

щая высокой точности при напрессовке и контроле правильности установки подшипников.

Неправильное расположение подшипников. При самостоятельной замене радиально-упорных подшипников шпинделя они были неправильно установлены (не той стороной, с перекосами и т.д.). Неисправность проявляется следующими признаками: повышенное биение на валу, чрезмерный нагрев подшипников, повышенный шум в подшипнике и т.д. Устранение неисправности – правильная установка подшипников. Может потребоваться не только правильная установка, но и замена подшипников на новые.

Заключение

Проведенный анализ износа и причин выхода из строя подшипников качения высокоскоростных шпиндельных узлов позволяет предпринимать действенные меры по предупреждению поломки подшипников, что обеспечивает предприятиям возможность сэкономить значительные материальные и финансовые средства.

Литература

1. Изделия *SKF* для технического обслуживания и смазочные материалы. www.mapro.skf.com / www.skf.com – с. 4-8.
2. *SKF*/ Повреждения подшипников качения и их причины. Авторское право *SKF AB*, 2002, Санкт-Петербург/ - с. 10-12, 17-18, 24-25.
3. Высокоскоростные мотор-шпиндели приводов главного движения металлорежущих станков/ Бушуев В.В., Молодцов В.В.: Вестник МГТУ Станкин, 2011, № 3 – с. 24-26.

Зависимость точности изготовления цилиндрических зубчатых передач от точности изготовления их основных деталей и сборки

к.т.н. Виноградов В.М., к.т.н. Черепяхин А.А.
Университет машиностроения, Москва
 8(495)2230523, доб. 1224. tkm1410@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены факторы влияющие, на точность зубчатой передачи. Показано, что значительное влияние на точность имеют следующие факторы: точность изготовления и сборки всех элементов передач. Дан пример расчета технологических размерных цепей для цилиндрической зубчатой передачи.

Ключевые слова: зубчатая передача, точность изготовления и сборки, технологическая размерная цепь

В процессе изготовления деталей зубчатой передачи и ее сборки возникают погрешности, которые определяют степень точности готовой передачи. Согласно с ГОСТ 1643-81 степень точности передачи характеризуется соответствующими показателями точности (кинематической, плавности работы, контакта зубьев в передаче). Помимо этого, независимо от степени точности должен быть обеспечен требуемый вид сопряжения зубчатых колес в передаче.

Указанный ГОСТ устанавливает, что при соответствии показателей точности передачи допускаемым отклонениям, контроль этих же показателей зубчатых колес не является обязательным. Однако в условиях производства, чтобы обеспечить технологическую дисциплину на каждой операции и выявить возможные погрешности обработки, производят комплексный или поэлементный контроль зубчатых колес, на основании которого устанавливают их степень точности. При этом за измерительную базу принимают ось колеса (ось отверстия), а не рабочую ось, находящуюся в передаче, хотя ГОСТ 1643 предусматривает требования именно к точности зубчатого колеса относительно рабочей оси. Поэтому погрешности зубчатого колеса будут отличаться от его погрешностей относительно рабочей оси. Это отличие должно быть предусмотрено в чертеже колеса и учтено при установлении точности передачи. Однако в справочной литературе отсутствуют рекомендации для перерасчета отклонений показателей точности зубчатого колеса, связанного с изменением измерительной базы, что и послужило основанием для рассмотрения данного вопроса.

На изменения погрешностей зубчатого колеса, вызванные использованием в качестве измерительной базы не рабочей оси, а оси колеса, оказывают влияние погрешности механической обработки отверстий опор в корпусе передачи, валов, подшипников и их монтажа в узел.

Для удобства исследования возможных перемещений и поворотов зубчатых колес, обусловленных неточностью изготовления и сборки основных деталей передачи, и их влияния на показатели точности передачи, примем прямоугольную систему координат, зафиксированную с осью AB зубчатого колеса (рисунок 1). При этом зубчатую передачу расположим так, чтобы межосевое расстояние совпадало с направлением оси Y . Положение точки, линии (оси) или плоскости одного колеса относительно точки, линии или плоскости другого колеса определяется числом степеней свободы ее перемещения по направлению координатных осей и поворота вокруг них. Каждая степень свободы указывает на необходимость составления и расчета соответствующей размерной цепи. Число замыкающих звеньев, а следовательно, и число размерных цепей, необходимых для расчета, всегда равно числу степеней свободы перемещения или поворота, определяющих относительное положение деталей передачи.

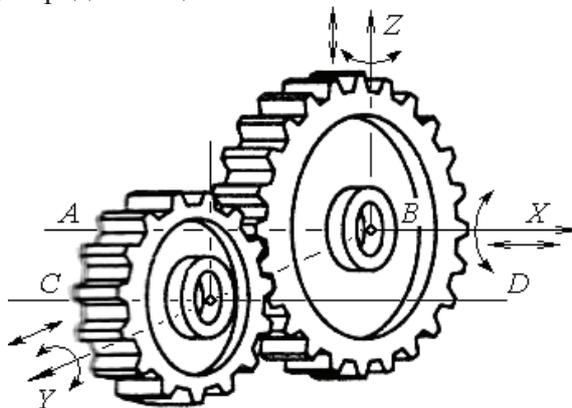


Рисунок 1.Схема цилиндрической зубчатой передачи в прямоугольной системе координат

Проанализируем возможные перемещения и повороты зубчатых колес из-за неточностей изготовления и сборки основных деталей передачи.

- Смещение оси CD зубчатого колеса в направлении координатных осей Y и Z приводит к отклонению расстояния между осями колес на величину f_{ar} , а следовательно, и к изменению бокового зазора. Если это смещение будет повторяться циклически за каждый оборот зубчатого колеса, то возможно дополнительное радиальное биение F_{rr} колеса и дополнительные угловые ошибки $\Delta_{\varphi_{yz}}$ передачи в пределах числа оборотов колеса, равного частному от деления числа зубьев ведущего колеса на общий множитель чисел зубьев обоих зубчатых колес передачи;
- Смещение оси CD зубчатого колеса в направлении координатной оси X приводит к несовпадению торцов колес. Если же смещение носит циклический характер (осевое биение), то возможны дополнительные угловые ошибки $\Delta_{\varphi_{xt}}$ такие же, как и при смещении оси CD в направлении осей Y и Z ;
- Поворот зубчатого колеса вокруг координатной оси X не вызывает погрешностей передачи;
- Поворот оси CD зубчатого колеса вокруг координатной оси Y приводит к взаимному перекосу их на величину f_{yr} ;
- Поворот оси CD зубчатого колеса вокруг координатной оси Z вызывает отклонение от параллельности их осей на величину f_{xz} .

Следовательно, для полной характеристики цилиндрической зубчатой передачи необходимо в общем случае рассчитать пять размерных цепей: две – на расстояние между осями вращения зубчатых колес по двум координатным осям (Y и Z) для определения дополнительного радиального биения зубчатых колес и $\Delta_{\varphi_{yz}}$, две – на параллельность осей вращения в

двух плоскостях и одну цепь для определения значения дополнительного осевого биения зубчатых колес и $\Delta_{\text{фх1}}$. Кроме того, необходимо учесть дополнительные угловые ошибки $\Delta_{\text{фх2}}$ передачи, вызванные перекосом зубчатых колес после напрессовки их на валы.

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи в направлении координатной оси Y , на примере зубчатой передачи коробки отбора мощности грузового автомобиля, изображена на рисунке 2.

Вал-шестерня (ведущее колесо) вращается в подшипниках качения, вмонтированных в отверстия 3-й и 4-й опор корпуса. Ведомое зубчатое колесо напрессовано на ось, установленную на подшипниках качения в отверстиях 1-й и 2-й опор корпуса.

Размерная цепь A (рисунок 3) определяет точность расположения точек контакта зубьев в передаче, то есть измерение межосевого расстояния в направлении координатной оси Y .

Эту цепь составляют следующие звенья: A_1 – смещение осей дорожки качения и наружного цилиндра наружного кольца подшипника 10-й опоры; A_2 - смещение осей наружных цилиндров опорной шейки вала 1-й опоры и посадочного места для зубчатого колеса; A_3 – смещение осей наружных цилиндров опорной шейки вала 2-й опоры и посадочного места для зубчатого колеса; A_4 – то же, что и A_1 , 2-й опоры; A_5 - расстояние между осями отверстий в корпусе; A_6 - то же, что и A_1 , 3-й опоры; A_7 - то же, что и A_1 4-й опоры.

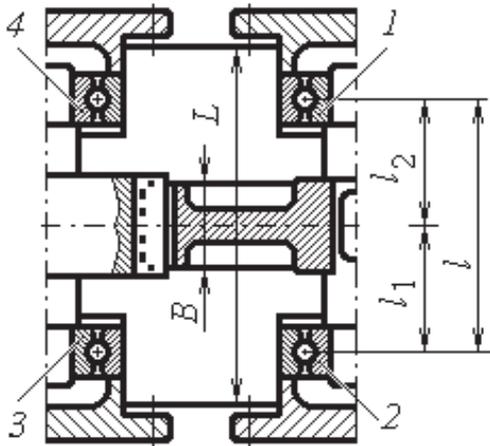


Рисунок 2. Конструкция цилиндрической зубчатой передачи коробки отбора мощности грузового автомобиля: 1, 2, 3, 4 - номера опор корпуса

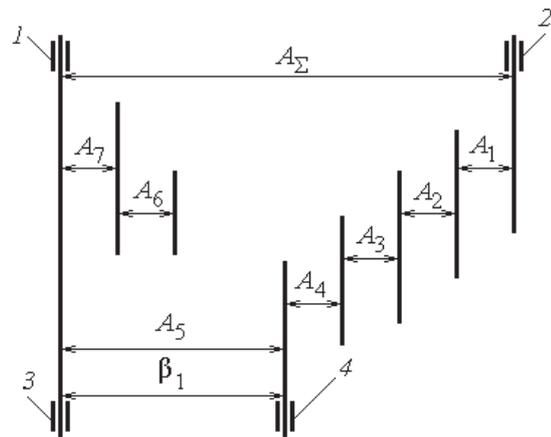


Рисунок 3. Схема размерной цепи коробки отбора мощности: 1, 2 – оси вращения зубчатых колес; 3, 4 – оси отверстий под подшипники в корпусе передачи

Передаточные отношения звеньев размерной цепи $A_1 \dots A_7$ имеют следующие значения:

$$A_1 = A_2 = A_7 = -l_2 / l; \quad A_3 = A_4 = A_6 = -l_1 / l; \quad A_5 = 1. \quad (1)$$

Уравнение размерной цепи:

$$A_1 = \frac{l_2}{l} (A_1 + A_2 + A_7) + \frac{l_1}{l} (A_3 + A_4 + A_6) + A. \quad (2)$$

Погрешности звеньев A_1, A_4, A_6, A_7 являются заданными – это погрешности подшипников качения. Погрешности звеньев A_2 и A_3 , относящиеся к валам, также имеют вполне определенные значения. Все составляющие звенья, кроме A_5 , могут быть представлены в виде векторов.

Если принять допуски на радиальное биение подшипников равными $2\delta_{\text{п}}$, на вал $2\delta_{\text{в}}$, а на межосевое расстояние в корпусе - $2\delta_{\text{к}}$, то получим уравнение для определения отклонения расстояния между осями вращения колес:

$$\Delta Y = \frac{1}{k_y} \sqrt{2(k_{\text{п}}^2 \cdot \delta_{\text{п}}^2 + 2k_{\text{в}}^2 \cdot \delta_{\text{в}}^2) \left[\left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \left(\frac{l_1}{l} \right)^2 \right] + k_{\text{к}}^2 \cdot \delta_{\text{к}}^2}. \quad (3)$$

Коэффициент относительного рассеивания замыкающего звена k_y определяется по эмпирической формуле:

$$k_y = 1 + \frac{0,55}{\sum_i |A_i| \cdot \delta_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1} A_i^2 \cdot k_i^2 \cdot \delta_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1} A_i^2 \cdot \delta_i^2} \right). \quad (4)$$

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи при перемещении осей колес в направлении оси Z .

Перемещение осей зубчатых колес в направлении координатной оси Z на величину ΔZ вызывает изменение расстояния между осями зубчатых колес. Для составления уравнения размерной цепи воспользуемся рисунком 3, на котором составляющее звено A_3 является в данном случае смещением осей отверстий в корпусе в направлении оси Z . Передаточные отношения звеньев и уравнение размерной цепи такие же, как и в предыдущем случае. Тогда, приняв допуск на смещение осей отверстий в корпусе в направлении оси Z равным $2\delta_{kz}$ можем записать уравнение для определения погрешности смещения осей зубчатых колес по оси Z :

$$\Delta Z = \frac{1}{k_z} \sqrt{2(k_n^2 \cdot \delta_n^2 + 2k_B^2 \cdot \delta_B^2)[(l_2/l)^2 + (l_1/l)^2] + k_{kz}^2 \cdot \delta_{kz}^2}; \quad (5)$$

$$k_z = 1 + \frac{0,55}{\sum_i |A_i| \cdot \delta_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1} A_i^2 \cdot k_i^2 \cdot \delta_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1} A_i^2 \cdot \delta_i^2} \right). \quad (6)$$

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи при перемещении осей колес в направлении координатной оси X

У зубчатых передач ширина зубчатого венца ведущего колеса больше ширины зубчатого венца ведомого колеса. Поэтому размерная цепь на несовпадение торцов колес рассчитывать не нужно.

На точность зубчатой передачи влияет осевое биение зубчатых колес в направлении координатной оси X , циклически повторяющееся за период одного оборота. Источником осевых биений являются подшипники качения, их значение будет равно допуску $2\delta_{na}$ на осевое биение подшипника, следовательно:

$$\Delta X_1 = 2\delta_{na}. \quad (7)$$

Кроме того, в направлении этой же оси на точность передачи будет влиять дополнительное торцовое биение зубчатого колеса, вызванное его перекосом при напрессовке на вал. Значение этого торцового биения может быть определено по формуле:

$$\Delta X_2 = \frac{d_d}{k_b \cdot B} \sqrt{k_0^2 \cdot \delta_0^2 + k_{bl}^2 \cdot \delta_{bf}^2 + 0,25k_b^2 \cdot C_{\min}^2}; \quad (8)$$

где: d_d - диаметр делительной окружности колеса; B - ширина зубчатого венца; δ_0 - половина поля допуска на диаметр базового отверстия зубчатого колеса; δ_{bf} - половина поля допуска на посадочный диаметр вала; C_{\min} - минимальный зазор необходимый для входа в отверстие колеса начала посадочной шейки вала; k_e - коэффициент относительного рассеяния эксцентриситета между осями вала и колеса до начала напрессовки, определяемый так же, как и k_y (по формуле 4); k_0 , k_{bl} , k_c - соответственно коэффициенты относительного рассеяния величин δ_0 , δ_{bl} , C_{\min} .

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи при повороте осей колес вокруг координатной оси Y

Поворот осей зубчатых колес вокруг оси Y приводит к их перекосу, величина которого может быть определена по формуле:

$$f_{yr} = \frac{1}{k_{yr}} \sqrt{k_{fy}^2 \cdot f_y^2 + 2(L/l)^2 (2k_n^2 \cdot \delta_n^2 + k_b^2 \cdot \delta_b^2)}; \quad (9)$$

где: f_{yr} - перекося осей зубчатых колес на длине L ; f_y - допуск на перекося осей в корпусе на длине L ; k_{fy} - коэффициент относительного рассеяния величины f_{yr} , определяемой так же, как и k_y (по формуле 4).

Размерная цепь, определяющая точность зубчатой передачи при повороте осей вокруг

координатной оси Z .

Поворот осей зубчатых колес вокруг оси Z приводит к их непараллельности, определяемой по формуле:

$$f_{xr} = \frac{1}{k_{fxr}} \sqrt{k_{fx}^2 \cdot f_x^2 + 2(L/l)^2 (2k_n^2 \cdot \delta_n^2 + k_b^2 \cdot \delta_b^2)}; \quad (10)$$

где: f_{xr} – отклонение от параллельности осей зубчатых колес на длине L ; f_x – допуск на отклонение от параллельности осей отверстий в корпусе на длине L ; k_{fx} – коэффициент относительного рассеяния величины f_{xr} , который определяется так же, как и k_y (по формуле 4).

Возможные перемещения зубчатых колес в передаче, выявленные на основании расчета размерных цепей, вызывают соответствующие погрешности передачи, обусловленные неточностью изготовления ее основных деталей и сборки.

Отклонение межосевого расстояния в передаче:

$$f_{ar} = \sqrt{(A + \Delta Y)^2 + \Delta Z^2} + B \frac{f_{xr}}{L} - A; \quad (11)$$

где: A – номинальное значение межосевого расстояния.

Дополнительные колебания измерительного межосевого расстояния для зубчатого колеса определяются по формуле:

$$(F_{ir}''') = \frac{f_{ar}}{1,2\sqrt{q}}; \quad (12)$$

где: q – количество зубчатых колес, участвующих в передаче вращения от одного вала к другому (обычно $q = 2$).

Дополнительное изменение гарантированного бокового зазора в передаче:

$$j'_{n,\min} = \pm f_{ar} \sin \alpha_d \quad (13)$$

Дополнительное радиальное биение зубчатого колеса определяют по формуле:

$$F'_{rr} = \frac{2\sqrt{\Delta Y^2 + \Delta Z^2} + B \frac{f_{xr}}{L}}{1,2\sqrt{q}}. \quad (14)$$

Дополнительные угловые ошибки колеса:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta\varphi_{yz} = \frac{412,5 F'_{rr}}{d_d}; \quad \Delta\varphi_{x1} = 412,5 \tan \beta_d \cdot 2 \frac{\delta_{па}}{d_d}; \\ \Delta\varphi_{x2} = \frac{206,3 B \cdot (1 + \sin \alpha_d) \Delta X_2}{d_d^2}; \quad \Delta\varphi'_{ir} = \sqrt{\Delta\varphi_{yz} + \Delta\varphi_{x1} + \Delta\varphi_{x2}} \end{array} \right\}; \quad (15)$$

где: для удобства вычислений $\Delta\varphi_{yz}$, $\Delta\varphi_{x1}$, $\Delta\varphi_{x2}$ выражены в угловых секундах, d_d – в миллиметрах; β_d , α_d – в градусах; F_{rr} , $2\delta_{па}$, ΔX_2 – в миллиметрах.

Тогда дополнительную кинематическую погрешность колеса можно определить, пользуясь формулой:

$$(F'_{ir})' = \frac{\Delta\varphi'_{ir} \cdot d_d}{412,5}. \quad (16)$$

Перекося осей вызывает изменение угла наклона зубьев сопряженных колес на величину:

$$\Delta\beta_d = \arctan \frac{f_{yr}}{L}, \quad (17)$$

что приводит к дополнительной погрешности направления зуба колеса:

$$F'_{\beta r} = B [\tan(\beta_d \pm \arctan \frac{f_{yr}}{L}) - \tan \beta_d], \quad (18)$$

и к дополнительному отклонению его осевых шагов по нормали:

$$F'_{pxnr} = p_x \left[1 - \frac{\tan \beta_d}{\tan(\beta_d \pm \Delta \beta_d)} \right] \sin \beta_d; \quad (19)$$

где: p_x – осевой шаг зубьев колеса.

Дополнительное смещение исходного контура зуба колеса определяется по формуле:

$$A'_{Hr} = \pm f_{ar}. \quad (20)$$

Требуемая степень точности зубчатой передачи по нормам кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев колес и боковому зазору в передаче регламентируется ГОСТом 1643-81. Для ее обеспечения необходимо, чтобы суммарные погрешности зубчатой передачи, зависящие от точности изготовления отверстий опор в корпусе, валов, подшипников, зубчатых колес и их монтажа в узел, не превышали допустимых.

Учитывая, что допуски изготовления поверхностей всех основных деталей передачи (кроме зубчатых колес) являются экономически обоснованными и что контроль показателей точности зубчатых колес в условиях производства выполняют относительно оси колеса, а не рабочей, определяем допускаемые отклонения показателей точности зубчатого колеса, обеспечивающие в процессе его изготовления требуемую степень точности передачи.

Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси:

$$F'_i = (F'_i)_n + (F'_{ir})'; \quad (21)$$

где: $(F'_i)_n$ – допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса (для передачи данной точности) по ГОСТ 1643 при использовании в качестве измерительной базы рабочей оси.

В свою очередь $F'_i = F_p + f_f$. Тогда допуск на накопленную погрешность шага:

$$F_p = (F_p)_n \frac{F'_i}{(F'_i)_n}, \quad (22)$$

а допуск на погрешность профиля зуба равен:

$$f_f = (f_f)_n \frac{F'_i}{(F'_i)_n}; \quad (23)$$

где: $(F'_i)_n$ и $(f_f)_n$ – допуски на накопленную погрешность профиля зуба колеса при использовании в качестве измерительной базы рабочей оси, т.е. эти показатели выбраны в соответствии со степенью точности передачи. Такую систему обозначений допусков примем и в дальнейшем (без ее пояснения).

Аналогично определим допуск на накопленную погрешность шагов:

$$F_{pk} = (F_{pk})_n \frac{F'_i}{(F'_i)_n}. \quad (24)$$

Допуск на радиальное биение зубчатого венца колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси:

$$F_r = (F_r)_n - (F'_{ir})'. \quad (25)$$

Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния для колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси:

$$F''_i = (F''_i)_n - (F''_{ir})' \quad (26)$$

Предельные отклонения осевых шагов по нормали при использовании в качестве измерительной базы оси колеса:

$$F_{pxn} = \pm [(F_{pxn})_n - F'_{pxn}]. \quad (27)$$

Допуск на погрешность направления зуба колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси:

$$F_\beta = (F_\beta)_n - F'_{\beta x}. \quad (28)$$

Допуск на смещение исходного контура зуба колеса

$$T_H = (T_H)_н - f_{ар}. \quad (29)$$

Аналогичные расчеты можно выполнить и для других показателей точности зубчатого колеса. На основании приведенных формул были выполнены исследования, показавшие, что для обеспечения заданной степени точности зубчатой передачи по ГОСТ 1643-81, необходимо зубчатые колеса изготавливать с уменьшенными на 20...40% нормами точности для соответствующей степени точности передачи.

Корректировка допустимых отклонений показателей точности зубчатого колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси не лишена некоторых недостатков. Однако она может быть использована в производственных условиях для установления допусков на основные показатели точности зубчатых колес, обеспечение которых позволяет изготовить зубчатые передачи требуемой степени точности, а также заранее предусмотреть мероприятия, значительно сокращающие цикл технологической подготовки производства новых типов передач.

Литература

1. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски./ М. ИПК издательство стандартов, с. 45.
2. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении/ С.А. Зайцев, А.Д. Куранов, А.Н. Толстов. Москва, изд. центр «Академия», 2010 - с. 217.
3. Параметрическая оптимизация обработки зубчатых колес/ Виноградов В.М., Черепяхин А.А., Клепиков В.В.: Deutschland, Saarbrücken, the publishing house LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co., 2012 г. – 230 с.
4. Параметрическая оптимизация зубообрабатывающих операций/ Виноградов В.М., Черепяхин А.А.: Известия Московского государственного технического университета МАМИ, 2013, Т. 2, № 1 (15) - с. 22-30.

Адаптивная оптимизация ремонтной сборки конических передач автомобильных трансмиссий

к.т.н. Виноградов В.М., к.т.н. Черепяхин А.А.
 Университет машиностроения
 8(495)2230523, доб. 1068, trada73@mail.ru

Аннотация. В статье представлен опыт использования размерного анализа при адаптивной оптимизации технологического процесса восстановления агрегатов трансмиссии автомобиля и методика экспериментального определения необходимого размера компенсатора для правильной установки положения зубчатых колес в передаче.

Ключевые слова: зубчатое колесо, точность, размерная цепь, зазор, компенсатор

Выполнение высококачественного восстановительного ремонта агрегатов трансмиссии автомобилей на уровне завода-изготовителя представляет собой довольно сложную техническую задачу, так как в процессе выполнения сборочных операций необходимо обеспечить правильность взаимного положения сопрягаемых зубчатых колес передачи с учетом предварительного натяга ее подшипников. Эта задача может быть решена двумя путями: расчетом сборочной размерной цепи на регулирование осевого положения ведущего зубчатого колеса с использованием основных положений размерного анализа и методами экспериментального определения необходимой толщины компенсатора для правильной установки положения ведущего колеса главной передачи в осевом направлении. В качестве примера для решения упомянутой задачи можно взять механизм главной передачи заднеприводного легкового автомобиля семейства АвтоВАЗ.

Механизм главной передачи в виде редуктора заднего моста легкового автомобиля (рисунки 1) размещен в чугунном литом картере 3. Зубчатые колеса главной передачи: кониче-