

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ МУФТ И ШПИНДЕЛЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЭЗТМ**

Э.Л. АЙРАПЕТОВ, д-р технических наук, проф.

(Институт Машиноведения РАН РФ);

Б.С.УТКИН, С.А. ЛАГУТИН, А.И.РОБЕР, кандидаты техн. наук

ОАО «Электростальский завод тяжелого машиностроения»

Журнал «Тяжелое машиностроение», 2000, № 12, С.10-12

Зубчатые муфты широко используются в машиностроении для соединения валов, работающих со значительными перекасами. Зубчатые шпиндели представляют собой разновидность зубчатой муфты с промежуточным валом и предназначены для передачи вращения между валами, расположенными со значительным смещением осей, например, от шестеренной к рабочей клети прокатного стана при изменяющемся по мере переточки рабочего валка межосевом расстоянии последней.

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 63кНм, изготавливаются на специализированном участке производительностью до 70000 штук в год в качестве товарной продукции. Технические условия на их изготовление регламентируются российским ГОСТ Р50895-96, которому предшествовали общесоюзные ГОСТ 5006-83 и ранее ГОСТ 5006-55. Крупные зубчатые муфты типоразмеров 9 -19 с нагрузочной способностью до 1000кНм, 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 конструкторские и исследовательские подразделения ЭЗТМ уделяют постоянное внимание совершенствованию их конструкции. Проектные и экспериментальные работы ведутся в содружестве с Институтом Машиноведения РАН, а также Уральским Политехническим, Курганским Машиностроительным и другими институтами.

При проектировании зубчатых муфт и шпинделей закладываются такие геометрические параметры, материалы и методы упрочнения, чтобы при заданных внешних условиях нагружения - крутящем моменте, частоте вращения и углах перекаса обеспечить безотказность их работы по критериям поломки зубьев и контактного разрушения их рабочих поверхностей. Предусматривается надежное обеспечение смазкой рабочей зоны. Выполнение этих условий, тем не менее, не исключает постепенный износ зубьев и при достижении ими критической толщины прекращения эксплуатации. Этим определяется срок

службы (ресурс) зубчатых соединений, над увеличением которого ведется постоянная работа.

ЭЗТМ принимал активное участие в разработке стандартов на зубчатые муфты. Был выполнен комплекс научно-исследовательских и экспериментальных работ [1,2,3], на основании которых была создана методика расчета зубчатых соединений [4], позволяющая обоснованно назначать их геометрические параметры. Была разработана и внедрена в производство конструкция зубчатой муфты с продольной формой зуба, защищенной авторскими свидетельствами [5,6] и включенной в ГОСТ 5006-83. Теоретически показано и экспериментально подтверждено, что в процессе износа зубьев зубчатых соединений боковая их поверхность изменяет исходную форму и приобретает профиль, названный "профилем естественной модификации" [3].

При передаче крутящего момента с перекосом в шарнирах зубчатых соединений нагрузка по зубьям распределяется неравномерно, причем неравномерность с увеличением угла перекоса возрастает многократно, при определенных условиях вращение передает только часть зубьев. Для снижения этой неравномерности, а, следовательно, для повышения нагрузочной способности и ресурса зубчатых муфт и шпинделей, наружные зубья втулок делают криволинейными в продольном направлении (бочкообразными). Исследованию параметров бочкообразности, а также другим вопросам совершенствования зубчатых соединений и практическим решениям по их реализации на ЭЗТМ и посвящена данная статья.

В указанных выше ГОСТах на муфты малых типоразмеров параметры бочкообразности приведены в качестве рекомендованных. Стандарт предприятия на зубчатые муфты типоразмеров 9-19 также как и отраслевой стандарт ОСТ 24.845.01-75 на зубчатые шпиндели жестко регламентируют эти параметры. Для конкретных заказчиков с известными условиями нагружения параметры бочкообразности могут закладываться на стадии проектирования.

Боковой профиль наружных зубьев втулок в нормальном сечении обычно выполняется по кривой постоянной кривизны, близкой к дуге окружности с радиусом  $R$ . Такая модификация обеспечивается тем, что нарезание зубьев производится 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:

$$R = R_c / \sin \alpha, \quad (1)$$

где  $\alpha$  - угол профиля исходного контура, обычно равный  $20^\circ$ .

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

$$x_p = R \sin \omega \quad (2)$$

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

Для упрощения расчетных зависимостей в работе [3] была введена безразмерная величина радиуса бочкообразности:

$$\varepsilon = R / r_d, \quad (3)$$

где  $r_d = mz/2$  - радиус делительной окружности зубчатого соединения.

На основе анализа влияния соотношения  $R / r_d$  на разнозакорность в зубчатом соединении, на распределение нагрузки по зубьям и по длине каждого зуба найдено оптимальное значение  $\varepsilon$ , при котором разнозакорность и нагрузки по зубьям минимальны, а нагрузка по длине зуба, изменяясь за оборот, в среднем остается постоянной, что приводит к стабилизации формы зуба по длине. Величина  $\varepsilon$  при этом равна  $\varepsilon_{\text{опт}} = \sin \alpha$ , а оптимальный радиус  $R$  равен:

$$R_{\text{опт}} = \varepsilon_{\text{опт}} R = r_d \sin \alpha, \quad (4)$$

т.е. радиусу кривизны торцевого профиля эвольвенты в полюсе зацепления. Соответствующий радиус кривизны траектории подачи:

$$R_{\text{с опт}} = R_{\text{опт}} \sin \alpha = r_d \sin^2 \alpha \quad (5)$$

Учитывая то, что  $R_{\text{опт}}$  весьма мал, и вследствие утонения торцов зуба и врезания в тело втулки технологически не может быть реализован по всей длине зуба, было принято конструктивное решение, которое позволило разрешить и эту проблему, и ранее упоминавшееся противоречие между влиянием  $R$  на величину изгибных и контактных напряжений. Это решение заключалось в том, что профилю придавалась бочкообразность с радиусом  $R_{\text{опт}}$  в середине зуба на длине, равной  $2 x_p = 2 R_{\text{опт}} \sin \omega$ , а по краям профиль имел бочкообразность, равную  $10 R_{\text{опт}}$ .

Из работ [1,3] известно, что максимальная по длине зуба нагрузка возникает на расстоянии  $x_p = R \sin \omega$  от середины зуба, а минимальная – в центре зуба. Отсюда вытекает, что в середине зуба желательно иметь  $R_{\text{мин}}$ , а на расстоянии  $x_p$  –  $R_{\text{макс}}$ , что и реализовано в изобретениях [5,6].

В дальнейшем разработана и запатентована [7] более совершенная форма зуба, в которой радиус кривизны в любой точке профиля определяется по формуле:

$$R_x = b / \pi \omega \sin(\pi x / b) \quad (6)$$

где  $b$  – длина зуба,  $x$  – координата, отсчитываемая по длине зуба от его торца.

По формуле (6) можно определить радиус кривизны в любой точке по длине зуба. Так, в середине зуба, при  $x = b/2$ , радиус будет минимальным:  $R_{\text{мин}} = b / \pi \omega$ , а по краям зуба, при  $x = 0$  и  $x = b$ ,  $R_x = R_{\text{макс}} \rightarrow \infty$ , т.е. боковой профиль стремится к прямой, наклоненной под углом  $\omega$  к продольной оси зуба, как показано на рис. 1. При этом по

заданному углу перекоса можно, пользуясь методикой расчета [4], определить оптимальную форму зуба, исходя из равнопрочности по изгибным и контактным напряжениям и максимально возможного ресурса по износу. Данная форма реализована практически в крупных зубчатых муфтах и зубчатых шпинделях для прокатных станов.

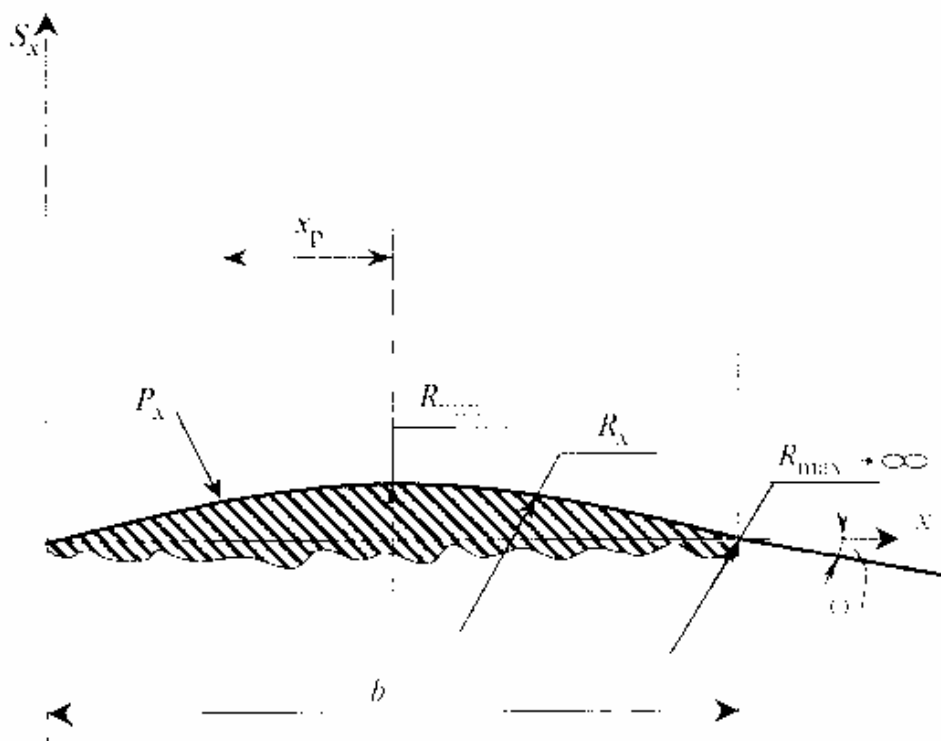


Рис. 1. Боковая форма зуба втулки зубчатого соединения

Эта же идея реализована в изобретении [8], в котором бочкообразные поверхности очерчены выпуклыми симметричными кривыми, обеспечивающими нулевую кривизну в точках приложения максимальной нагрузки при заданном угле перекоса и описанными уравнением:

$$y = \tan \omega_a (15 x^2 / x_a - 5 x^4 / x_a^3 + x^6 / x_a^5) / 16 \quad (7)$$

где  $x_a$  – расстояние от середины зуба до точек кривой, соответствующей рабочему углу перекоса  $\omega_a$ .

Форма боковой поверхности зубьев втулок зубчатых соединений влияет также на характер изменения скорости перемещения зубьев втулки и обоймы относительно друг друга. В работе [3] показано, что за один оборот муфты бочкообразный зуб втулки, перемещаясь вдоль прямолинейного зуба обоймы перекачивается со скольжением, при этом скорость скольжения переменна, за оборот меняет направление и величина её определяется частотой вращения, углом перекоса, габаритами ( $r_d$ ) и величиной бочкообразности. При заданных трех параметрах, изменяя  $R$ , можно менять положение максимумов скорости относительно плоскости перекоса и, соответственно, середины зубьев. В изобретении [9] предложено такое соотношение  $\varepsilon = R / r_d$ , при котором положение

точки на зубе с нулевой скоростью скольжения, т.е. когда зубья перекатываются, близко к положению точки с максимальной нагрузкой. Это соотношение определяется формулой:

$$\varepsilon = 1.5 \cos\alpha/k\alpha \quad (11)$$

где  $k$  – коэффициент зависимости между  $\varepsilon$  и  $\alpha$ . равный  $0,2 \div 0,25$

Такое решение позволяет снизить износ зубьев и, следовательно, повысить ресурс зубчатых соединений.

Повышение ресурса зубчатых соединений возможно и еще одним путем. Поскольку именно износ зубьев втулки лимитирует срок службы по критерию их изгибной выносливости, возникла возможность повысить долговечность зубчатого соединения, перераспределив соответствующим образом толщины зубьев втулки и обоймы. В стандартном исполнении при одинаковой толщине зубьев втулки и обоймы по делительной окружности в опасном сечении толщина зубьев втулки меньше толщины зубьев обоймы (см. рис. 2). Например, для зубчатой муфты МЗ-5 при  $m=3$  мм и  $z=56$  толщины соответственно равны  $S_{вт} = 6,58$  мм и  $S_{об} = 7,37$  мм, т.е.  $\Delta S = S_{об} - S_{вт} = 0,79$  мм.

Таким образом, для повышения срока службы муфты необходимо увеличить толщину зубьев втулки, соответственно уменьшив толщину зубьев обоймы. Это позволит обеспечить их равнопрочность по изгибным напряжениям и увеличить тем самым срок безотказной эксплуатации как по изгибной прочности, так и по износу. Не приводя в статье подробных выкладок, окончательное соотношение толщин по делительной окружности зубьев обойм и втулок имеет вид:

$$S_1/S_2 = (2 - 4\psi\nu + 2\sqrt{y_1/y_2} + \mu)/(6 + 4\psi\nu - 2\sqrt{y_1/y_2} - \mu - 4\nu) \quad (12)$$

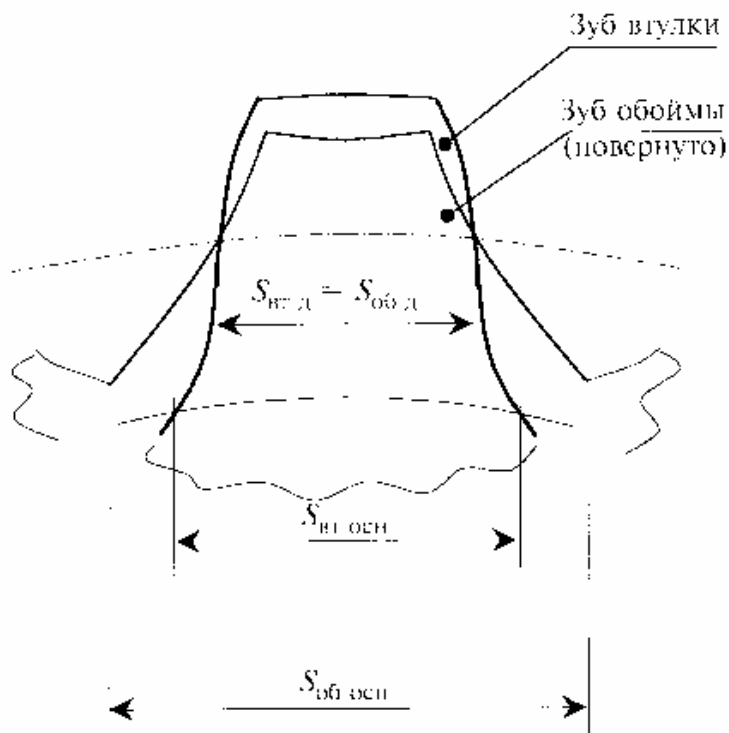
где  $S_1, S_2$  – толщины по делительной окружности соответственно зубьев втулок и обойм;

$\psi$  - коэффициент, определяющий долю бокового зазора от толщины зуба втулки;

$\nu$  - коэффициент, определяющий долю бокового зазора от половины углового шага зацепления ( $\pi m/2$ );

$y_1, y_2$  – коэффициенты формы зуба соответственно втулки и обоймы;

$\mu$  - коэффициент, учитывающий долю допустимой величины износа зуба втулки от половины углового шага зацепления.



**Рис. 2. Геометрические соотношения зубьев втулки и обоймы стандартных зубчатых муфт**

На данное решение имеется патент [10]. На ЭЗТМ оно нашло практическую реализацию при изготовлении муфт с 1 по 8-й номер, причем фактически без затрат, т.к. переход на протяжку зубьев обойм меньшей толщины был осуществлен путем плановой замены старых протяжек на новые.

Как указывалось выше, срок службы зубчатых соединений в основном определяется износом зубьев до предельной толщины. Внедренные на ЭЗТМ решения по совершенствованию геометрии зубьев позволили снизить нагруженность зубьев и их износ и, следовательно, повысить их ресурс. Другой путь повышения ресурса зубчатых соединений – это повышение износостойкости рабочих поверхностей зубьев за счет их упрочнения. На ЭЗТМ в качестве упрочняющей технологии применяется поверхностная закалка зубьев втулок и обойм токами высокой частоты, обеспечивающая их твердость в 45...50 единиц HRC<sub>3</sub> на глубину до нескольких миллиметров (в зависимости от модуля).

В последние годы на ЭЗТМ были проведены работы по внедрению более совершенной технологии поверхностного упрочнения, а именно – азотирования, а конкретно – ионного, более прогрессивного. Для оценки эффективности применения ионного азотирования при упрочнении зубьев муфт были проведены стендовые испытания. Для сравнения были испытаны стандартные зубчатые муфты ЭЗТМ типоразмера 1-2500 (МЗ-2), зубья которых закалены ТВЧ (по принятой технологии), и муфты такой же конструкции и типоразмера с зубьями, упрочненными методом ионного азотирования. Поверхностная твердость зубьев, закаленных ТВЧ – 45...48 HRC<sub>3</sub>, азотированных – 57...62 HRC<sub>3</sub>. Испытания проводились на стенде с замкнутым силовым контуром, описанном в работе [3]

при одинаковых условиях нагружения – крутящий момент, частота вращения, угол перекоса, время. Результаты испытаний подтвердили более высокую износостойкость зубьев, упрочненных ионным азотированием – при общей наработке в 3000 часов их износ был в 3..4 раза меньше. Износ зубьев определялся по методике, изложенной в работе [3]. В настоящее время на ЭЗТМ смонтирована установка ионного азотирования, ведутся пуско-наладочные работы и в ближайшее время она будет пущена.

Разработанные и внедрённые на ЭЗТМ при тесном сотрудничестве с ведущими учёными в этой области решения по совершенствованию конструкции и технологии изготовления зубчатых муфт и шпинделей позволили существенно повысить их нагрузочную способность и ресурс, а также конкурентоспособность, что немаловажно в современных экономических условиях.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И., Робер А.И., Уткин Б.С. Экспериментальное исследование деформаций и напряжений в бочкообразных зубьях зубчатой муфты. // Сб. Вибрации механизмов с зубчатыми передачами. "Наука". М.1978. с. 75-79.
2. Исследование зубчатых муфт по проекту ГОСТ с целью определения их характеристик, надежности и долговечности: Отчет ПО "Электростальтяжмаш". Рук. темы Р.С.Соловьев, отв. исполнитель Б.С.Уткин. 79.1.01.007. № ГР 79037108; - Электросталь, 1980. 83 с.
3. Уткин Б.С. Исследование нагрузочной способности зубчатых соединений шпинделей прокатных станков. Автореф. дис. ... канд.техн.наук. Курган. 1983. 18 с.
4. Создание инженерной методики расчета нагрузочной способности и долговечности зубчатых муфт и шпинделей. Отчет ПО "Электростальтяжмаш". Рук. темы Б.С.Уткин. 83.1.01.031. № ГР 01830083123. - Электросталь, 1983. 55 с.
5. А.с.№ 1037714. Зубчатая муфта. 1981 (Айрапетов Э.Л., Лагутин С.А., Уткин Б.С. и др.).
6. А.с № 1410611. Зубчатая муфта. 1986 (Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Лагутин С.А., и др.).
7. А.с № 1423834. Зубчатая муфта. 1986 (Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Робер А.И. и др.).
8. А.с № 1037713. Зубчатая муфта. 1981 (Лагутин С.А., Робер А.И., Уткин Б.С. и др.).
9. А.с № 1672781. Зубчатая муфта. 1989 (Айрапетов Э.Л., Уткин Б.С., Робер А.И. и др.).
10. А.с № 1598563. Зубчатая муфта. 1990 (Уткин Б.С., Айрапетов Э.Л., Робер А.И. и др.).