

- конструкция изделия должна быть совершенной, т.е. иметь высокие показатели качества;
- технологии его изготовления должны приближаться к CALS-технологиям;
- производственные затраты изготовления изделия должны быть минимально возможными, а производство – приближаться к компьютерно-интегрированному;
- эксплуатационные затраты должны быть минимальными при максимальной надежности и долговечности, а также простоте использования и обслуживания, организации сервиса и т.п.;
- должны быть благоприятные рыночные условия, в первую очередь, конкуренция, потребность, приемлемая цена, реклама, доставка и т.п.;
- должны быть благоприятные юридические условия, налоги, прибыль, поддержка, финансовая система, отсутствие коррупции и т.п.;
- дополнительные незапланированные расходы должны быть исключены.

#### Литература

1. Волчкевич Л.И. Конкурентоспособность автоматической сборки в дискретном производстве // Материалы IV Международной конференции «Модульные технологии и конструкции в технологии машин. - Жешов, 2006. с.9-14.
2. Кузьмін О.С., Горбаль Н.І. Управління міжнародною конкурентоспроможністю підприємства. –Львів: Компакт-ЛВ, 2005. -304с.
3. Антонюк Л.Л. Міжнародна конкурентоспроможність країн: теорія та механізм реалізації: Монографія. –Київ: КНЕУ, 2004. -275 с.
4. Дженінгстон Д. Методологія управління конкурентоспроможністю корпорацій: Підручник. –Харків: Основа, 2000. -362 с.
5. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. - Киев. «Техніка», 1985. -768 с.

#### **Новые технологии сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. Технологическая оснастка и оборудование**

проф., к.т.н. Шандров Б.В., доц., к.т.н. Булавин И.А., доц. Груздев А.Ю.  
МГТУ «МАМИ»

По международной классификации ведущие мосты выполняются по трем компоновочным вариантам – «Солсбери», «Сплит» и «Банжо». Наиболее технологичной с позиции выполнения сборочных операций, механизации и автоматизации сборочного процесса является конструкция редуктора, главная передача которого собирается в отдельном картере, состоящим из двух литых элементов, которые устанавливаются в штампово-сварной картер ведущего моста типа «Банжо».

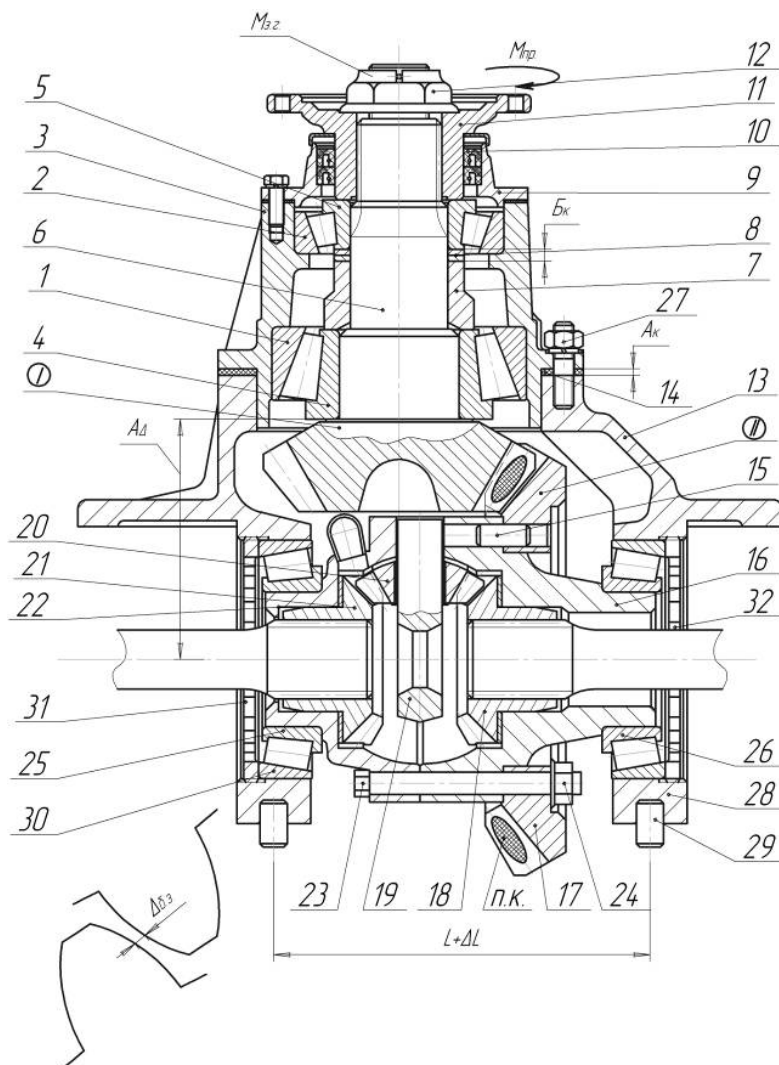
По такой конструктивной схеме выполнен центральный редуктор (рис. 1) ведущего моста автобуса ЛИАЗ – 5256, изготовление и сборка которого осуществляется на ОАО КААЗ (Канашский автоагрегатный завод).

Ведущая шестерня главной передачи 6 этого редуктора установлена на конических подшипниках 4 и 5 с преднатягом, в отдельном стакане 3 (сборочная единица – I). Ведомая коническая шестерня 17 установлена на чашках дифференциала 16 и 21 и также представляет отдельную сборочную единицу – II. Это позволяет в производстве организовать параллельно независимую сборку этих узлов с последующей установкой в картере.

Для повышения точности и плавности работы конической передачи, а также эксплуатационных характеристик редуктора в целом, круговые зубья конических шестерен на ОАО КААЗ шлифуются. Это позволяет повысить точность параметров зацепления при спаривании шестерен на контрольно-обкатном станке.

В МГТУ «МАМИ» на кафедре «Технология машиностроения» в результате многолетней совместной работы с заводами отрасли (ВАЗ, ЗИЛ, КАМАЗ, ГАЗ, КААЗ) в процессе исследований, направленных на совершенствование конструкции и технологии изготовления редукторов, ведущих мостов автомобилей, разработан комплекс технологического оборудо-

вания и оснастки для сборки редукторов, обеспечивающий качество и точность выходных параметров.



**Рис. 1. Редуктор ведущего моста автобуса ЛИАЗ – 5256.**

В результате исследований взаимосвязи выходных параметров, качества сборки редукторов и сборочных факторов, влияющих на точность этих параметров, на базе созданного оборудования и оснастки [1] разработан принципиально новый технологический процесс сборки редукторов, позволяющий сократить трудоемкость сборки и повысить производительность.

При сборке главных передач одними из наиболее трудоемких и ответственных операций, определяющих качество и эксплуатационную надежность редукторов ведущих мостов, являются операции регулировки преднатяга подшипников ведущей шестерни и дифференциала, а также операция регулировки параметров зацепления главной передачи (пятно контакта (п.к.), боковой зазор  $\Delta бз$ , между зубьями и осевое положение шестерен).

Как показывает многолетний опыт работы в этом направлении с заводами отрасли, эти операции в большинстве технологических процессов сборки слабо механизированы и имеют технологическое оснащение, не обеспечивающее точность выходных параметров. Требуемое качество сборки редукторов и производительность процесса достигается, главным образом, за счет высокой квалификации рабочих на данной операции методом проб и ошибок. Эти операции сопровождаются постоянными переборками редукторов, достигающими 30...50% от программы.

Выходными критериями качества сборки редукторов ведущих мостов являются пара-

метры зацепления главной передачи и преднатяг подшипников ведущей шестерни и ведомого колеса.

Преднатяг подшипников – это один из важнейших критериев качества сборки главных передач, определяющих эксплуатационные показатели – шум, вибрации, рабочую температуру, интенсивность износа зубьев конических шестерен, долговечность подшипников и работоспособность редуктора в целом. Но главным предназначением преднатяга подшипников является обеспечение осевой и радиальной жесткости подшипниковых узлов, ведущей шестерни и ведомого колеса, от которой и зависит стабильность параметров зацепления конической передачи.

Преднатяг - осевое сжатие подшипников в процессе сборки – характеризуется тремя физическими параметрами: силой осевого сжатия подшипников, осевым смещением колец подшипников и моментом трения (поворота)  $M_{\text{пр}}$  вала или корпуса дуплекса подшипников.

Основным параметром, принятым в производстве для контроля точности регулировки преднатяга, выбран косвенный параметр – момент трения [2] как наиболее доступный в технологических процессах сборки, легко механизуемый и автоматизируемый на сборочных конвейерах. Этот параметр в различных отечественных и зарубежных автомобилях задается в пределах 1...4,5 Нм (0,1...0,45 кгм). При этом необходимо отметить, что какая-либо взаимосвязь с конструкцией самих подшипников или конструкцией редуктора не устанавливается. Конкретные пределы в различных конструкциях назначаются по аналогам или на основании некоторых опытных данных.

В процессе исследования конструкторских и технологических особенностей сборки редукторов различных конструкций установлена теоретическая и экспериментальная зависимость момента трения от осевой силы в конических роликоподшипниках с различными углами конуса ( $12^\circ \dots 30^\circ$ ) и другими геометрическими параметрами. В результате этих исследований определено влияние на момент трения погрешностей сборки колец подшипников с корпусом и валом, влияние смазки и частоты вращения вала (корпуса) при контроле преднатяга по моменту трения и характер контакта роликов с направляющим бортом. Кроме того, установлено изменение характеристики момента трения в первоначальный период приработки подшипников.

Установлено, что в диапазоне сил преднатяга 1000...10000 Н (100...1000 кг), создаваемых в процессе сборки в подшипниковых узлах легковых и грузовых автомобилей, характеристика момента трения линейная и может иметь разброс, обусловленный качеством изготовления поставляемых подшипников. Определен момент трения от манжетных уплотнений, который необходимо учитывать при окончательном контроле точности регулировки преднатяга подшипников, после затяжки гайки Мзг хвостовика ведущей шестерни.

Для достижения качественной и точной регулировки преднатяга подшипников в технологических процессах сборки редукторов необходимо выполнить три условия:

1. Определить точную характеристику момента трения в дуплексах регулируемых подшипников данной конструкции с учетом перечисленных факторов (в особенности наличие смазки).

2. Применить надежный метод измерения этого параметра и соответствующую технологическую оснастку для контроля.

3. Выполнять контроль операций этого параметра по ходу технологического процесса сборки подшипниковых узлов с преднатягом после определенных операций сборки.

Сборка узла ведущей шестерни I (рис. 1) начинается с запрессовки наружных колец подшипников 1 и 2 в корпус (стакан) 3. Для выполнения этой операции разработана новая технологическая оснастка, обеспечивающая точное центрирование одновременно двух колец и корпуса в процессе запрессовки. Сила запрессовки этих колец должна быть в пределах 2,0...2,3 кН (2000...2300 кг).

Для контроля точности запрессовки колец разработана специальная контрольная тех-

нологическая оснастка, позволяющая определить точность геометрии поверхностей качения и торцевое биение относительно оси вращения.

После выполнения прессовых соединений на специальной технологической оснастке при тарированной осевой силе в сборе с внутренними кольцами 4 и 5 проверяется характеристика момента трения. Этот контроль момента трения в начале технологического процесса позволяет исключить прохождение на дальнейшие операции подшипников с погрешностями изготовления или сборки. Для контроля точности характеристики момента трения в дуплексе регулируемых подшипников разработан специальный датчик, определяющий момент трения в подшипниках при тарированной осевой нагрузке в процессе вращения корпуса подшипникового узла.

Перед запрессовкой внутреннего кольца 4 подшипника на шейку вала шестерни 6 необходимо определить действительный натяг в соединении, по разности измерений диаметра вала и отверстия в кольце, который должен быть в пределах 0,03...0,08 мм в соответствии с заданной посадкой по техническим условиям. Заниженный натяг приводит к проворачиванию кольца на шейке вала, а завышенный натяг приводит к неравномерной деформации кольца, к изменению геометрии и нарушению контакта роликов с дорожками качения и изменению монтажной высоты подшипника. Сила запрессовки этого кольца должна быть в пределах 1,0...1,8 кН (1000...1800 кг).

Для стабилизации характеристики момента трения в дуплексе регулируемых подшипников в технологический процесс сборки предлагается ввести операцию предварительной приработки подшипников. Эта операция выполняется на специально разработанной технологической оснастке, с осевым нагружением и вращением дуплекса регулируемых подшипников по определенной циклограмме, изменяющей соотношение технологической силы и числа оборотов подшипников на различных этапах приработки. Контролируемым параметром в процессе приработки является стабилизация характеристики момента трения и монтажной высоты дуплекса подшипников. При этом повторно контролируется результирующий момент трения дуплекса.

После предварительной приработки осуществляется операция регулировки преднатяга, которая состоит из двух этапов:

1. Определение (измерение) требуемой толщины пакета регулировочных колец 8 компенсатора Бк с распорной втулкой 7.
2. Подбор этого пакета по толщине из комплекта регулировочных шайб заданного типа-размера и проверка правильности подбора в подсобранном узле с имитацией силы от гайки хвостовика с контролем момента проворота корпуса  $M_{пр}$ .

Для выполнения первого этапа разработаны и изготовлены опытно-промышленные образцы стендов, позволяющие определять требуемый размер компенсатора Бк с учетом силовых, деформационных и динамических факторов в подшипниках при постоянном контроле момента трения за один или два установка регулируемого узла.

Для выполнения второго этапа на базе винтового или гидравлического пресса (5т) разработана технологическая оснастка, позволяющая контролировать момент трения и точность регулировки преднатяга подшипников до силового замыкания. Если момент  $M_{пр}$  (поворота) в дуплексе подшипников, с имитацией силы от гайки, не соответствует техническим условиям, то в подсобранном узле необходима корректировка размера набранного компенсатора (по пункту 2) .

После выполнения подбороочной операции подшипникового узла I с крышкой 9, манжетными уплотнениями 10 и карданным фланцем 11 осуществляется навинчивание и затяжка гайки 12 с одновременным вращением подшипников.

Точность силового замыкания при затяжке гайки хвостовика является важнейшим заключительным этапом регулировки преднатяга подшипниковых узлов, после которого должно приниматься решение о пригодности собранного узла для дальнейшей сборки реду-

тора. Погрешность силового замыкания непосредственно влияет на точность регулировки преднатяга.

Для выполнения этой операции разработан стенд, позволяющий реализовать взаимосвязь момента затяжки гайки  $M_{зг}$ , силы осевого сжатия узла при сборке и силы, имитирующей затяжку гайки на стенде, при проверке момента трения подшипников, собранных с преднатягом. На специальной технологической установке подсобраный подшипниковый узел ведущей шестерни с предварительно навинченной гайкой хвостовика через карданный фланец нагружается тарированной технологической силой, определенной с учетом жесткости собираемого узла и нагружателя, на корпус прикладывается вращение и выполняется затяжка до падения технологической силы до нуля. Такой способ затяжки имеет авторское свидетельство СССР и обеспечивает высокую точность силового замыкания подшипникового узла.

Таким образом, при сборке узла ведущей шестерни косвенный параметр преднатяга – момент трения в подшипниках – должен контролироваться на различных этапах пять раз. Такой многократный контроль и технологическая оснастка для его выполнения позволяют обеспечить высокую точность регулировки преднатяга.

Для обеспечения требуемого осевого положения ведущей шестерни в редукторе относительно оси ведомой шестерни, которое зафиксировано на контрольно-обкатном станке с помощью поправки  $\pm \Delta A_{\Delta}$  на монтажный размер  $A_{\Delta}$ , в конструкции редуктора предусмотрен компенсатор  $A_k$  (14). Для определения этого размера компенсатора разработана технологическая оснастка, позволяющая измерять отдельные звенья и алгоритм расчета компенсатора  $A_k$  по отклонениям этих звеньев, входящих в размерную цепь, на положение ведущей шестерни. После подбора требуемой толщины компенсатора  $A_k$  узел ведущей шестерни вместе с компенсатором устанавливается в картер редуктора (13), который предварительно закреплен на станине стенда. Закрепление узла ведущей шестерни осуществляется с помощью шпилек и гаек 27 гайковертом.

Сборка узла ведомой шестерни II начинается с запрессовки штифтов 15 в правую чашку дифференциала 16. Для запрессовки ведомой шестерни 17 на правую чашку дифференциала разработана специальная технологическая оснастка с центрированием деталей на подпружиненной опоре.

Сборка конического дифференциала осуществляется в специальном, поворотном приспособлении, в котором в правую чашку дифференциала 16 устанавливается шестерня полуоси 18 с антифрикционной шайбой, крестовина 19 с четырьмя сателлитами 20 и антифрикционными шайбами, шестерня полуоси 21 и левая чашка дифференциала 22, а подсобраный узел закрепляется накладной планкой, удерживающей болты 23. Затем приспособление поворачивается на  $180^\circ$  и осуществляется затяжка гаек 24.

Для запрессовки внутренних колец подшипников 25 и 26 разработана специальная, центрирующая технологическая оснастка с подпружиненной плитой.

После выполнения прессовой операции подсобраный узел вместе с наружными кольцами подшипников 30 устанавливается в специальное контрольное приспособление, в котором подшипники дифференциала нагружаются осевой силой преднатяга, и проверяется биение торца ведомой шестерни 17.

После этого подсобраный узел ведомой шестерни II вместе с наружными кольцами подшипников дифференциала 30 устанавливается в картере. Затем устанавливаются крышки 28 с запрессованными штифтами 29 и затягиваются болты крышек. Завинчиваются резьбовые регулировочные кольца 31 и 32, с помощью которых устанавливается требуемый боковой зазор в зацеплении  $\Delta_{бз}$ .

Для контроля бокового зазора разработана специальная технологическая оснастка, определяющая этот параметр на боковой поверхности зуба ведомой шестерни по угловому люфту.

Преднатяг подшипников дифференциала создается с помощью резьбовых регулировочных колец 31 и 32 с одновременным вращением подшипников по деформации гнезд подшипников с крышками 28 (изменение размера  $L$  на величину  $\Delta L$  между штифтами 29). Для контроля этого параметра разработана контрольная технологическая установка. Эта же технологическая установка используется для контроля бокового зазора между зубьями ведомой и ведущей шестернями.

Контроль основного выходного критерия качества сборки редуктора – пятна контакта (п.к.) на боковой поверхности зуба ведомой шестерни – осуществляется по краске с вращением ведущей шестерни и одновременным торможением ведомой шестерни. Форма и расположение пятна контакта должны быть в точном соответствии с техническими условиями инструкции на сборку редуктора. После окончательной сборки выполняется стопорение резьбовых регулировочных колец и гайки хвостовика.

Окончательно собранный редуктор устанавливается на специальный обкатной контрольно-испытательный стенд, на котором в процессе вращения с переменным притормаживанием левой и правой фальш-полуосей заднего моста проверяется работа дифференциала и шумовые характеристики работы редуктора в целом.

Главным отличием новой технологической оснастки и оборудования в технологическом процессе сборки редукторов являются контроль силовых и деформационных факторов, которые определяют качество и точность выходных параметров собранного редуктора.

По данной технологии с применением новой оснастки были собраны опытные образцы редукторов отечественных и зарубежных автомобилей, у которых в условиях эксплуатации установлена стабильность важнейших параметров редуктора (преднатяга подшипников) и параметров зацепления (пятна контакта и бокового зазора).

При внедрении нового оборудования и оснастки в технологические процессы сборки редукторов потребуется применение микропроцессорной техники и датчиков, создание специальных программ, позволяющих на каждой операции сборки обеспечить адаптивное управление, общую взаимосвязь операций и контроль параметров качества.

#### **Литература**

1. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов. Автомобильная промышленность. 2001 г. №2.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников. Автомобильная промышленность. 2001 г. №6.

### ***Предельная частота вращения шпинделя при затяжке резьбовых соединений***

Шмагин А.А.

*КГТА им. В.А. Дегтярёва, г. Ковров*

В технической литературе имеются противоречивые сведения о частоте вращения шпинделя при завинчивании и затяжке резьбовых соединений.

Предельная частота завинчивания с учётом автоматизированной сборки приведена в работе [1], которая в зависимости от параметров резьбы и завинчивающего устройства колеблется в диапазоне (45...90) об/мин, в то время как в некоторых работах её предельное значение определяют в 300 об/мин.

Если завинчивающее устройство не имеет автоматического переключения вращения на малую угловую скорость, то затяжка (торможение вращения) начнётся при этой же частоте.

В ряде работ частоту затяжки резьбовых соединений определяют понятием «малой», не приводя значений. Ведь малой можно считать и 30 об/мин.

Докажем, как же следует назначать предельную частоту вращения шпинделя в момент начала затяжки.