и R_2 — радиусы начальных цилиндров шестерни и колеса.

Из равенств (2) и (3) следует, что кривизна профиля зуба шестерни всегда больше кривизны профиля инструмента и зуб является выпуклым, а кривизна профиля зуба колеса может иметь как положительный, так и отрицательный знак. При положительном знаке x_2 профиль зуба колеса вогнутый, а при отрицательном — выпуклый. В первом случае выпуклый зуб шестерни контактирует с вогнутым зубом колеса, а во втором — выпуклый зуб шестерни контактирует с выпуклым зубом колеса, т. е. в первом случае обеспечивается выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей зубьев, а во втором случае обеспечивается контакт выпуклых поверхностей зубьев (выпуклый контакт зубьев).

Учитывая изложенное, можно записать с учетом (3): — условие выпукло-вогнутого контакта зубьев:

$$\frac{1}{\rho} - \frac{\sin^2 \alpha_n}{\left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha}\right) \sin^3 \alpha} > 0; \quad (4)$$

— условие выпуклого контакта зубьев:

$$\frac{1}{\rho} - \frac{\sin^2 \alpha_n}{\left(R_2 - \frac{f_1 \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha}\right) \sin^3 \alpha} < 0. \quad (5)$$

Из (1), (4) и (5) следует, что для обеспечения выпукло-вогнутого контакта зубьев необходимо, чтобы

$$a < R_2 \sin^2 \alpha, \quad (6)$$

а для обеспечения выпуклого контакта зубьев необходимо, чтобы

$$a > R_2 \sin^2 \alpha. \quad (7)$$

Неравенства (6) и (7) могут выполняться в пределах части поля зацепления зубьев или в пределах всего поля зацепления. Последнее возможно при выполнении неравенств:

$$\begin{aligned} a &< R_2 \sin^2 \alpha, \\ a &> R_2 \sin^2 \alpha. \end{aligned} \quad (8)$$

При определении a необходимо задать R_2 , α_n или α_{\max} . В этом случае исходный контур будет обеспечивать выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей зубьев при всех R_2 больше заданного, а выпуклый контакт зубьев — при всех R_2 меньших заданного значения.

Возможны два варианта исходных контуров зубьев передач с конхоидальной линией зацепления. Первый — дозаполосный вариант, когда профиль исходного контура для профилирования головки и ножки зуба шестерни (колеса) очерчен дугой одного радиуса и расположен с двух сторон от делительной прямой (рис. 2), а второй — когда профиль исходного контура очерчен дугой окружности расположенной с одной стороны делительной прямой (рис. 3, а, б) (внеполосный вариант).

В первом случае для нарезания зубьев требуется один инструмент (например, червячная фреза), а во втором случае два инструмента (червячная фреза для нарезания зубьев шестерни и червячная фреза для нарезания зубьев колеса).

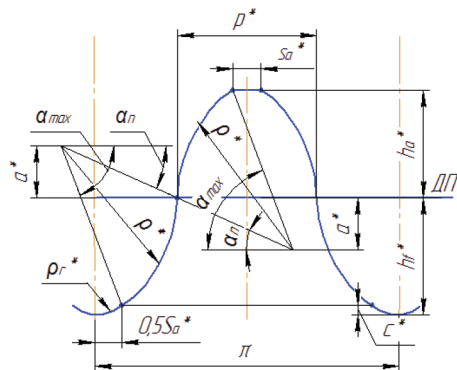


Рис. 2. Исходный контур дозаполусных передач (ДП — делительная прямая)

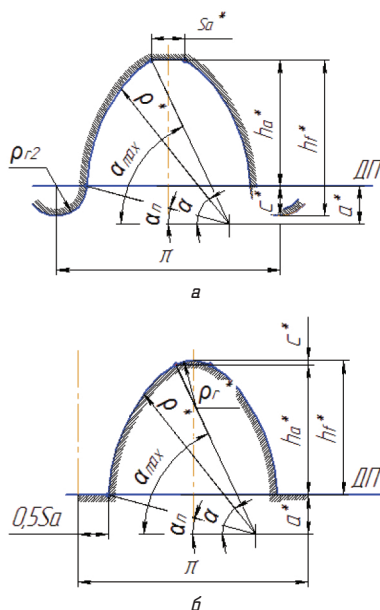


Рис. 3. Исходные контуры зубьев внеполусных передач (ДП — делительная прямая): а — исходный контур выпуклых зубьев колес (№ 1); б — исходный контур выпукло-вогнутых зубьев колес (№ 3)

В табл. 1 даны параметры исходных контуров зубьев дозаполусных передач с выпуклым контактом рабочих поверхностей (исходный контур № 1) при числе зубьев колес меньше 78 и с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей (исходный контур № 2) при числе зубьев колес больше 30 (исходный контур № 3). Исходный контур № 3 внеполусных передач с выпуклым контактом рабочих поверхностей при числе зубьев меньше 26 и с выпукло-вогнутым контактом рабочих поверхностей при числе зубьев колес больше 62.

Таблица 1

Параметры исходного контура (в долях модуля)

№	α_{max}^0	α_n^0	a^*	ρ^*	h_a^*	h_f^*	ρ_Γ^*	c^*	S_a^*
1	28	24,8	8,545	20,31	1	1,43	0,42565	0,17329	0,5768
2	32	20	1,76	5,131	1	1,16012	0,34683	0,16062	0,5852
3	32	20	3,64	10,645	2	2,1917	0,4078	0,1917	0,6916
4	32	20	3,64	10,645	2	2,175	0,2660	0,1750	0,5

Геометрические параметры исходных контуров определены с использованием следующих зависимостей:

$$\rho^* = \frac{h_a^*}{\sin \alpha_{max} - \sin \alpha_n},$$

$$a^* = \rho^* \sin \alpha_n,$$

$$S_a^* = \rho^* (\cos \alpha_m - \cos \alpha_{max}),$$

$$\rho_\Gamma^* = \frac{S_a}{2 \cos \alpha_{max}},$$

$$c^* = \rho^* (1 - \sin \alpha_{max}),$$

$$h_f^* = h_a^* + c^*.$$

Число зубьев, при котором обеспечивается выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей определено:

$$z > \frac{2a^*}{\sin^2 \alpha_n}, \tag{9}$$

а при обеспечении выпуклого контакта рабочих поверхностей:

$$z < \frac{2a^*}{\sin^2 \alpha_{max}}. \tag{10}$$

Формулы (9) и (10) получены из неравенств (7) и (8).

4. Выводы

1. Получены условия, определяющие параметры исходного контура зубьев передач с конхоидальной линией зацепления при обеспечении выпукло-вогнутого и выпуклого контактов рабочих поверхностей.
2. Разработаны рекомендации по определению геометрических параметров исходных контуров.
3. Определены параметры и разработаны конструкции исходных контуров, использование которых для профилирования зубьев дозаполусных и внеполусных передач с конхоидальной линией зацепления обеспечивает выпукло-вогнутый и выпуклый контакт рабочих поверхностей.
4. Дальнейшее развитие исследований в данном направлении связано с оптимизацией параметров исходных контуров и проведением экспериментальных работ.

Литература

1. Шабанов, И. Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления [Текст] / И. Р. Шабанов // Надежность и качество зубчатых передач. НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106. — 1967. — С. 1—8.
2. Шабанов, И. Р. Зубчатая передача, состоящая из цилиндрических зубчатых колес с конхоидальной линией зацепления и ее элементы [Текст] / И. Р. Шабанов // Труды УСХИ. Том XII. — 1966. — Вып. 16. — С. 20—28.
3. Носко, П. Л. Сравнительный анализ критерия контактной прочности неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач [Текст] / П. Л. Носко, В. П. Шишов, А. А. Муховатый // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ», 2012. — № 35. — С. 119—124.
4. Шишов, В. П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением [Текст]: монография / В. П. Шишов, П. Л. Носко, П. В. Филь. — Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. — 408 с.

5. Boshansky, M. Volba geometrickych parametrov konvexno-konkavneho ozubenia z hladiska povrchoveho poskodenia bonu zuba [Text] / M. Boshansky. — SJF STU, Bratislava, 1997. — 104 p.
6. Veres, M. Teoria celneho rovinného ozubenia [Text] / M. Veres, M. Boshansky. — STK Bratislava, 1999. — 112 p.
7. Veres, M. Theory of Convexo-concave and plane cylindrical gearing [Text] / M. Veres, M. Boshansky, J. Gachis. — Slovak university of technology, Bratislava, 2006. — 180 p.
8. Litvin, F. Gear Geometry and Applied Theory [Text] / F. Litvin, A. Fuentes. — Ed. 2. — Cambridge University, 2004. — 125 p.
9. Boshansky, M. Posudenie vhodnosti pouzitia Sortveru v revnostney analize ozubenych kolies metodom MKP [Text] / M. Boshansky, J. Medzihradsky. — Acta Mechanica Slovaca, Kosice, 2007. — P. 45–53.
10. Шишов, В. П. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением [Текст] / В. П. Шишов, Д. А. Панкратов, А. А. Муховатый // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ», 2001. — № 12. — С. 33–40.

ХАРАКТЕР КОНТАКТУ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ З КОНХОІДАЛЬНОЮ ЛІНІЄЮ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Отримано умови, що визначають характер контакту робочих поверхонь зубців з кохоїдальною лінією зачеплення залежно від геометричних параметрів вихідного контуру. Визначено параметри вихідних контурів, що забезпечують опукло-увігнутий контакт зубців і контакт двох опуклих зубців пари зачеплення. Надано рекомендації з визначення параметрів вихідного контуру залежно від характеру контакту робочих поверхонь циліндричних прямозубих передач.

Ключові слова: зубчата передача, поверхня, профіль, зуб, контур, контакт, конхоїдальна лінія зачеплення.

Сапронова Светлана Юрьевна, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания и машиноведения, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина, e-mail: doc_sapronova@mail.ru. Муховатый Александр Анатольевич, кандидат технических наук, старший преподаватель, кафедра двигателей внутреннего сгорания и машиноведения, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина, e-mail: mukhovatyy@mail.ru. Ткаченко Виктор Петрович, доктор технических наук, профессор, кафедра автоники и управления на транспорте, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина, e-mail: v.p.tkachenko@mail.ru.

Сапронова Світлана Юріївна, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння і машинознавства, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Україна.

Муховатий Олександр Анатолійович, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра двигунів внутрішнього згоряння і машинознавства, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Україна.

Ткаченко Віктор Петрович, доктор технічних наук, професор, кафедра автоники і управління на транспорті, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Україна.

Sapronova Svitlana, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine, e-mail: doc_sapronova@mail.ru.

Mukhovatyy Oleksandr, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine, e-mail: mukhovatyy@mail.ru.

Tkachenko Viktor, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine, e-mail: v.p.tkachenko@mail.ru

УДК 621.311.4.031

Сінчук О. М.,
Бойко С. М.

ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ АВТОНОМНОЇ УСТАНОВКИ В ПІДЗЕМНИХ ГІРНИЧИХ ВИРОБКАХ ЗАЛІЗОРУДНИХ ШАХТ

Проаналізована специфіка роботи вітроенергетичного комплексу в умовах діючих підземних виробок залізорудних шахт. Досліджено аеродинамічні особливості вентиляційних потоків підземних виробок залізорудних шахт та їх вплив на роботу вітроенергетичної установки. Розроблена структура електромеханічної частини вітроенергетичного комплексу і система управління ним з прогнозованим потенціалом надійності електропостачання споживачів електричної енергії підземних виробок залізорудних шахт.

Ключові слова: вітроенергетична установка, енергетичний комплекс, економічна ефективність, електромеханічний вітроенергетичний комплекс.

1. Вступ

У зв'язку із стійкою тенденцією щорічного збільшення споживання електричної енергії (ЕЕ), зростанням цін на її виробництво, а також впливом екологічних обмежень, що постійно зростають, все більш актуальним стає завдання збільшення об'ємів отримання ЕЕ шляхом використання поновлюваних джерел, особливо енергії вітру, яка у вітрових електричних установках (ВЕУ) перетворюється в електричну. Важливо, щоб очікуваний ефект від впровадження можливо досягти лише при ма-

совому використанні та впровадженні ВЕУ в тому числі в промисловості та побуті. Цікавим в цьому спрямуванні можуть бути підземні гірничі виробки шахт, де згідно технології ведення робіт постійно присутній штучно створюваний потік повітря з його сталими параметрами.

2. Мета досліджень

Розробка теоретичних аспектів та практичних рішень по використанню повітряного вентиляційного потоку підземних гірничих виробок залізорудних шахт для