

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Мироненко А. И. (НУК, ГП НПКГ «Зоря– Машпроект»
г. Николаев, Украина)

Аннотация. Представлены результаты исследований зубчатых передач нового поколения. Данные статических испытаний нагруженного контакта цилиндрического и бочкообразного роликов подтвердили расчеты размера пятна контакта по теории, разработанной А.П.Поповым. Проведены ресурсные испытания опытного редуктора с модифицированной шестерней. Они показали, что опытная конструкция обладает высокой нагрузочной способностью при более низком уровне вибрации по сравнению со штатной конструкцией редуктора

Ключевые слова: зубчатая передача, пятно контакта, нагрузочная способность, модифицированная шестерня

1. Введение

Постановка проблемы. Роль передач с начальным линейным контактом в зацеплении зубьев исключительно велика в современном машиностроении. Однако с ростом окружных скоростей до 175...225 м/с и передаваемых мощностей до 60...125 МВт, повышением требований по уменьшению весогабаритных показателей и улучшению виброакустических характеристик появились сомнения в целесообразности дальнейшего использования традиционных конструкций зубчатых передач. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [1-6]. Указанные исследования базируются на основе разработанной теории контактной прочности упруго сжатых тел [2-4], впервые выполненных теоретических и новых технических решений.

Цель работы. Основная цель работы - доказательство уникальности точечной системы зацепления зубьев, которая по всем показателям является намного предпочтительнее традиционной линейной системы зацепления зубьев. Основа доказательства построена на впервые выполненных теоретических и экспериментальных исследованиях точечного контакта зубьев в статике на опытных образцах и в рабочих условиях на редукторе.

Данные доказательства являются основой для создания высокоскоростных и тяжело нагруженных зубчатых передач нового поколения, не имеющих на данный момент времени аналогов в редукторостроении.

2. Основное содержание и результаты работы. Известная классическая теория контактной прочности упруго сжатых тел с начальным точечным и линейным касанием, разработанная Герцем в конце XIX века, в течение ста с лишним лет уточнялась и дорабатывалась отечественными и зарубежными исследователями. В связи с этим возникает вопрос: уместно ли говорить об эффективности зубчатых передач с точечным контактом зубьев, если при указанном взаимодействии зубьев максимальные контактные напряжения, исходя из решений Герца, существенно выше таковых, имеющих место при линейном контакте зубьев? Ответ очевиден: исследования зубчатых пе-

редач с точечным контактом зубьев необходимы, так как они вскрывают новые и ранее неизвестные резервы повышения их работоспособности и эффективности.

Что же касается указанных решений Герца, то они не могут быть использованы при расчетах зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев, так как получаемые при этом значения контактных напряжений достигают очень больших величин, не имеющих места в реальных конструкциях.

Для подтверждения сказанного выполним расчет передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15, характеризуемой точечным зацеплением выпукло-вогнутых зубьев. Параметры передачи: $z_1=34$; $z_2=70$; $m_n=5$ мм; $\alpha=27^\circ$; $\beta=15^\circ$; $F_n=2,1 \cdot 10^4$ Н; $\nu = 0,3$; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа. Приведенные радиусы кривизны выпукло-вогнутых зубьев в двух взаимно перпендикулярных плоскостях zOx и zOy равны: $\rho_w=67,5$ мм и $R = 1830$ мм. Данные расчетов этой зубчатой передачи по методикам различных авторов и организаций см. табл. 1.

Таблица 1. Сопоставительные результаты расчетов

Определяемые величины	Источники информации				
	Герц, [6]	Ковалев М.Н. [9]	Макушин Н.И. [1]	ВНИИНМАШ, [7]	ИМАШ, [8]
σ_{\max}^*	9771	3843	9818	4473	3206
$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}^*}$	14,00	5,50	14,06	6,41	4,60
$\varphi_F = \varphi_\sigma^3$	2743	167	2783	263	97

По данным табл. 1 следует, что расчетные величины максимальных напряжений σ_{\max} примерно в $\varphi_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_{\max}^* = 4,6 \dots 14$ раз выше напряжений $\sigma_{\max}^* = 698$ МПа, имеющих место в передаче Новикова ОЛЗ–1,35–0,15. Указанное возрастание максимальных напряжений σ_{\max} соответствует снижению нагрузочной способности зацепления Новикова по контактным напряжениям $\varphi_F = \varphi_\sigma^3 = 97 \dots 2783$ раза. Это значительно превышает предельные величины, имеющие место в реальных конструкциях.

По этой причине гиперболоидные передачи, конические передачи со спиральными зубьями и передачи Новикова, характеризуемые точечным контактом, до сих пор считаются по общеизвестной формуле Герца для линейного контакта. Указанная формула совершенно не отражает физической сущности напряженного состояния зубьев, так как при взаимодействии зубьев в точке имеет место не плоское, а объемное напряженное состояние.

Несоответствие между напряжениями σ_{\max} , определяемыми на основе решений классической теории контактной прочности упруго сжатых тел, и напряжениями, имеющими место в реальных конструкциях, послужило поводом для создания новой теории контактной прочности.

Новая теория основана на получении двух равнозначных функций контактных деформаций. Первая функция контактных деформаций определяется с учетом приня-

тых форм тел до и после нагружения. Для нахождения второй функции используется гипотеза Винклера.

В классической теории, в отличие от новой теории контактной прочности, отсутствует причинно–следственная связь между функциями контактных деформаций и контактных напряжений. Речь идет о том, что функция контактных деформаций (причина) отображает функцию контактных напряжений (следствие).

Рассмотрим ряд решений новой теории контактной прочности применительно к зубчатым передачам с пространственной точечной системой зацепления зубьев. В связи со сказанным запишем уравнения малой a , большой b полуосей эллиптической площадки деформаций и максимальных напряжений σ_{\max} в виде уравнений [2, 3]:

$$a = K_1 \sqrt[3]{\alpha \rho_w \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] F_n}; \quad (1)$$

$$b = K_1 \sqrt[3]{\frac{c_w}{\delta^2} \left[\frac{1 H_1^2}{(\delta + H_1) E_1} + \frac{1 H_2^2}{(\delta + H_2) E_2} \right] F_n}; \quad (2)$$

$$\sigma_{\max} = K_2 \sqrt[3]{\frac{\delta F_n}{c_w^2 \left[\frac{1 H_1^2}{(\delta + H_1) E_1} + \frac{1 H_2^2}{(\delta + H_2) E_2} \right]^2}}, \quad (3)$$

где K_1, K_2 – числовые коэффициенты; $\alpha = a/b = \sqrt{\rho_w/R}$ – коэффициент; ρ_w – приведенный радиус кривизны зубьев в плоскости zOx (в полюсе зацепления); $R = b_w^2/8\Delta S$ – радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни; b_w – длина зубьев (ширина венца); ΔS – параметр криволинейности зубьев шестерни в торцевых сечениях; ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона; E_1, E_2 – модули упругости материалов зубчатых колес; F_n – нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев.

Уравнения (1)–(3) получены, исходя из расчетной модели контакта, которая в плоскости zOx (рис. 1, а) характеризуется внешним или внутренним касанием круговых цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , а во взаимно перпендикулярной плоскости zOy (рис. 1, б) – взаимодействием цилиндра с радиусом R с плоскостью. На рис. 2 изображен зуб шестерни с криволинейными образующими боковых поверхностей.

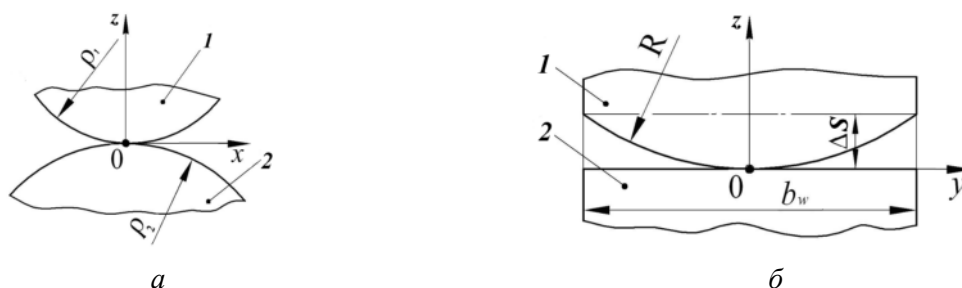


Рис. 1. Расчетная модель контакта цилиндров в плоскости zOx (а) и контакта цилиндра с плоскостью в проекции на координатную плоскость zOy (б): 1 – зуб шестерни; 2 – зуб колеса

Если в уравнениях (1)–(3) принять $v_1 = v_2 = v = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, что характерно для стальных зубчатых колес, то в этом случае запишем:

$$a = K_3 \sqrt[3]{\frac{6c_w F_n}{(\delta + h)E}}; \quad (4)$$

$$b = K_3 \sqrt[3]{\frac{c_w F_n}{\delta^2 (\delta + h)E}}; \quad (5)$$

$$y_{\max} = K_4 \sqrt[3]{\frac{6(\delta + h)^2 E^2 F_n}{c_w^2}}, \quad (6)$$

где K_3, K_4 – числовые коэффициенты.

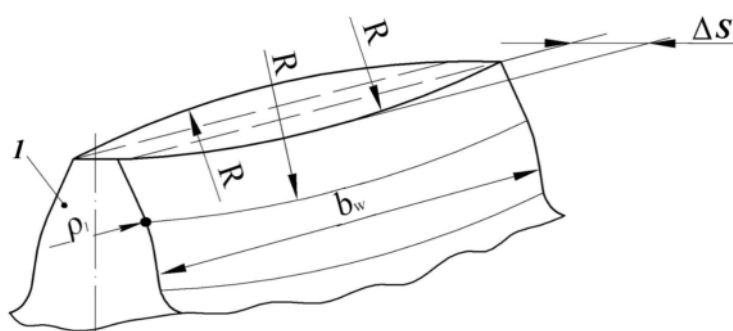


Рис. 2. Общий вид зуба модифицированной шестерни

Если в уравнениях (4), (5) принять $a = b$, что характерно для модели контакта сферических тел, например, шаров или шара с плоскостью, то в этом случае коэффициент $\alpha = 1$, а указанные уравнения примут вид:

$$a = K_5 \sqrt[3]{\frac{c_w F_n}{E}}; \quad (7)$$

$$y_{\max} = K_6 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{c_w^2}}. \quad (8)$$

где K_5, K_6 – числовые коэффициенты.

Полученные выражения (7) и (8) полностью совпадают с таковыми, полученными Герцем для контакта сферических тел.

Проведение экспериментов на моделях – это первый шаг по установлению достоверности основ новой теории контактной прочности. С этой целью были выполнены статические испытания устройства [2], имитирующего контакт бомбинированного и цилиндрического роликов. Расчетные размеры пятна контакта между роликами подтвердились результатами испытаний.

Однако определяющим фактором проверки указанной достоверности послужила проверка точечного зацепления при ресурсных испытаниях двухступенчатого прямозубого редуктора с зубьями внешнего зацепления (рис. 3, а).

Мощность, передаваемая редуктором на номинальном режиме, равна $N=5250$ кВт, на первой ступени разделяется на три потока (рис.3, б). Частота вращения входного вала равна $n = 12840$ об/мин.

В опытном редукторе, в отличие от штатного, длина зубьев шестерни 1 была уменьшена со 135 мм до 77 мм, т.е. в 1,75 раза (рис.3, в, г). Точечный контакт колес первой ступени опытного редуктора обеспечен изменением профиля зубьев шестерни. Прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев заменены криволинейными образующими с радиусом кривизны $R = 61,7$ м.

Зубья колес редуктора выполнены с «глубоким» профилем, имеющим высоту головки $h_a = 1,25m$ и угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$. Для улучшения взаимодействия зубьев на входе и выходе из зацепления выполнена профильная модификация ножек и головок зубьев шестерни 1.

Шестерня 1 (рис. 3, б), как и зубчатый редуктор (рис. 3, а), были изготовлены на ГП НПКГ «Зоря–Машпроект», а модификация зубьев шестерни выполнена в ЗАО «Мотор–Сич» (г. Запорожье) на высокоточном зубошлифовальном станке «Пфаутер–600».

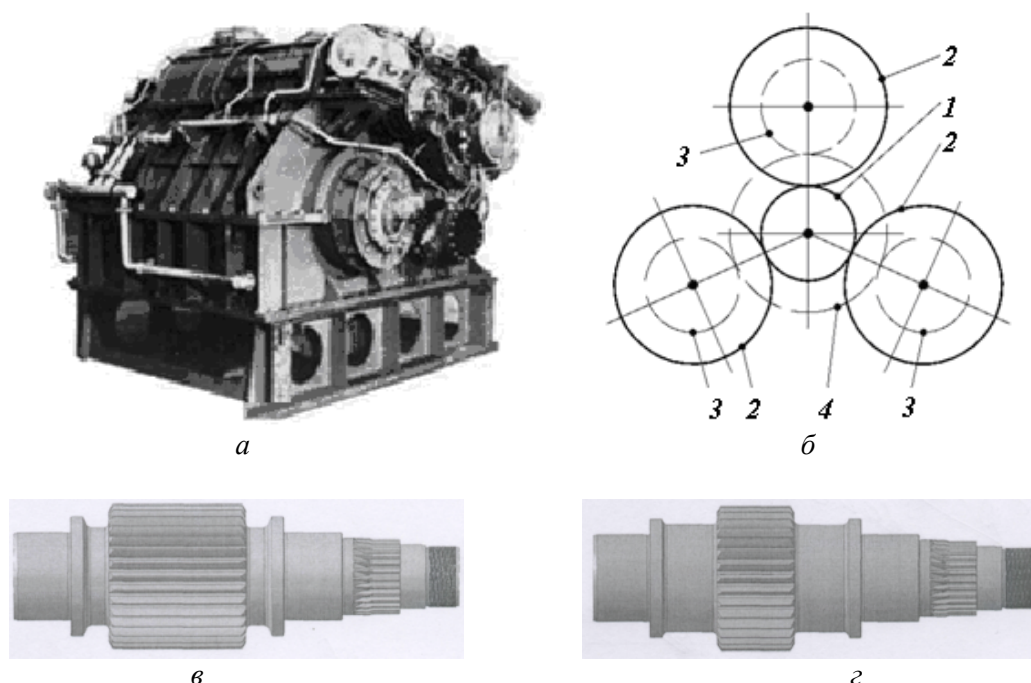


Рис. 3. Общий вид (а), кинематическая схема редуктора (б), штатный (в) и модифицированный (г) вал - шестерня 1

Испытания опытного редуктора проведены на ГП НПКГ «Зоря – Машпроект» на режимах нагружения от $0,4N$ до $1,2N$ (см. табл. 2).

Из табл.2 следует, что суммарное число циклов нагружения составило $128,5 \cdot 10^6$, из которых 90 % циклов нагружения приходится на номинальный режим и около 3,6 % циклов – на режим перегрузки.

Опытный редуктор, помимо высокой нагрузочной способности по контактным напряжениям, показал высокую нагрузочную способность по напряжениям изгиба.

В новой серии экспериментальных исследований опытный редуктор включен в состав газотурбинного комплекса. Продолжающиеся испытания показали, что разрабо-

танная новая конструкция сохраняет работоспособность при наработке, значительно превышающей номинальный ресурс.

При проведении первой серии испытаний установлено, что опытный редуктор примерно на 12 дБ (децибел) имел меньший уровень вибрации и шума по сравнению со штатным редуктором.

Таблица 2. Параметры режимов работы редуктора

Передаваемая мощность N , кВт	$0,4N$	$0,6N$	$0,8N$	N	$1,2N$
	2100	3150	4200	5250	6300
Частота вращения n , об/мин	5136	7704	10272	12840	12840
Число циклов нагружения $N_{HE} \cdot 10^{-6}$	1,85	2,77	3,70	115,56	4,62

Для проведения дальнейших исследований разработан новый вид зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев, у которых прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни повернуты на угол $\theta \leq 1,5^\circ$ относительно аналогичных образующих зубьев колеса. Для изготовления указанных зубьев можно воспользоваться отечественными станками, учитывая, что немецкие высокоточные зубошлифовальные станки типа «Хоффлер» или «Пфаутер» очень дорогие.

Кроме того, разработаны зубчатые передачи с пространственной точечной двух, трех, четырехпарной системой зацепления, характеризующиеся высоким уровнем снижения вибрации и шума ΔL (в децибелах), что очевидно, табл. 3.

Таблица 3. Ожидаемое снижение уровня вибрации в многовенечных зацеплениях

Профиль зуба, вид зацепления		Снижение уровня вибрации и шума	Число венцов n		
			2	3	4
Нормальный	Прямозубое	ΔL , дБ	9,5	14	17
	Косозубое		20	21	23
«Глубокий»	Прямозубое		14	19	21
	Косозубое		23	24	26

Заключение. Выполненные исследования позволили установить следующее:

1. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований впервые доказана уникальность точечного зацепления зубьев. При этом теоретические исследования базируются на основе новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, разработанной проф. А. П. Поповым.

2. Показано, что классическая теория контактной прочности не может быть использована при расчетах, например, вышеназванных зубчатых передач, так как получаемые при этом значения напряжений не совпадают с реальными величинами напряжений, характерными для зубчатых передач.

3. Разработаны зубчатые передачи с пространственной точечной n -парной системой зацепления зубьев и передачи, образующие боковых поверхностей зубьев шес-

терни которых повернуты относительно образующих боковых поверхностей зубьев колеса на некоторый угол.

Список литературы. 1. Макушин М. И. Напряженное состояние и прочность в местах контакта. - М.: Тр. кафедры сопромата МВТУ, 1947. - С.79 -145. 2. Попов А. П., МIRONENKO А. И. Зубчатая передача с точечным контактом зубьев. - Вестник Национального Технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Харьков, 2010. -№27. -С. 133-141. 3. Попов А. П. Контактная прочность зубчатых механизмов. - Николаев. Изд-во НУК. - 2008. -580 с. 4. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. - Николаев. Изд-во Атолл.-2010.-774 с. 5. Федякин Р.В., Чесноков В. А. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач// Изв. ВВИА им. проф. Жуковского. -М., 1982. - 114 с. 6. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. - М.; Гос. науч. - техн. изд-во машиностроит. лит., 1948. - 891 с. 7. ВНИИНМАШ. Передачи зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев HB>350. Расчет на прочность. Методические рекомендации. - М., 1987. - 86 с. 8. ИМАШ РАН. Влияние перекоса на определение нагрузки в зубчатом зацеплении и между сателлитами в планетарной зубчатой передаче. - М., 2009. -30 с. 9. Ковалев М. П., Народецкий М. З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. - М., Машиностроение, 1980. -375 с.

INCREASE OF EFFICIENCY OF MODERN GEARINGS

O. Popov, Yu. Kipreyev, O. Mironenko

(Ukrainian State Marine Technical University, Mykolaiv)

Abstract: The results of researches of gearing of new generation have been presented. Data of static tests of loaded contact of cylindrical and crowned rollers have confirmed the results of calculations of spot contact size according to O. P. Popov theory. Working life tests of experimental reduction gear with modified pinion have been carried out. They have showed that experimental construction has high load capacity and more low vibration level in comparison with traditional construction of reduction gear

Key words: gearing, spot of contact, loading ability, modified cog-wheel

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Попов О.П., Кіпрєєв Ю.М., МIRONENKO О. І.

(Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв)

Анотація. Надані результати досліджень зубчастих передач нового покоління. Дані статичних випробувань навантаженого контакту циліндричного і бочкоподібного роликів підтвердили результати розрахунків розміру плями контакту по теорії, розробленої О.П.Поповим. Проведені ресурсні випробування дослідного редуктора з модифікованою шестернею. Вони показали, що дослідна конструкція володіє високою здатністю навантаження при нижчому рівні вібрації в порівнянні зі штатною конструкцією редуктора

Ключові слова: зубчаста передача, пляма контакту, навантажувальна здатність, модифікована шестерня

Надійшла до редколегії 03.06.2011 р.