

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

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. *Соболь 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. Кудряцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филиппов; Под общ. ред. В.Н. Кудряцева.* – СПб.: Политехника, 1993. – 448. 6. *Заблонський К.І.* Деталі 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 можливість і методи забезпечення плавності зацеплення приводних 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 "природної модифікації", який зуб набуває в процесі зносу. Рівноміцність зубів обойми та втулки досягається двома засобами: (1) використанням зуборізних інструментів з тангенціальною корекцією вихідного контуру (2) висотною корекцією при нарізанні зубів стандартними долбяком і червячними 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.

**Актуальность задачи.** Зубчатые муфты используются для соединения валов и компенсации смещения их осей. Они содержат две втулки с наружными зубьями и обойму, состоящую обычно из двух частей с внутренними зубьями. При заданных габаритах зубчатые муфты способны передавать большие крутящие моменты по сравнению с муфтами других типов. Сочетая высокую нагрузочную способность с малой инерционностью, они широко применяются в высокоскоростных приводах для соединения валов, работающих с перекосами, как правило, до 1,5° [1, 2].

При значительном смещении осей соединяемых валов, для передачи вращения между ними, например, от шестеренной к рабочей клетки прокатного стана применяются зубчатые шпиндели – зубчатые муфты с промежуточным валом [3].

ОАО "ЭЗТМ" – Электростальский завод тяжелого машиностроения – является одним из основных российских производителей зубчатых муфт и шпинделей.

Нормализованный ряд зубчатых муфт включает в себя 19 типоразмеров. Зубчатые муфты с 1 по 8 номер, предназначенные для передачи крутящего момента от 1 до 63 кН·м, изготавливаются в качестве товарной продукции на специализированном участке. Технические условия на их изготовление регламентируются ГОСТ Р50895-96, которому предшествовали ГОСТ 5006-83 и ГОСТ 5006-55. ЭЗТМ принимал активное участие в разработке этих стандартов.

Крупные зубчатые муфты типоразмеров 9-19 с нагрузочной способностью до 1250кН·м, также как и зубчатые шпиндели, изготавливаются в редукторном цехе по индивидуальным заказам. Они используются, в основном, в приводах прокатных станов и других машин, входящих в номенклатуру предприятия.

Надежность соединительных устройств существенно влияет на надежность машины в целом. В связи с этим конструкторско-исследовательский отдел ЭЗТМ уделяет постоянное внимание совершенствованию их конструкции [3, 4]. Целый ряд технических решений был защищен авторскими свидетельствами и патентами РФ [5]. Проектные и экспериментальные работы проводились в содружестве с Институтом Машиноведения РАН и другими институтами. Фундаментальный вклад в развитие методов исследования и расчета зубчатых соединений внесен работами Э.Л.Айрапетова и его сотрудников [1, 2].

Закладываемые геометрические параметры, материалы и методы упрочнения зубьев при заданных внешних условиях нагружения – крутящем мо-

менте, частоте вращения и углах перекоса должны обеспечивать безотказность работы по критериям поломки зубьев и контактного разрушения рабочих поверхностей в течение заданного срока службы.

Работы по повышению нагрузочной способности и ресурса зубчатых муфт постоянно продолжаются.

**Традиционные параметры зубчатой муфты.** Зубчатая муфта может рассматриваться как прямозубая эвольвентная передача с внутренним зацеплением и передаточным числом  $u=1$ . Числа зубьев  $z$ , модуль  $m$  и делительный диаметр  $d=mz$  равны для обоих элементов.

Основные геометрические параметры муфты в сечении средней плоскостью показаны на рисунке 1.

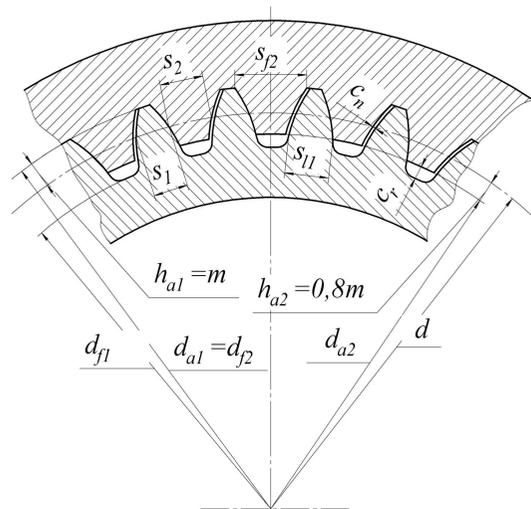


Рисунок 1 – Традиционные параметры зубчатого венца

Наружные зубья втулки нарезаются инструментом (червячной фрезой) со стандартным исходным контуром:

- угол профиля исходного контура  $\alpha=20^\circ$ ;
- высота головки зуба втулки  $h_{a1}=m$ ;
- глубина ножки зуба втулки  $h_{f1}=1,25m$ .

Центрирование втулки в обойме производится по вершинам зубьев. При этом номинальные значения диаметров вершин зубьев втулки и впадин обоймы равны между собой:

$$d_{a1}=d_{f2}=m(z+2). \quad (1)$$

Зубья обоймы выполняются с укороченной высотой головки  $h_{a2}=0,8m$ . Тем самым, с одной стороны, предотвращается опасность интерференции зубьев обоймы в станочном зацеплении с зуборезным долбяком. С другой стороны, увеличенный радиальный зазор  $C_s \approx 0,45m$  необходим для компенсации несоосности деталей соединения при сборке.

Номинальные значения делительной толщины зубьев втулки и обоймы традиционно принимались равными между собой:

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

Для компенсации несоосности соединяемых валов и погрешностей шага необходимо предусмотреть боковой зазор между зубьями, который измеряется по общей нормали к эвольвентным профилям. По нормам ЭЗТМ в муфтах с бочкообразными зубьями он задается равным  $C_n=0,12m$  и обеспечивается обязательным утонением зубьев обоймы на величину  $\delta_{n2}=0,08m$  и зубьев 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 зубья 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 полосе зацепления  $R_0=mz \sin \alpha$ .

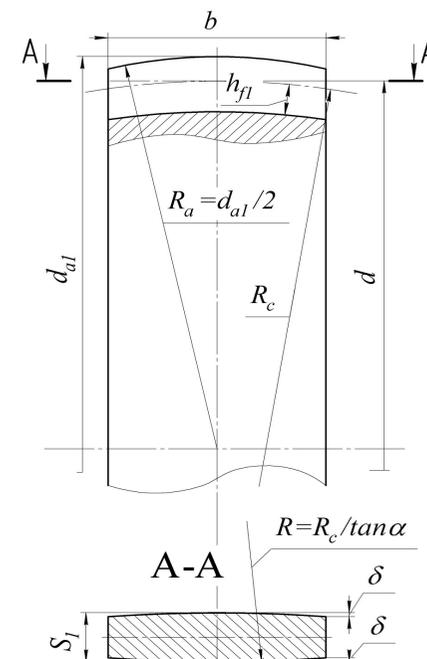


Рисунок 2 – Традиционная форма бочкообразного зуба

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:

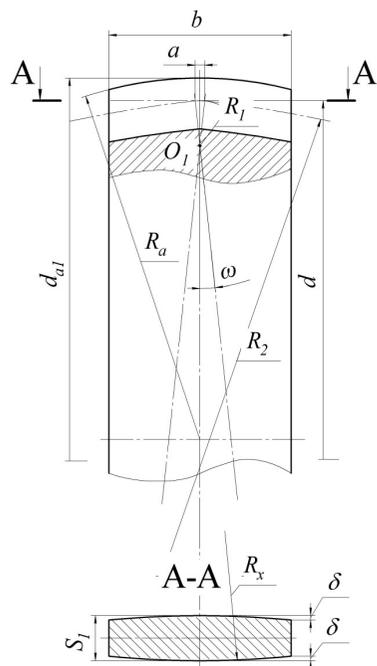


Рисунок 3 – Форма естественной модификации

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

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

$$R_1 = R_0 \sin \alpha = 0,5m \operatorname{zsin}^2 \alpha. \quad (6)$$

Ширина указанного участка составляет:

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

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

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

**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]:

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

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  $S_{11}^2$ . 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  $S_{11} = S_{12}$  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.

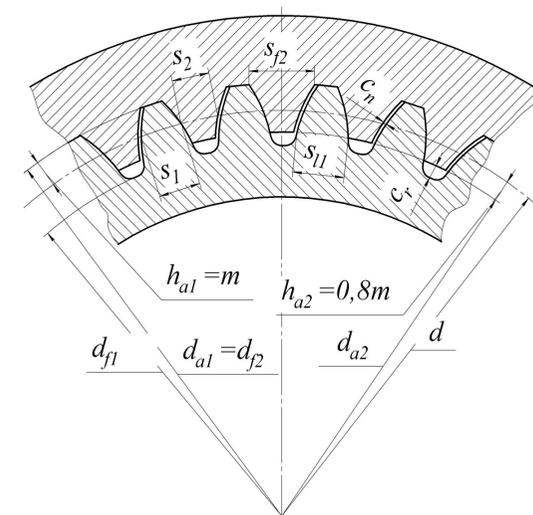


Рисунок 4 – Тангенциальная модификация зубьев

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

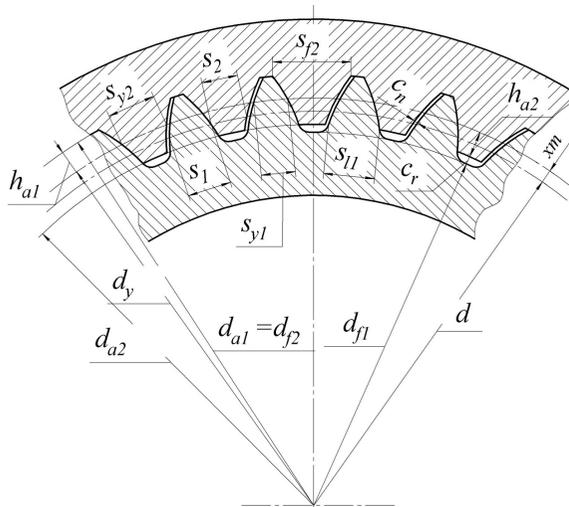


Рисунок 5 – Высотная коррекция зубчатого венца

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  $d_{f1} = d_{a2}$ , для обоймы – на окружности диаметра  $d_{f2}$ .

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  $z = (46 \dots 68)$  расчетный коэффициент смещения определяется в пределах  $x = (0,44 \dots 0,7)$ . При таких смещениях толщина  $S_{11}$  опасного сечения зуба втулки увеличивается с  $(1,9 \dots 2)m$  до  $(2,1 \dots 2,14)m$ .

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 dna 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 станов. 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