

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 ΔL 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.

При торможении шпинделя в момент затяжки резьбовых соединений возникают моменты сил инерции, направление по направлению вращения, которые равны:

$$M^{\text{ин}} = J_z \cdot \varepsilon, \quad (1)$$

где: J_z – приведённый к оси шпинделя момент инерции вращающихся элементов завинчивающего устройства, патрона для удержания резьбовой детали и самой резьбовой детали;

ε – угловое замедление шпинделя при торможении.

Будем считать, что торможение резьбовой детали при затяжке происходит равномерно.

Тогда

$$\varphi_3 = \frac{\varepsilon t_3^2}{2}; \quad \omega = \varepsilon t_3; \quad \varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi_3}, \quad (2)$$

где: φ_3 – угол затяжки (торможение) резьбовой детали;

ω – угловая скорость в момент начала затяжки;

t_3 – время затяжки.

Учитывая, что угол затяжки резьбового соединения согласно [2] можно найти из выражения:

$$\varphi_3 = \frac{360^\circ Q_3 \cdot l}{F_6 E_6 P} = \frac{2\pi Q_3 l}{F_6 E_6 P}, \quad (3)$$

где: Q_3 – осевое усилие в резьбовой детали при затяжке;

l – растягиваемая часть резьбовой детали равная толщине скрепляемой детали;

F_6 – минимальная площадь сечения резьбовой детали;

E_6 – модуль упругости материала резьбовой детали;

P – шаг резьбы.

Подставляя (3) в (2), а затем в (1) получим зависимость момента сил инерции от параметров завинчивающего устройства, резьбовой детали и её физико-механических свойств:

$$M^{\text{ин}} = \frac{J_z \omega^2 F_6 E_6 P}{4\pi Q_3 l}. \quad (4)$$

Из последнего выражения найдём предельную угловую скорость вращения шпинделя в момент начала затяжки резьбового соединения:

$$\omega = \sqrt{\frac{4M^{\text{ин}} \pi Q_3 l}{J_z F_6 E_6 P}}. \quad (5)$$

Следует заметить, что $M^{\text{ин}}$ есть не что иное, как дополнительный момент затяжки.

Задаваясь предельно допустимой величиной превышения момента затяжки относительно расчётной, например 5...10%, находим предельно допустимую угловую скорость вращения шпинделя.

Покажем на примере возрастание момента затяжки от угловой скорости при $J_z = \text{const}$.

Пусть требуется обеспечить скрепление фланца толщиной $l = 10$ мм резьбовой деталью $\varnothing = 8$ мм; $P = 1,25$ мм.

Приведённый момент инерции вращающихся частей гайковёрта, патрона и резьбовой детали $J_z = 2480$ (Н мм²). По нормальям [2 с. 44] для класса прочности резьбы 10,9 и коэф-

коэффициента трения на торце головки болта $\mu = 0,14$ выбираем осевую силу затяжки $Q_z = 23,2$ (кН) и момент затяжки $M_z = 35$ (Нм).

Найдём возрастание момента затяжки от момента сил инерции для $n = 90$ об/мин:

$$\Delta M_z = M^{\text{ин}} = 78,36 \text{ (Нм)}.$$

Момент затяжки меньше момента сил инерции в два раза, т.е. при такой частоте вращения либо головка болта будет оторвана, либо будет срезана резьба.

Если же допускается изменение момента затяжки на 5%, то частота вращения шпинделя не должна превышать значения, равного $n \leq 19,25$ об/мин.

Следовательно, предложен метод расчёта предельно допустимой частоты вращения резьбовой детали для момента начала затяжки резьбового соединения.

Литература

1. Житников, Ю.З. Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями: Учебное пособие. Ч.1. Теоретические основы автоматизированной сборки изделий с резьбовыми соединениями / Ю.З. Житников. – Ковров: КГТА, 1996. – 132 с.
2. Иосилевич, Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Ю.В. Шарловский. – Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1985, - 244 с.

Применение ультразвука для обеспечения качества сборки

к.т.н., доц. Шуваев В.Г.

Самарский государственный технический университет

Сборка запрессовкой происходит путем совмещения координатных осей соединяемых поверхностей вала и отверстия втулки и относительного перемещения деталей под действием приложенной вдоль оси силы. Относительная неподвижность деталей в собранном изделии обеспечивается натягом и силами трения (сцепления) поверхностей сопряжения, зависящими от материала деталей, микрогеометрии сопрягаемых поверхностей и контактного давления. К характеристикам качества соединений с натягом относят точность относительного положения деталей и прочностные характеристики, отражающие способность сопротивляться взаимному смещению деталей под воздействием прикладываемых осевых сил и крутящих моментов.

В число перспективных направлений повышения эффективности и обеспечения качества сборки входят технологии, основанные на комбинированном воздействии нескольких видов энергии, в том числе энергии ультразвуковых (УЗ) колебаний. Использование УЗ колебаний малой амплитуды позволяет интенсифицировать сборочный процесс, что обусловлено рядом специфических особенностей воздействия УЗ, к числу которых относятся высокая концентрация колебательной энергии, вводимой в зону контактирования деталей, обеспечивающая локальность воздействия при существенно меньших энергозатратах, значительное снижение сил сопротивления при сборке, самоцентрирование деталей, направленная модификация свойств поверхностных слоев контактирующих деталей, дающая возможность на качественно новом уровне решать задачи повышения эксплуатационного ресурса изделий, а также возможность механизации и автоматизации технологического процесса сборки [1, 2].

На рис. 1 показано взаимодействие силового прессового оборудования и системы возбуждения УЗ колебаний с формируемым соединением вал-втулка и приведены управляющие параметры процесса (для силового прессового оборудования это усилие запрессовки, для УЗ системы возбуждения колебаний это амплитуда, частота, фаза и схема введения колебаний), а также показаны выходные динамические характеристики формируемого соединения.

При направленном введении в зону контактирования деталей при сборке дополнительной УЗ энергии происходит интенсивное разрушение окисных пленок и образование вследствие этого в зоне трения ювенильных поверхностей и физического контакта, одновременно в зависимости от направления колебаний в узлах схватывания возникают пропорцио-