

$b_w$  (варіант 3 обмежень) визначено 3 оптимально-раціональних рішення (іспити 5, 8, 11). Більш жорсткі умови на  $a_w$ ,  $b_w$  (варіант 4 обмежень) приводять до множин ОРР розміром 1 (іспит 11).

У разі потреби обмежити ширину  $b_w$  зубчастої передачі (варіант 5 обмежень) розмір множини ОРР дорівнює двом (іспити 5 та 8).

У разі, коли розмір множини  $D$  допустимих значень склав 1 (іспит  $k=11$ , варіант обмежень 4), то вважаємо, що іспит 11 є оптимально-раціональним варіантом параметрів зубчастої передачі, яка задовольняє усім прийнятими критеріальними обмеженнями.

У разі, коли розмір множини  $D$  допустимих значень більше 1 ( $\mu > 1$ ), то кожен з цих варіантів може вважатися оптимально-раціональним, бо кожен  $\mu$  варіант задовольняє прийнятими обмеженнями на показники якості.

Відзначимо, що у запропонованому методі аналіз множин  $G_\phi$  дозволяє знайти несуттєві критерії або значення яких мало міняються і які у подальшому можуть бути виключені із розрахунків. У розглянутому прикладі на 3 етапі було виключено критерій  $\Phi_7$ , бо його значення мало мінялося і за усіма точками іспитів є задовільними.

До найбільш важливих результатів аналізу таблиць іспитів варто віднести визначення ресурсних можливостей моделей за усіма локальними критеріями якості.

Аналіз множини  $G$  показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями) у просторі  $G$  не має. У подальшому можна збільшити розмірність простору  $G$  шляхом проведення додаткових іспитів, але це не гарантує знаходження найкращого варіанту. До речі не відомо чи є взагалі такий найкращий варіант. Практика проектування технічних об'єктів стверджує, що таких варіантів не існує.

Запропонована методологія (рисунок 1) управління якістю проектування за рахунок зміни обмежень на критерії якості ТО є логічною до прийнятої у практиці методики проектування.

Розглянута методика дозволяє проектувальникам і замовникам вводити в розгляд стільки локальних критеріїв, скільки необхідно. Такий підхід варто вважати найбільш правильним і перспективним при розгляді складних багато параметричних і багатокритеріальних задач комплексного проектування машин і конструкцій, зокрема зубчастих редукторів.

До речі побудова інформаційної множини  $G$  може здійснюватися різними шляхами (різними розрахунковими програмами, експериментальними або статистичними даними тощо) і шляхи побудови множини  $G$  не впливають на запропоновану методологію оптимально-раціонального проектування ТО. Звичайно на якість проектування впливає як кількість точок простору  $G$  та і їх інформативність, що залежить від методів сканування простору  $G$ , проте ці питання у даній роботі не розглядаються.

#### Висновки:

1. Розроблена методологія оптимально-раціонального проектування тех-

нічного об'єкту, зокрема, зубчастих редукторів автомобіля, що може використовуватись як механізм керування якістю проектування ТО.

2. Для рішення задачі оптимального проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля запропоновано використовувати прямий метод допустимих множин, який дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості і враховувати кожний з них, а також керувати процесом вибору оптимально-раціонального рішення.

**Список літератури:** 1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 3. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983. – 480с. 4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110с. 5. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448. 6. Заблонский К.И. Детали машин. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404с. 7. Дослідження та проектування електромеханічних приводів / Гапонов В.С., Калінін П.М. та ін. – Харків: НТУ "ХПІ", 2000. – 202с. 8. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Оптимально-раціональне проектування зубчастого електромеханічного приводу // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2006. – №22. – С.42-49 9. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Про можливості і методи забезпечення плавності зацеплення привями зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 10. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 11. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2008. – Вып.28. – С.116-120. 12. Калінін П.М. Деталі машин. Зубчастий редуктор. Практикум. – Харків: Акад. ВВ МВС України, 2006. – 218с.

Надійшла до редколегії 30.04.12

УДК 621.833.38

**А.В. КЛОЧКОВ**, начальник редукторного цеха ОАО "ЭЗТМ",  
Электросталь, Московская обл., Россия;  
**С.А. ЛАГУТИН**, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ";  
**Б.С. УТКИН**, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ"

#### МОДИФИКАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Для повышения износостойкости зубчатых муфт продольная линия зубьев втулки выполняется по профилю "естественной модификации", которую зуб приобретает в процессе износа. Равнопрочность зубьев обоймы и втулки достигается двумя способами: (1) использованием специальных зуборезных инструментов с тангенциальной коррекцией исходного контура, (2) высотой коррекцией при нарезании зубьев стандартными долбяками и червячными фрезами. Совершенствование геометрии зубчатых муфт обеспечивает повышение их нагрузочной способности на 25...30%. Все предложенные методы обработки и алгоритмы расчета подтверждены производственной практикой ОАО "ЭЗТМ".

Для підвищення зносостійкості зубчастих муфт подовжня лінія зубів втулки виконується по профілю "природною модифікації", який зуб набуває в процесі зносу. Рівномірність зубів обидвома та втулки досягається двома засобами: (1) використанням зуборізних інструментів з тангенціальною корекцією вихідного контуру (2) висотною корекцією при нарізанні зубів стандартними долбяком і черв'ячними фрезами. Удосконалення геометрії зубчастих муфт забезпечує підвищення їх здатності навантаження на 25...30%. Усі запропоновані методи обробки та алгоритми розрахунку підтверджені виробничою практикою ВАТ "ЕЗТМ".

The wear resistance of gear couplings is improved with performing a longitudinal line of the hub teeth on the profile of "natural modification", which tooth takes in the wear process. The equal strength of cage and hub teeth at their bases is achieved by two methods: (i) the use of special gear-cutting tool with tangential modification of the basic rack and (ii) the processing by standard cutters and hobs due addendum modification. Upgrading of the gear couplings geometry enhances its load carrying capacity by 25...30%. All of the proposed processing methods and calculating algorithms are verified by EZTM manufacturing practice.

**Актуальність задачі.** Зубчасті муфти використовуються для з'єднання валів і компенсації зміщення їх осей. Вони містять дві втулки з зовнішніми зубами і обойму, що складається з двох частин з внутрішніми зубами. При заданих габаритах зубчасті муфти здатні передавати більші крутячі моменти порівняно з муфтами інших типів. Сполучаючи високу навантажувальну здатність з малою інерційністю, вони широко застосовуються в високоскоростних приводах для з'єднання валів, що працюють з перекосами, як правило, до  $1,5^\circ$  [1, 2].

При значному зміщенні осей з'єднуються валів, для передачі обертання між ними, наприклад, від шестеренної до робочої клітки прокатного стану застосовуються зубчасті шпиндели – зубчасті муфти з проміжним валом [3].

ОАО "ЕЗТМ" – Електростальський завод важкого машинобудування – є одним з основних російських виробників зубчастих муфт і шпинделів.

Нормалізований ряд зубчастих муфт включає в себе 19 типорозмірів. Зубчасті муфти з 1 по 8 номер, призначені для передачі крутного моменту від 1 до 63 кН·м, виготовляються як товарна продукція на спеціалізованому підприємстві. Технічні умови на їх виготовлення регламентуються ГОСТ Р50895-96, якому передували ГОСТ 5006-83 і ГОСТ 5006-55. ЕЗТМ брав активну участь у розробці цих стандартів.

Великі зубчасті муфти типорозмірів 9-19 з навантажувальною здатністю до 1250кН·м, так само як і зубчасті шпиндели, виготовляються в редукторному цеху за індивідуальними замовленнями. Вони застосовуються, в основному, в приводах прокатних станів і інших машин, що входять в асортимент підприємства.

Надійшли з'єднувальні пристрої суттєво впливають на надійність машини в цілому. В зв'язі з цим конструкторсько-дослідницький відділ ЕЗТМ приділяє постійну увагу вдосконаленню їх конструкції [3, 4]. Цілий ряд технічних рішень був захищений авторськими свідоцтвами і патентами РФ [5]. Проектні та експериментальні роботи проводилися в співпраці з Інститутом Машинобудування РАН і іншими інститутами. Фундаментальний внесок у розвиток методів дослідження і розрахунку зубчастих з'єднань зробили роботи А.Л. Айрапетова і його колег [1, 2].

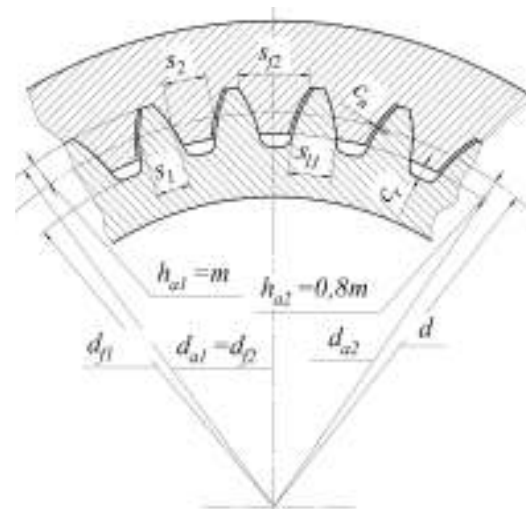
Закладаються геометричні параметри, матеріали і методи зміцнення зубів при заданих зовнішніх умовах навантаження – крутячому мо-

менте, частоті обертання і кутах перекоса повинні забезпечувати безотказність роботи за критеріями поломки зубів і контактної руйнування робочих поверхонь в певний термін служби.

Роботи по підвищенню навантажувальної здатності і ресурсу зубчастих муфт постійно продовжуються.

**Традиційні параметри зубчастої муфти.** Зубчаста муфта може розглядатися як прямозуба евольвентна передача з внутрішнім зацепленням і передаточним числом  $u=1$ . Числа зубів  $z$ , модуль  $m$  і делительний діаметр  $d=mz$  рівні для обох елементів.

Основні геометричні параметри муфти в перерізі середньої площини показані на рисунку 1.



Зовнішні зуби втулки нарізаються інструментом (черв'ячною фрезою) за стандартним початковим контуром:  
– кут профілю початкового контуру  $\alpha=20^\circ$ ;  
– висота головки зуба втулки  $h_{a1}=m$ ;  
– глибина ножки зуба втулки  $h_{f1}=1,25m$ .

Центрування втулки в обоймі виробляється по вершинам зубів. При цьому номінальні значення діаметрів вершин зубів втулки і впадин обойми рівні між собою:

$$d_{a1}=d_{a2}=m(z+2). \quad (1)$$

Зуби обойми виконуються з укороченою висотою головки  $h_{a2}=0,8m$ . Таким чином, з однієї сторони, уникнувши небезпечності інтерференції зубів обойми в станочному зацепленні з зуборезним долбяком. З іншої сторони, збільшений радіальний зазор  $C_r \approx 0,45m$  необхідний для компенсації несоосності деталей з'єднання при зборці.

Номінальні значення делительної товщини зубів втулки і обойми традиційно приймалися рівними між собою:

$$S_1=S_2=\pi m/2. \quad (2)$$

Для компенсації несоосності з'єднуються валів і погрешностей шага необхідно передбачити боковий зазор між зубами, який вимірюється по загальній нормалі до евольвентних профілів. За нормами ЕЗТМ в муфтах з бочкообразними зубами він задається рівним  $C_n=0,12m$  і забезпечується обов'язковим утоненням зубів обойми на величину  $\delta_{n2}=0,08m$  і зубів втулки на величину  $\delta_{n1}=0,04m$ .

**Продольная модификация зубьев.** Для предотвращения выхода пятна контакта на кромку зуба наружные зубья втулок должны быть выполнены с продольной модификацией или "бочкообразными".

Традиционная форма продольной модификации зубьев показана на рисунке 2. Наружная поверхность зубьев втулки выполняется по сфере радиуса  $R_a = d_{a1}/2$ .

Боковой профиль наружных зубьев втулок в сечении, касательном к делительному цилиндру, выполняется по кривой постоянной кривизны, близкой к дуге окружности с радиусом  $R$ .

Такая модификация обеспечивается тем, что зубьев нарезаются с переменным по длине зуба смещением исходного контура за счет продольной подачи зуборезной фрезы по кривой радиуса  $R_c$ . При этом указанные радиусы связаны зависимостью:

$$R = R_c / \operatorname{tg} \alpha. \quad (3)$$

При работе зубчатого соединения с углом перекоса осей, равным  $I_a$ , центр пятна контакта за один оборот перемещается по длине зуба с одной его стороны на другую и обратно, удаляясь от середины на величину

$$x_a = R \sin \omega_a. \quad (4)$$

Известно [1, 3], что смещение пятна контакта к торцу зубчатого венца приводит к существенному увеличению изгибных напряжений в основании зубьев, поэтому уменьшение  $x_a$  за счет уменьшения радиуса  $R$  благоприятно сказывается на работе соединения. С другой стороны, уменьшение этого радиуса приводит к увеличению контактных напряжений между зубьями. Поэтому оптимизация радиуса  $R$  представляет собой сложную, многокритериальную задачу.

Теоретический анализ и экспериментальное исследование распределения нагрузки по зубьям соединения и по длине каждого зуба показали, что максимальная по длине зуба нагрузка возникает на расстоянии  $x_a$  от середины зуба, а минимальная – в середине зуба. Поэтому в процессе износа зубьев зубчатых соединений боковая их поверхность изменяет исходную форму и приобретает профиль, названный "профилем естественной модификации".

Этот профиль представляет собой выпуклую симметричную кривую переменной кривизны. В середине зуба радиус ее кривизны минимален и в нормальном сечении должен быть равен радиусу кривизны торцового профиля эвольвенты в полюсе зацепления  $R_0 = m z \sin \alpha$ .

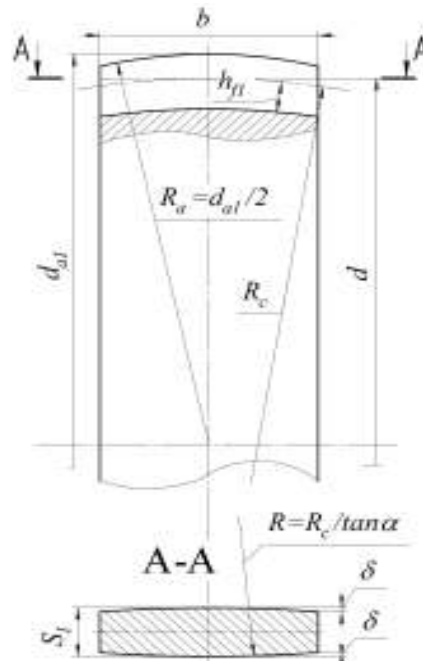


Рисунок 2 – Традиционная форма бочкообразного зуба

По мере приближения к торцам радиус кривизны должен увеличиваться и достигать максимума на расстоянии  $x_a$  от середины зуба. Были предложены несколько вариантов уравнений кривых, удовлетворяющих этому условию.

В частности в работе [4] оптимальный профиль был описан уравнением:

$$y = \frac{\operatorname{tg} \omega_a}{16} \left( 15 \frac{x^2}{x_a} - 5 \frac{x^4}{x_a^3} + \frac{x^6}{x_a^5} \right), \quad (5)$$

которое обеспечивает нулевую кривизну продольной линии в точках приложения максимальной нагрузки при заданном угле перекоса  $\omega_a$ .

На практике было реализовано решение, аппроксимирующее эту зависимость, при котором линия смещения исходного контура (траектория подачи инструмента) очерчивается тремя дугами окружностей (рисунок 3). Центральный участок этой линии описывается дугой радиуса

$$R_1 = R_0 \sin \alpha = 0,5 m z \sin^2 \alpha. \quad (6)$$

Ширина указанного участка составляет:

$$a = 2 R_0 \sin \omega_a = 2 R_1 \sin \omega. \quad (7)$$

За его пределами линия смещения исходного контура плавно переходит в дуги радиуса  $R_2 = 10 R_1$ .

Более подробно вопросы продольной модификации зубьев рассмотрены в работе [4].

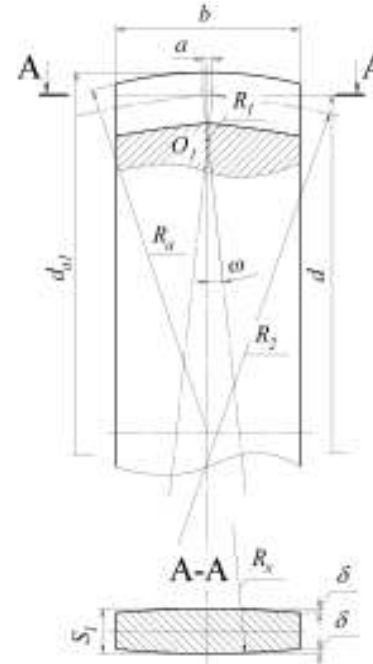


Рисунок 3 – Форма естественной модификации

**Тангенциальная модификация зубьев.** Основным критерием, определяющим нагрузочную способность зубчатой муфты, является изгибная прочность зубьев, которая в свою очередь определяется величиной изгибных напряжений в опасном сечении у основания зуба.

Обратим внимание на то, что при традиционном исполнении зубчатой муфты (см. рисунок 1) толщина зуба втулки  $S_{11}$  в этом сечении существенно меньше толщины зуба обоймы  $S_{12}$ . Соответственно изгибная прочность зубьев втулки меньше чем зубьев обоймы.

Максимальное изгибное напряжение  $\sigma_{Fmax}$  в основании зуба втулки рассчитывается по эмпирической формуле [3]:

$$\sigma_{Fmax} = 6 k_c k_b P S_{11}^{-2}, \quad (8)$$

где  $P$  – окружное усилие;  $k_c$  и  $k_b$  – коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и место приложения нагрузки.

Отсюда следует, что при прочих равных условиях нагрузочная способ-

ность муфты, т.е. величина допускаемого крутящего момента, передаваемого муфтой, пропорциональна  $S_{л1}^2$ . Поэтому за счет выравнивания прочности зубьев втулки и обоймы нагрузочная способность муфты может быть существенно повышена.

В 90 годы на ЭЗТМ был проведен комплекс теоретических и экспериментальных работ по созданию муфт с равнопрочными зубьями. Эффект равнопрочности был достигнут путем тангенциальной коррекции параметров исходного контура.

При сохранении всех диаметральных размеров зубчатых венцов делительная толщина зубьев втулки  $S_1$  была увеличена на величину  $\Delta S$ , а делительная толщина зубьев обоймы  $S_2$  была уменьшена на ту же величину.

Конкретное значение  $\Delta S$  рассчитывалось для каждой муфты из условия  $S_{л1}=S_{л2}$  и в зависимости от числа зубьев составило  $\Delta S=(0,22\dots 0,25)m$ .

Это решение было запатентовано [А.с. №1598563], легло в основу российского стандарта ГОСТ Р 50895-96, и позволило повысить нагрузочную способность муфт по сравнению с муфтами, выпускавшимися ранее по ГОСТ 5006-83, примерно в полтора раза.

При освоении в производстве тангенциальная коррекция потребовала разработки и изготовления специального режущего инструмента: червячных фрез с утоненными зубьями для нарезания наружных зубьев втулки и протяжек с утолщенными зубьями для внутренних зубьев обоймы.

Для серийно выпускаемых первых 8-и типоразмеров муфт с небольшими модулями ( $m=2,5\dots 4$ ), такое решение было экономически приемлемым, поскольку затраты на плановую замену инструмента быстро окупались.

**Высотная коррекция зубчатого венца.** Крупногабаритные муфты с модулями  $m=6\dots 14$  изготавливаются индивидуально. В этом случае зубья втулки должны нарезаться зуборезными фрезами со стандартными параметрами: делительной толщиной зуба  $S_0=0,5\pi m$  и высотой головки зуба  $h_{a0}\geq 1,25m$ .

При этом желательное утолщение зубьев втулки может быть достигнуто высотной коррекцией, т.е. смещением инструмента от оси обрабатываемой втулки на расстояние  $xm$  от ее оси.

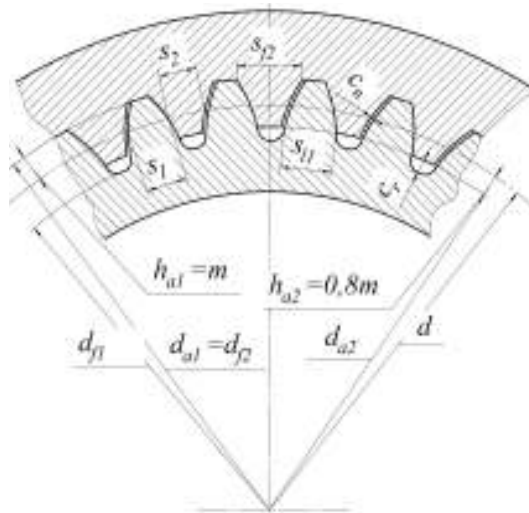


Рисунок 4 – Тангенциальная модификация зубьев

Основные пропорции зубьев в среднем сечении скорректированной муфты показаны на рисунке 5.

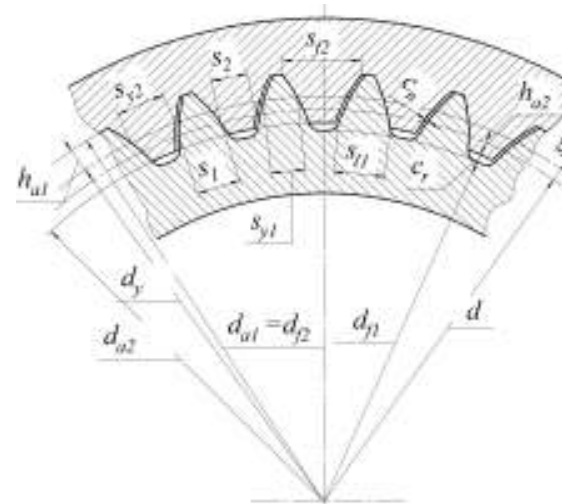


Рисунок 5 – Высотная коррекция зубчатого венца

Высота зуба обоймы сохранена такой же, как ранее:  $h_2=h_{a2}+h_{a1}=1,8m$ .

Радиальный зазор у впадин зуба втулки уменьшен до значения  $C_r=0,3m$ , что вполне достаточно при условии одновременной продольной модификации зубьев и позволяет уменьшить высоту головки зуба до значения  $h_{a1}=0,85m$  и полную высоту зуба до  $h_1=h_{a1}+h_{a0}=2,1m$ .

Расчетные толщины зубьев на делительной окружности с диаметром  $d=mz$  определяются как

$$S_1=m(0,5\pi+2x\cdot\operatorname{tg}\alpha); \quad S_2=\pi m-S_1-C_r, \quad (9)$$

где  $C_r=C_n/\cos\alpha$  – минимальный боковой зазор.

Измерительные хорды зубьев  $S_{y1}$  и  $S_{y2}$  задаются на окружности диаметра  $d_y=m(z+2x)$  и рассчитываются обычными для эвольвентного зацепления методами, так же как и толщины  $S_{11}$  и  $S_{12}$  оснований зубьев в опасных сечениях: для втулки – на окружности диаметра  $d_{11}=d_{a2}$ , для обоймы – на окружности диаметра  $d_{12}$ .

Внутренние зубья обоймы нарезаются стандартными зуборезными долбяками. Для повышения точности и производительности обработки долбяк шлифуется по наружному конусу таким образом, чтобы в конечном положении он одновременно обрабатывал дно впадины внутреннего зуба и обе ее боковые стороны.

При этом параметры долбяка: число зубьев  $z_0$ , коэффициент смещения  $x_0$ , основной диаметр  $d_{b0}$  и наружный диаметр  $d_{a0}$  должны быть связаны с параметрами нарезаемой обоймы уравнением:

$$x-x_0=\frac{z-z_0}{2\cdot\operatorname{tg}\alpha}\cdot\left[\operatorname{inv}\left(\arccos\frac{d_b-d_{b0}}{d_{f2}-d_{a0}}\right)-\operatorname{inv}\alpha\right]-\frac{C_n}{2m\sin\alpha}. \quad (10)$$

Отсюда при заданном значении  $x$  определяется диаметр  $d_{a0}$ , а при выбранном  $d_{a0}$  величина  $x$ .

При выборе коэффициента  $x$  необходимо учитывать также следующие технологические ограничения.

- (i) При перешлифовке наружного диаметра высота зуба долбяка должна оставаться не менее  $2m$ .
- (ii) Для обойм с разными числами зубьев одного модуля должен использоваться долбяк с одним и тем же диаметром  $d_{a0}$ .
- (iii) Радиус галтели между окружностью впадин и боковым профилем зуба обоймы должен быть не более  $0,1m$ .

С учетом этих ограничений для муфт с числами зубьев в диапазоне  $z=(46...68)$  расчетный коэффициент смещения определяется в пределах  $x=(0,44...0,7)$ . При таких смещениях толщина  $S_{H1}$  опасного сечения зуба втулки увеличивается с  $(1,9...2)m$  до  $(2,1...2,14)m$ .

В ходе пересмотре типоразмерного ряда в необходимых случаях был также увеличен модуль зубьев. Например, в наиболее крупной по нормали ЭЗТМ муфте №19 параметры  $m=12$ ,  $z=80$  были изменены на  $m=14$ ,  $z=68$ , что повысило ее нагрузочную способность с 1000 до 1250кН·м.

#### Выводы:

1. Износостойкость зубчатых муфт повышена путем продольной модификации зубьев втулок, в том числе, близкой к той "естественной модификации", которую зубья приобретают в процессе износа.

2. Для обеспечения равнопрочности втулки и обоймы необходимо уравнять толщины зубьев у их оснований. В серийно выпускаемых муфтах с небольшими модулями этот эффект достигнут путем тангенциальной коррекции исходного контура при условии изготовления специального инструмента.

3. Для индивидуально изготавливаемых крупногабаритных муфт близкий эффект достигается высотной коррекцией зубьев. В этом случае зубья втулки нарезаются стандартными червячными фрезами, а зубья обоймы – долбяками.

4. Разработан метод перешлифовки стандартного зуборезного долбяка по наружному конусу, который обеспечивает одновременную обработку дна впадины внутреннего зуба и обеих ее боковых поверхностей.

5. Модификация геометрии зубчатых муфт обеспечивает повышение их нагрузочной способности на 25...30%.

6. Дальнейшее повышение нагрузочной способности и ресурса может быть достигнуто термическим упрочнением поверхности зубьев путем индукционной закалки токами высокой частоты до твердости 45...50 HRC или ионного азотирования.

**Список литературы:** 1. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И. Зубчатые муфты. – М.: Наука, 1982. – 128с. 2. Айрапетов Э.Л., Мирзаджанов Д.Б. Зубчатые соединительные муфты. – М.: Наука, 1991. – 248с. 3. Уткин Б.С. Исследование нагрузочной способности зубчатых соединений шпинделей прокатных станков. Автореф. дис...канд.техн.наук. – Курган, 1983. – 18с. 4. Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Лагутин С.А., Робер А.И. Совершенствование зубчатых муфт и шпинделей конструкции ЭЗТМ // Тяжелое машиностроение. – 2000. – №12. – С.10-12. 5. Авторские свидетельства и патенты РФ №1037713 (1981); №1037714 (1981); №1410611 (1986); №1423834 (1986); №1598563 (1990); №1672781 (1991) Зубчатая муфта, Int.Cl.: F16D 3/18; (Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Лагутин С.А. и др.)

Поступила в редколлегию 30.04.12

**В.И. КОРОТКИН**, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;  
**Ю.Д. ХАРИТОНОВ**, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ;  
**О.В. ЯВРУЯН**, к.ф.-м.н., младший научный сотрудник ЮФУ

### ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА НОВИКОВА СО СНИЖЕННЫМ ОСЕВЫМ УСИЛИЕМ

Рассмотрены новые передачи Новикова со спрямлёнными зубьями, у которых резко снижен (вплоть до нуля) осевой компонент усилий в зацеплении. Получены уравнения рабочих поверхностей зубьев, действующих и контактных линий, линии зацепления. Новые передачи предназначены для использования в узлах, для которых существуют жесткие ограничения в отношении величины и направления осевых усилий, а также осевого габарита конструкции, например, в качестве бортовых редукторов семейства тракторов.

Розглянуто нові передачі Новікова зі спрямленими зубцями, у яких різко знижено (аж до нуля) осеву компоненту зусиль у зачепленні. Отримані рівняння робочих поверхонь зубців, діючих і контактних ліній, лінії зачеплення. Нові передачі призначені для використання у вузлах, для яких існують жорсткі обмеження у відношенні величини і напрямлення осевих зусиль, а також осевого габариту конструкції, наприклад, у якості бортових редукторів сімейства тракторів.

In article considered the new Novikov gearing with straightened teeth, which greatly reduced (down to zero) axial component of gearing. Are obtained equations of working surfaces of the teeth, active contact lines and the lines of action. The new gears designed for use in the nodes for which there are strict limits on the magnitude and direction of axial forces and axial dimension structures, such as hub gear drive of tractor.

Зубчатые передачи Новикова получили широкое применение в промышленности благодаря высоким прочностным характеристикам. Для практического применения синтез этих передач, как известно, построен на кинематическом принципе, при котором общей контактной точке в неподвижном пространстве придают равномерное движение по прямой (линии зацепления), параллельной полусной линии [1]. Рабочие поверхности зубьев колёс получают винтовыми, чем обеспечивается осевое перекрытие в зацеплении. Неизменным при этом является возникновение осевого компонента передаваемого усилия. Если в конструктивном отношении проектируемый узел машины имеет ограничения в осевом направлении, то осевой компонент усилия может достигать существенной величины из-за необходимости обеспечить достаточную величину коэффициента осевого перекрытия за счёт увеличения угла наклона зуба. Это является объективным недостатком передач Новикова, т.к. создаёт неблагоприятные условия для нормальной работы опор, заставляя увеличивать их габарит и массу, что не всегда представляется возможным.

Примером указанных узлов являются, в частности, бортовые передачи семейства тракторов, где используются исключительно прямозубые эвольвентные передачи, выход из строя которых обусловлен недостаточной контактной прочностью, присущей эвольвентным передачам вообще. Установка в этих узлах традиционных косозубых передач Новикова сдерживается конструкцией подшипников, воспринимающих, в основном, только радиальные