

Б. П. ТИМОФЕЕВ, доктор технических наук, профессор, факультет систем управления и робототехники федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет ИТМО» (Университет ИТМО) (Российская Федерация)

Н. Т. ДАНГ, аспирант, факультет систем управления и робототехники Университета ИТМО (Российская Федерация)

М. Х. ЧАН, аспирант, факультет систем управления и робототехники Университета ИТМО (Российская Федерация)

К ВОПРОСУ НОРМИРОВАНИЯ БОКОВОГО ЗАЗОРА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье проанализированы практика проектирования зубчатых передач по отношению к обеспечению бокового зазора в передаче, а также положения ГОСТ 16532-70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» [1] по выбору коэффициентов смещения и предложены некоторые рекомендации.

Рассмотрены методы назначения дополнительного смещения исходного контура, методика расчета коэффициентов смещения по методу многокритериальной оптимизации зацепления (блокирующего контура) с помощью программы Компас-3D, рекомендации по выбору коэффициентов смещения зубчатых колес цилиндрических передач в приложении 2 [1]. Предложены дополнительные положения к нему, содержащие методы, которые могут быть предпосылкой для разработки новой версии этого стандарта.

Ключевые слова: коэффициент смещения, метод многокритериальной оптимизации, Компас-3D, блокирующий контур.

В технике зубчатыми передачами называются такие механизмы, которые осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой и при этом изменяют частоты вращения с помощью зубчатых колес и реек. Зубчатые передачи используются около 250 лет и кардинально не изменились [2].

Зубчатые колеса имеют свои функциональные названия в зависимости от величины и положения установки. Ведущими называются те зубчатые колеса, которые располагаются на валах, передающих вращение, а ведомыми – на валах, принимающих вращение. Те колеса сопряженной пары, которые имеют меньший диаметр, называются шестернями. Что касается термина

«зубчатое колесо», то им обозначаются обе детали, составляющие такую передачу.

Именно зубчатые передачи являются самым распространенным видом передач в машиностроении и в силовой промышленности, а также и в современной робототехнике [3]. Они обеспечивают постоянное передаточное число, отличаются надежностью, компактными размерами и высоким коэффициентом полезного действия. Кроме того, с помощью зубчатых передач можно транслировать довольно значительные нагрузки, они считаются также долговечными и простыми в эксплуатации. Зубчатые передачи эксплуатируются в самых разнообразных условиях, и поэтому как их конструкции, так и формы элементов зубчатых зацеплений весьма различны.

Несмотря на постоянное совершенствование зубчатых зацеплений – применение высокопрочных материалов и методов упрочнения,

НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ

повышенные требования к чистоте поверхности, точности изготовления и сборки – некоторые проблемы в обеспечении необходимого уровня качества и надежности зубчатых передач оказались нерешенными [4, 5].

В данной статье рассмотрен вопрос обеспечения бокового зазора в передаче с помощью смещения исходного контура как один из путей улучшения качества зубчатых передач.

АКТУАЛЬНОСТЬ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БОКОВОГО ЗАЗОРА В ПЕРЕДАЧЕ

Боковой зазор в передаче должен обеспечить целый ряд условий, среди которых главными являются отсутствие заклинивания и обеспечение оптимальной работы смазки. Здесь имеется в виду не только скорость выхода смазки из впадины, но и главным образом «срабатывание» смазки при проходе в малых зазорах.

Кроме того, зазор в передаче необходим для компенсации погрешностей изготовления зубчатых колес и других деталей передачи (в том числе корпуса), погрешностей монтажа и деформаций под нагрузкой.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БОКОВОГО ЗАЗОРА С ПОМОЩЬЮ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА

В настоящее время в машинах, приборах и всевозможных приводах используются механические передачи различных конструкций. Однако наибольшее распространение, до 80 %, получили эвольвентные зубчатые передачи [3]. Одним из преимуществ эвольвентных зацеплений является то, что при изготовлении зубчатых колес методом обкатки отклонение положения исходного контура производящего инструмента относительно технологической оси колес не только не ухудшает качество изготавливаемого колеса, но и может устранить некоторые его проблемы.

Смещение исходного контура зачастую специально производится для достижения некоторых технологических целей, в том числе для получе-

ния заданного межосевого расстояния зубчатой передачи, отличающегося от делительного, для устранения подрезания зубьев и т. д. Величина этого смещения вносится в таблицу параметров зубчатого венца через коэффициент смещения x . Этот коэффициент устанавливается при геометрическом расчете передачи исходя из условия беззазорного зацепления, причем в рабочем чертеже колес указываются отдельно x_1 и x_2 для ведущего и ведомого колес соответственно.

Стоит отметить, что на практике проектирования передач обычно назначают коэффициент смещения, применяя рекомендации [1] (приложение 2). Эти рекомендации предназначены для беззазорного зацепления, причем ориентируются на простые значения коэффициентов смещения, применить их возможно только с некоторым ограничением. При пользовании этими рекомендациями нас подстерегают серьезные опасности, которые мы и проанализируем далее.

НЕДОСТАТКИ

Стоит отдельно рассмотреть [1]. Несмотря на то, что ему 50 лет, данный стандарт до сих пор является основой для большинства методик проектирования зубчатых передач в России, Беларуси и других странах СНГ. Имеется ряд научных трудов, посвященных критике данного стандарта [6, 7]. Тем более, что термины и обозначения, примененные в нем, соответствуют ГОСТ 16530-70 [8] и ГОСТ 16531-70 [9], а эти документы уже заменены на новые (ГОСТ 16530-83 [10] и ГОСТ 16531-83 [11]). В связи с этим можно сказать, что [1] ожидает коренное изменение.

Разработке новых стандартов помешал распад СССР. Ранее стандарты пересматривались каждые 10–15 лет, но сейчас этот период может составлять и 20–30 лет. Главное основание для проектирования зубчатых передач – ГОСТ 13755-81 уже претерпел обновление (ГОСТ 13755-2015) [12]. Однако и эта редакция стандарта вызывала существенную критику [13, 14]. Следовательно, в общем необходимо сказать, что системе стан-

дартизации по точности зубчатых передач срочно нужна комплексная доработка.

НОВЫЙ МЕТОД ОБЕСПЕЧЕНИЯ БОКОВОГО ЗАЗОРА

На практике отмечается появление альтернативных подходов по назначению коэффициентов смещения. При проектировании зубчатых передач для выбора коэффициентов смещения более усовершенствованным подходом является расчет коэффициентов смещения по блокирующему контуру, поскольку учитываются различные критерии оценки качества передачи.

Однако блокирующий контур предназначен для определения коэффициента смещения только для беззазорного зацепления. С другой стороны, введение дополнительного смещения для получения бокового зазора меняет все свойства передач. В большинстве случаев влияние этого дополнительного смещения на свойства передач незначительно. Однако имеется целый ряд соотношений чисел зубьев z_1 и z_2 колес в передаче, для которых выбор дополнительного смещения в целях получения необходимого зазора требует проверки качества зацепления после выбора нормы бокового зазора.

Анализируя современные методы решения технических задач в машиностроении, особенно выделяем метод многокритериальной оптимизации, который может быть реализован с помощью средств автоматизированного проектирования (САПР). Из существующих пакетов САПР отдельно обращаем внимание на программу Компас-3D, отличающуюся возможностью выполнения расчета коэффициентов смещения различными методами, в том числе метод многокритериальной оптимизации по блокирующему контуру [15].

Однако в этой программе также не рассматривается вопрос о боковом зазоре передачи, и зачастую данную программу используют для расчета передач с беззазорным зацеплением. В связи с этим предлагаем выполнить расчет коэффициентов смещения по следующей схеме. Сна-

чала проводим расчет коэффициентов смещения беззазорного зацепления, получаем коэффициент x_{Σ} . Затем определяем дополнительное смещение с учетом зазора и погрешностей в передаче:

$$x_{\Sigma}^* = x_{\Sigma} + x_{\Sigma}' + x_{\Sigma}'' + x_{\Sigma}''',$$

где x_{Σ}^* – суммарный коэффициент смещения передачи, x_{Σ} – коэффициент смещения для беззазорного зацепления, x_{Σ}' – смещения для обеспечения гарантированного зазора, x_{Σ}'' – компенсация погрешностей зубчатых и незубчатых звеньев механизма, x_{Σ}''' – погрешность установки смещения при настройке зуборезного станка.

После определения x_{Σ}^* проводится повторно оптимизационный расчет передач с учетом дополнительного смещения. Тогда получаем коэффициенты x_1^* и x_2^* для изготовления отдельных колес. Таким образом, данный расчет позволяет получить оптимальные коэффициенты смещения для колес с учетом обеспечения бокового зазора.

При данном расчете методом оптимизации является программная реализация метода SUMT Фиакко и Маккормика (метод последовательной безусловной оптимизации) [16].

С целью повышения прочности и нагрузочной способности передачи применяются следующие критерии для оптимизации:

- контактной прочности (запас прочности по контактному напряжению);
- прочности по изгибу (запас прочности по изгибным напряжениям);
- равнопрочности по изгибу зубьев ведомого и ведущего колеса;
- износостойкости и наибольшего сопротивления заеданию (выравнивание удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев);
- плавности работы передачи (максимальное значение коэффициента перекрытия).

Вес критериев принят одинаковым.

Здесь необходимо помнить: не всегда выбор коэффициентов смещения производится с использованием оптимизационных процедур с учетом разнообразных требований к качеству передачи. Кроме того, в этом случае оценка «веса» того

НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ

или иного свойства в передаче происходит в результате волевого решения, т. е. производится псевдооптимизация.

Несмотря на преимущества вышесказанного оптимизационного метода выбора коэффициентов смещения исходного контура, на практике распространенным подходом назначения коэффициентов смещения является применение рекомендаций [1] (приложение 2). Благодаря своей простоте, такой подход включен почти во все методики проектирования зубчатых передач. Эти рекомендации ориентируются на назначение коэффициентов смещения самыми простыми значениями. Применить их, повторяем, возможно только с некоторым ограничением.

В приложении 2 [1] указаны ограничения при применении рекомендаций:

1) $x_1 = x_2 = 0$, для кинематических передач должно быть при $z_1 \geq 17$, для силовых передач при $z_1 \geq 21$;

2) $x_1 = 0,3$; $x_2 = -0,3$, для кинематических передач должно быть при $z_1 \geq 12$ и $z_2 \geq 22$, для силовых передач при $z_1 \geq 21$ и $u \geq 3,5$.

Для выявления возможности применения таких рекомендаций производим расчет блокирующих контуров. Суть расчета заключается в определении диапазона допустимых значений z_2 , при котором значения смещения $x_1 = x_2 = 0$ или $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$ не выходят за предел безусловного существования передачи в блокирующем контуре.

Проверяем возможность применения рекомендуемых значений коэффициентов смещения при (критичных) сочетаниях чисел зубьев: $8 \leq z_1 \leq 21$ и $1 \leq u \leq 8$. Расчет проведен в программе Компас-3Д. Результат расчета приведен в таблице. Применяем обозначение: «нет» – нельзя применить рекомендации таблицы приложения 2 [1] ни при каких значениях z_2 , «все» – можно применить рекомендации при любых значениях z_2 .

Таблица – Диапазон допустимых значений z_2

z_1	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
z_2 для $x_1 = x_2 = 0$	нет	нет	нет	нет	нет	нет	нет	≤ 26	≤ 62	все	все	все	все	все
z_2 для $x_1 = 0,3$ $x_2 = -0,3$	нет	нет	нет	нет	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 19	≥ 19	все	все	все

Из таблицы видно, что коэффициенты $x_1 = x_2 = 0$ при $z_1 \geq 17$ можно применить при любых значениях z_2 , что оправдано рекомендациями [1], однако для $z_1 = 15$ и $z_1 = 16$ также можно применить эти коэффициенты с ограничением $z_2 \leq 26$ и $z_2 \leq 62$ соответственно. При $z_1 \leq 14$ эти коэффициенты смещения нельзя применить ни при каких значениях z_2 .

Коэффициенты $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$ для $z_1 \geq 19$ можно применить при любых значениях z_2 , (в рекомендации [1] указано ограничение $z_1 \geq 21$), причем для $12 \leq z_1 \leq 18$ также можно применить эти коэффициенты с ограничением $z_2 \geq 18$ и $z_2 \geq 19$ соответственно. При $z_1 \leq 11$ эти коэффициенты смещения нельзя применить ни при каких значениях z_2 .

РЕКОМЕНДАЦИИ

Стоит сказать, что не существует единой методики по выбору коэффициентов смещения для передач всех случаев применения. На практике следует тщательно анализировать конкретные условия применения проектируемого механизма, только после этого можно выбрать соответствующий метод назначения коэффициентов смещения передач.

В общем случае обеспечение рационального бокового зазора в передаче является необходимым и выполнение расчета коэффициентов смещения передач по описанному методу оказывается преимущественным подходом. Также стоит отметить, что в случае упрощенного проектирования несложного механизма, можно рассмотреть возможность использования метода определения коэффициентов смещения по рекомендации [1], однако при этом следует быть максимально осторожным.

После назначения дополнительного смещения исходного контура для получения необходимо-

го бокового зазора необходимо снова проверить невыход точки с координатами за предел безусловных и условных ограничений в блокирующем контуре. Для конкретной передачи следует производить проверку отсутствия подрезания и интерференции зубьев колес либо проводить расчет оптимальных коэффициентов смещения для данной передачи с учетом наличия зазора.

Предложенный оптимизационный метод выбора коэффициентов смещения исходного контура позволяет определить оптимальные коэффициенты смещения для обеспечения необходимого бокового зазора для нормальной работы передачи. Однако метод оптимизации реализован по неизме-

няемому алгоритму и заранее выбранным критериям, следовательно, пригоден для проектирования передач только определенного назначения.

Еще раз стоит отметить, что [1] весьма устарел, однако проведение анализа и даже критика данного стандарта являются целесообразными, поскольку он служит основанием для разработки зубчатых механизмов на практике.

В дальнейшем рекомендуется комплексно провести пересмотр [1] и принять решение о разработке новой версии. Это несомненно будет способствовать повышению точности зубчатых передач, будет способствовать повышению качества и конкурентоспособности в данной области.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
2. Тупицын А. А., Нечаев В. В., Гозбенко В. Е. Торцовая зубчатая передача с внутренним цевочным зацеплением // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2014. – № 3 (43). – С. 25–29.
3. Зубчатые передачи / Черчение. [Электронный ресурс]. Url: http://cherch.ru/mechanicheskie_peredachi/zubchatie_peredachi.html.
4. Локтев Д. А. Современные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес // Металлообработка. Харьков. 2009. №4. С. 6-11.
5. Ишин Н. Н., Гоман А. М., Скороходов А. С. Оценка фактического коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач // Механика машин, механизмов и материалов. Минск. – 2013. – № 2. – С. 24–29.
6. Тимофеев Б. П., Новиков Д. В. Повышение качества зубчатых колес и передач путем разработки новых стандартов // Приборы. – 2013. – № 9. – С. 37–40.
7. Попов Б. А. Об ошибках в формулах ГОСТ 16532-70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» / Б. А. Попов // Вестник машиностроения. – 2009. – N 4. – С. 94–95.
8. ГОСТ 16530-70 Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения.
9. ГОСТ 16531-70 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
10. ГОСТ 16530-83 Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения.
11. ГОСТ 16531-83 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
12. ГОСТ 13755-2015 (ISO 53:1998) Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходные контуры.
13. Тимофеев Б. П., Абрамчук М. В. Расчет погрешностей для нового базового стандарта, нормирующего точность цилиндрических зубчатых колес и передач // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых – 2013. – Вып. 2. – С. 275–276.
14. Тимофеев Б. П., Абрамчук М. В. Нормы точности зубчатых колес и передач: нужен новый стандарт // Стандарты и качество – 2010. – № 5. – С. 60–63.
15. Голованёв В. А., Бабичев Д. Т. Использование блокирующих контуров при проектировании эвольвентных цилиндрических передач: состояние, проблемы, перспективы. Портал Аскон, [Электронный ресурс]. – 2014. – 31 с.
16. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: Пер. с англ. – М. : Радио и связь, – 1988. – 128 с: ил.

SUMMARY

B. P. Timofeev, N. T. Dang, M. H. Chan

The article analyzes the practice with regard to the design of gears in relation to maintenance of a gear backlash, and also the provisions of GOST 16532-70 "Cylindrical involute external gear pairs. Calculation of geometry" [1] relevant to the choice of modification coefficients, and some recommendations are given.

Methods of assignment of an addendum modification coefficient for the initial contour, a procedure for calculation of modification coefficients by the method of gear multi-criteria optimization (blocking contour) using the Compass-3D software product, recommendations on the choice of modification coefficients of cylindrical gear teeth are provided in Annex 2 [1]. Additional provisions containing methods which may be a prerequisite for the development of a new version of this standard are proposed.

Поступила в редакцию 01.08.2019.