

УДК 629.833

О. Попов

Професор, докт. техн. наук

Ю. Кіпрєєв

Доцент, канд. техн. наук

Національний університет
кораблебудування імені
адмірала Макарова,
м. Миколаїв

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СУЧАСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

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

зубчаста передача, навантажувальна здатність, контактне напруження, просторове зачеплення

Вступ. Роль передач з початковим лінійним контактом у зачепленні зубів винятково велика в сучасному машинобудуванні. Однак з ростом колових швидкостей до 175...225 м/с і переданих потужностей до 60...125 МВт, підвищенням вимог щодо зменшення вагогабаритних показників і поліпшення віброакустичних характеристик з'явилися сумніви у доцільності подальшого використання традиційних конструкцій зубчастих передач.

Для усунення вказаних вище недоліків були розроблені нові конструкції зубчастих передач з арковими, еволютними та іншими видами профілів зубів, що, однак, не привело до покращання властивостей зубчастих передач. У середині минулого століття з'явилися зубчасті передачі Новикова з просторовою точковою системою зачеплення опукло-вгнутих зубів, які не тільки не задовольнили поставлені до них вимоги, але й стали перешкодою на шляху вдосконалювання й подальшого розвитку традиційних зубчастих передач.

У зв'язку з цим були розпочаті пошуки зі створення нових зубчастих передач, які б відповідали вищевказаним вимогам. Більше десяти років під керівництвом професора О. П. Попова виконуються дослідження в таких напрямках: пошук нових конструктивних схем зубчастих зачеплень, що задовольняють підвищені вимоги до якості сучасних конструкцій [1 – 3]; розроблення теоретичних

методів розрахунку характеристик і несучої здатності в контакті зубів нових конструкцій [1, 2]; оцінювання віброакустичних характеристик сучасних зубчастих зачеплень [4].

У результаті досліджень, виконаних на основі нових технічних рішень і принципово нових методів розрахунку зубів, теоретично доведено, що для евольвентних зубчастих передач доцільнішою є не плоска лінійна, а просторова система зачеплення з величезною різницею кривин і первісним точковим контактом зубів [1, 3].

Мета статті – експериментальна перевірка працездатності редуктора з модифікованим зачепленням зубчастих коліс, створеного на основі нової теорії контактної міцності.

Результати й аналіз експериментальних досліджень. Розрахунки напружень і деформацій початкових точкових контактів на основі класичної теорії Герца призводили до широкого розкиду результатів і не підтверджувалися на практиці.

Для підтвердження цієї думки нами виконано розрахунок на контактну міцність передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 з вихідними даними: $z_1=34$; $z_2=70$; $m_n=5$ мм; $\alpha_{до}=27^\circ$; $\beta=15^\circ$; $b_w=60$ мм; $F_n=2,1 \cdot 10^4$ Н; $E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\nu=0,3$; $\rho_w=67,5$ мм і $R_w=1830$ мм – зведені радіуси кривини опукло-вгнутих зубів у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Спочатку було визначимо максимальні контактні напруження $\sigma_H = 783$ МПа за загальновідомою формулою Герца у косозубій передачі з лінійною взаємодією зубів, виходячи з розмірів передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15. Навантажувальна здатність передач Новикова ОЛЗ, у тому числі й передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15, перевищує навантажувальну здатність традиційних косозубих передач в 1,4 рази [9].

З огляду на точковий контакт, напруження σ_{max} у передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 можна визначити за формулою $\sigma_{max}^* = \sigma_{HB} / \sqrt[3]{1,4} = 700$ МПа. Максимальні контактні напруження в передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15, які розраховані за формулою О. П. Попова [1], рівні 698 МПа. Ці значення практично збігаються з напруженнями $\sigma_{max}^* = 700$ МПа, що підтверджує достовірність залежності.

Розрахункові значення напружень σ_{max} , знайдені за залежностями різних авторів, розроблених з урахуванням розв'язків Герца, наведені у табл. 1.

З табл. 1 видно, що розрахункові величини напружень σ_{max} приблизно в $\varphi_\sigma = \sigma_{max} / \sigma_{max}^* = 4,6 \dots 14$ рази вищі від напружень $\sigma_{max}^* = 698$ МПа, що існують у передачі Новикова ОЛЗ–1,35–0,15. Зазначене зростання σ_{max} відповідає зниженню навантажувальної здатності зачеплення Новикова за контактними напруженнями $\varphi_F = \varphi_\sigma^3 = 97 \dots 2783$ рази, що значно перевищує граничні величини напружень у реальних конструкціях.

Саме з цієї причини гіперболоїдні передачі, кінчні передачі зі спіральними зубами і передачі Новикова, які мають точковий контакт, дотепер розраховують за загальновідомою формулою Герца для лінійного контакту. Зазначена формула зовсім не відображає фізичну сутність напруженого стану зубів, бо при взаємодії зубів у точці відбувається не плоский, а об'ємний напружений стан.

Цілковита невідповідність між напруженнями σ_{max} , розрахованими на основі класичної теорії контактної міцності пружно стислих тіл, і напруженнями, в реальних конструкціях, стала підставою для створення принципово іншої теорії контактної міцності.

Нова теорія заснована на одержанні двох рівнозначних функцій контактних деформацій. Перша функція контактних деформацій визначається з урахуванням прийнятих форм тіл до й після навантаження. Для знаходження другої функції використовується гіпотеза Вінклера.

У класичній теорії, на відміну від нової теорії контактної міцності, відсутній причинно-наслідковий зв'язок між функціями контактних деформацій і контактних напружень. Мова йде про те, що функція контактних деформацій (причина) відображає функцію контактних напружень (наслідок).

Розглянемо деякі з розв'язків нової теорії контактної міцності стосовно до зубчастих передач з просторовою точковою системою зачеплення зубів. Запишемо рівняння малої a , великої b півосей еліптичної ділянки деформацій і максимальних контактних напружень σ_{max} у вигляді таких рівнянь [1]:

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

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

$$\sigma_{max} = K_2 \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{\rho_w^2 \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right]^2}}; \quad (3)$$

де K_1, K_2 – числові коефіцієнти; $\alpha = a/b = \sqrt{\rho_w / R}$ – коефіцієнт; ρ_w – зведений радіус кривини зубів у площині zOx (у полюсі зачеплення); $R = b_w^2 / 8\Delta S$ – радіус кривини твірних бічних поверхонь зубів шестерні; b_w – довжина зубів (ширина вінця); ΔS – параметр криволінійності зубів шестерні в торцевих перерізах; ν_1, ν_2 – коефіцієнти Пуансона; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів зубчастих коліс; F_n – нормальна сила, що діє на спряжену пару зубів.

Рівняння (1) – (3) отримані, виходячи з розрахункової моделі контакту, що у площині zOx (рис. 1,а) характеризується зовнішнім або внутрішнім дотиком кругових циліндрів з радіусами ρ_1, ρ_2 , а у взаємно перпендикулярній площині zOy (рис. 1,б) – взаємодією циліндра з радіусом R з площиною.

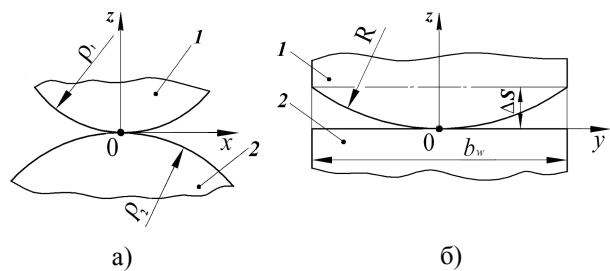


Рис. 1. Розрахункова модель контакту циліндрів у площині zOx (а) і контакту циліндра з площиною в проекції на координатну площину zOy (б): 1 – зуб шестерні; 2 – зуб колеса

Таблиця 1

Порівняльні результати розрахунків

Обумовлені величини	Джерела інформації				
	Герц, [8]	Ковальов, [7]	Макушин, [8]	ВНИИМАШ, [5]	ИМАШ, [6]
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

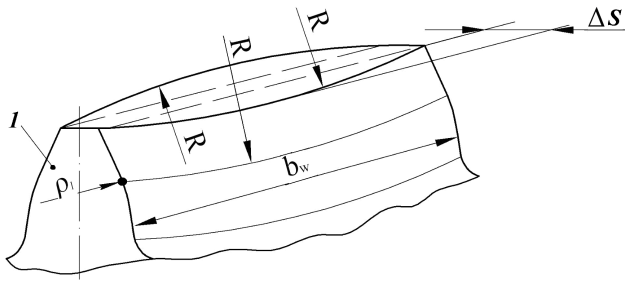


Рис. 2. Загальний вид зуба шестерні

На рис. 2 зображений зуб модифікованої шестерні з криволінійними твірними бічних поверхонь.

Якщо в рівняннях (1) – (3) прийняти $v_1=v_2=v=0,3$ і $E_1=E_2=E$, що характерно для сталевих зубчастих коліс, то в цьому випадку запишемо:

$$a = K_3 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v) E}}; \quad (4)$$

$$b = K_3 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + v) E}}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} = K_4 \sqrt[3]{\frac{\alpha (\alpha + v)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (6)$$

де K_3, K_4 – числові коефіцієнти.

Якщо в рівняннях (4), (5) прийняти $a=b$, що характерно для моделі контакту сферичних тіл, наприклад, куль або кулі з площиною, то в цьому випадку коефіцієнт $\alpha=1$, а зазначені рівняння набудуть вигляду:

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

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

де K_5, K_6 – числові коефіцієнти.

Отримані вирази (7) і (8) повністю збігаються з формулою Герца для контакту сферичних тіл.

Проведення експериментів на моделях – це перший крок зі встановлення вірогідності основ нової теорії контактної міцності. З цією метою були виконані статичні випробування пристрою [2], що імітує контакт бочкоподібного й циліндричного роликів. Розрахункові розміри плями контакту між роликками підтвердилися результатами випробувань.

Однак визначальним фактором перевірки зазначеної вірогідності стала перевірка точкового зачеплення при ресурсних випробуваннях двосходинкового прямозубого редуктора із зубами зовнішнього зачеплення (рис. 3,а).

Потужність, передана редуктором на номінальному режимі, $N=5250$ кВт, на першій сходинці розділяється на

три потоки (рис. 3,б). Частота обертання вхідного вала $n = 12840$ об/хв.

У дослідному редукторі, на відміну від штатного, довжина зубів шестерні 1 була зменшена зі 135 мм до 77 мм, тобто в 1,75 рази (рис. 3,в,г). Точковий контакт коліс першої сходинки дослідного редуктора забезпечений зміною профілю зубів шестерні. Прямолінійні твірні бічних поверхонь зубів замінені криволінійними твірними з радіусом кривини $R=61,7$ м. Зуби коліс редуктора виконані з «глибоким» профілем, що має висоту голівки $h_a = 1,25m$ і кут зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$. Для поліпшення взаємодії зубів на вході й виході із зачеплення виконана профільна модифікація ніжок і голівок зубів шестерні 1.

Шестерня 1, як і зубчастий редуктор, були виготовлені на ДП НВКГ «Зоря – Машпроект», а модифікація зубів шестерні виконана в ЗАТ «Мотор-Січ» (м. Запоріжжя) на високоточному зубошліфувальному верстаті «Пфаутер-600».

Перша серія випробувань дослідного редуктора була проведена в березні 2010 р. на ДП НВКГ «Зоря – Машпроект» на режимах навантаження від 0,4N до 1,2N (див. табл. 2).

З табл. 2 видно, що сумарна кількість циклів навантаження склала $128,5 \cdot 10^6$, з яких 90 % циклів навантаження припадає на номінальний режим і близько 3,6 % циклів – на режим перевантаження.

Дослідний редуктор, крім високої навантажувальної здатності за контактними напруженнями, показав високу навантажувальну здатність за напруженнями згину.

У новій серії експериментальних досліджень дослідний редуктор був включений до складу комплексу «двигун

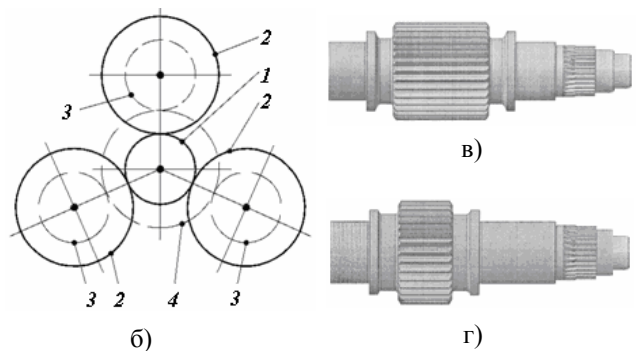
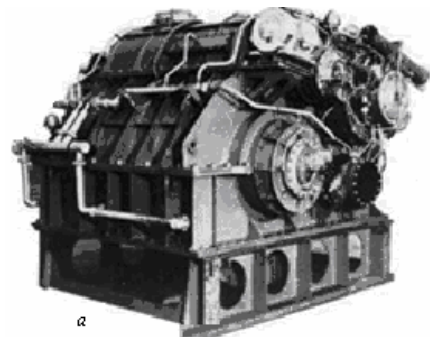


Рис. 3. Загальний вид (а), кінематична схема редуктора (б), штатна (в) і модифікована (г) вал-шестерні

Таблиця 2

Параметри режимів роботи редуктора

Передавана потужність N , кВт	0,4N	0,6N	0,8N	N	1,2N
	2100	3150	4200	5250	6300
Частота обертання n , об/хв	5136	7704	10272	12840	12840
Кількість циклів навантаження $N_{HE} \cdot 10^{-6}$	1,85	2,77	3,70	115,56	4,62

– редуктор – гідравлічне гальмо». Триваючі випробування показали, що розроблена нова конструкція зберігає працездатність при напрацюванні, що істотно перевищує номінальний ресурс.

При проведенні першої серії випробувань встановлено, що дослідний редуктор приблизно на 12 дБ мав менший рівень вібрації й шуму порівняно зі штатним редуктором.

Для проведення подальших досліджень розроблено новий вид зубчастих передач з просторовою точковою системою зачеплення зубів, в яких прямолінійні утворюючі бічних поверхонь зубів шестерні повернені на кут $\theta < 1,5^\circ$ щодо аналогічних твірних зубів колеса. Для виготовлення зазначених зубів можна скористатися вітчизняними верстатами, бо німецькі високоточні зубошліфувальні верстати типу «Хоффлер» або «Пфаутер» дуже дорогі.

Крім цього, розроблені зубчасті передачі з просторовою точковою дво-, три-, чотирипарною системою зачеплення, в яких значно знижується рівень вібрації і шуму, в діапазоні значень $\Delta L = (9,5 \dots 26)$ дБ залежно від профілю зуба, виду зачеплення і кількості вінців [4].

Висновки і рекомендації. 1. Вперше доведено й експериментально підтверджено, що евольвентні зубчасті передачі з просторовою точковою системою зачеплення зубів за своїми навантажувальними і віброакустичними характеристиками, а також за мосогабаритними показниками істотно перевершують традиційні зубчасті передачі з лінійним контактом зубів.

2. Навантажувальна здатність зазначених передач за контактними напруженнями і напруженнями згину перевищують навантажувальну здатність відомих передач.

3. Зазначені передачі з точковим контактом зубів значно легші від передач з лінійним контактом. Так, наприклад, у зубчастих редукторах з лінійним контактом зубів типу P063, P058, P028, P054, P055 і P025, вага яких перебуває в межах 16...55...55 т, можна домогтися зниження зазначеної ваги на 6...15 т заміною лінійного контакту точковим.

4. Передачі з просторовою точковою n -парною системою зачеплення зубів дають можливість знизити рівень вібрації і шуму на 15...25 дБ.

5. Для зубчастих передач з точковою системою зачеплення зубів допустимі напруження $[\sigma_{max}]$ можуть бути збільшені в 1,5...1,8 рази.

6. Для цих передач характерна стабілізація форми плями контакту і запобігання кромкового контакту зубів.

7. Зазначені передачі менш чутливі до похибок складання коліс. Крім цього, вони дають змогу деякою мірою компенсувати похибки виготовлення зубів і можливі розцентрування осей валів зубчастих коліс, а також можливої пружної деформації, властивій елементам передач (вали, підшипники, зуби, колеса тощо).

8. Заропоновані зубчасті передачі, в основу розрахунків і проектування яких закладені положення розробленої нової теорії контактної міцності, на сьогоднішній день не мають аналогів у світовій практиці редукторобудування.

9. На основі нової теорії контактної міцності, підтвердженої експериментальною перевіркою редуктора, вперше показана унікальність евольвентних зубчастих передач з просторовою точковою системою зачеплення зубів. Сподіваємось, що подібні конструкції будуть виготовлятися в Україні, а не тільки в Китаї, Південній Кореї, у Франції та в інших країнах, які зацікавлені в нових сучасних розробках.

Література

1. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев. Изд-во НУК. – 2008. – 580 с.
2. Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Медведовский А.М., Савенков О.И. Передачи редукторов с пространственной точечной системой зацепления зубьев. – Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2009. Вып. 38. – С. 189-197.
3. Попов О., Кипреев Ю., Медведовский О. Підвищення навантажувальної здатності зубчастих передач // Машинознавство, 2009. – №4 (142). – С. 34-39.
4. Попов А.П., Кипреев Ю.Н. Снижение виброактивности зубчатых передач. Машиностроение и техносфера XXI века // Сб. XV Международной научно-технической конференции в г. Севастополе 15-20 сентября 2008 г. В 4-х томах – Донецк: ДонГТУ, 2008. – Т. 3. – С. 104-109.
5. ВНИИМАШ. Передачи зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев НВ ? 350. Расчет на прочность. Методические рекомендации. – М., 1987. – 86 с.
6. ИМАШ РАН. Влияние перекоса на распределение нагрузки в зубчатом зацеплении и между сателлитами в планетарной зубчатой передаче. – М., 2009. – 30 с.
7. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
8. Макушин М.И. Напряженное состояние и прочность в местах контакта / Тр. Кафедра сопромата МВТУ – М.: МВТУ, 1947. – С.79–145.
9. Федякин Р.В., Чесноков В.А. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач// Изв. ВВИА им. проф. Жуковского. – М., 1982. – 114 с.
10. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. – М.: Гос. науч. – техн. издательство машиностроительной лит., 1948. – 891 с.

Отримана 02.08.11

O. Popov, Yu. Kiprejev

Features of designing of modern gearings

National University of Shipbuilding, Mykolaiv

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.