

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д-р техн. наук, ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

В.Л. БАСИНЮК, канд. техн. наук, ОИМ НАН Беларуси

Е.И. МОРДАСЕВИЧ, канд. техн. наук, ОИМ НАН Беларуси

С.А. ОСИПЕНКО, канд. техн. наук, ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПЛАСТМАССОВЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ПЕРЕДАЧ И ФОРМООБРАЗУЮЩИХ МАТРИЦ

Планетарні ексцентрикові передачі з пластмасовими зубчатими колесами: розрахунок геометрії передач та формотворні матриці.

The particular features of designing planetary eccentric gearing are considered. The gearing consists of ring gear with internal teeth and planet gear with external teeth. To achieve maximum gear ratio difference between tooth numbers of gears is taken equal to a unity. The technical of gearing geometry computation is given. The methodology of computation of mold dies for mold plastic gears with external and internal teeth is proposed.

Постановка проблемы. Одним из основных требований к интенсивно развивающимся мехатронным и сервисным системам авиационной, космической, бытовой и автотракторной техники является повышение их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, себестоимости, веса и энергопотребления. К одному из перспективных путей комплексного решения этой задачи можно отнести создание мотор-редукторов с зубчатыми планетарными передачами, шестерни которых изготовлены из современных полимерных композиционных материалов или алюминиевых сплавов. Рабочие поверхности зубьев упрочняются многослойными покрытиями на основе поверхностно модифицированной, в том числе ультрадисперсными алмазами, оксидокерамики.

Анализ литературы. Планетарные передачи широко используются в наиболее ответственных приводных системах ракетной техники, авиа-, автотракторо- и судостроении, различных видах технологического оборудования и приборостроении [1-3]. Это связано, прежде всего, с их несомненными преимуществами перед рядовыми зубчатыми передачами, заключающимися в существенно более широких возможностях варьирования передаточными числами, меньшими массогабаритными параметрами и использовании, при необходимости, многопоточных схем.

Существует значительное число конструкций планетарных передач [1-3], в основе каждой из которых лежит внутреннее зацепление. Расчет геометрии внутреннего зацепления регламентирован методикой ГОСТ 19274-73 и достаточно широко представлен в научно-технической литературе [4, 5]). Как правило, его реализация не вызывает значительных трудностей. Вместе с тем, с позиций использования в мехатронных и сервисных приводах наиболее значительный интерес представляют планетарные передачи эксцентрикового типа с малой, до единицы, разностью зубьев. Такие передачи позволяют реализовать передаточное число, равное числу зубьев сателлита. Их использование способствует миниатюризации механизма, частью которого является привод..

Два варианта конструктивного исполнения редуктора с передачей эксцентрикового типа схематично показаны на рис. 1.

Более простые однопоточные кинематические схемы ориентированы на использование в мотор-редукторах с невысокими мощностями и частотами вращения. В их конструкцию для устранения дисбаланса должны быть введены специальные балансиры [1].

При более высоких угловых скоростях вращения и мощностях более целесообразна двухпоточная кинематическая схема, которая при соблюдении соответствующих требований к точности практически не требует балансировки и имеет компенсированную в радиальном направлении нагруженность подшипников входного вала.

К основным факторам, определяющим технико-экономические показатели применения передач с малой разностью зубьев, можно отнести необходимость как обеспечения высокого коэффициента полезного действия, так и удовлетворения специфических требований к геометрии зацепления, обусловленных малой разностью зубьев, во взаимосвязи с технологическими возможностями формирования профиля зубьев у корнчатого колеса.

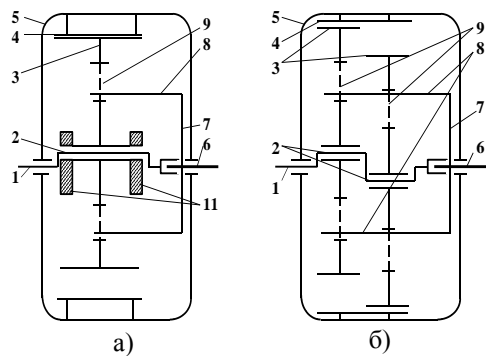


Рис. 1. Типовая схема однопоточной (а) и двухпоточной (б) планетарной передачи эксцентрикового типа

Они состоят из входного вала 1, жестко связанных с ним эксцентриков 2, сателлитов 3, установленных на эксцентриках 2 с возможностью вращения, корончатых колес 4, жестко или упруго связанных с корпусом 5, выходного вала 6 с фланцем 7, кинематически связанным с сателлитами 3, например, с помощью пальцев 8, входящих в их сквозные отверстия 9.

Высокий коэффициент полезного действия передачи может быть обеспечен путем минимизации числа трущихся сопряжений, то есть выбором рациональной конструкции и геометрических параметров основных элементов передачи, а также сокращением потерь на трение путем использования подшипников качения, снижения шероховатости поверхностей пар трения скольжения и применения смазок и покрытий с антифрикционными свойствами.

Достаточно сложными являются вопросы оптимизации геометрических параметров зацепления, когда необходимо обеспечить достаточный коэффициент перекрытия при отсутствии всех видов интерференции зубьев колес. Дополнительные проблемы возникают при формировании внутренних эвольвентных поверхностей традиционным резанием долбяком. Эти факторы накладывают существенные ограничения на геометрию профилей зубьев, которая, как правило, не может быть реализована в рамках стандартизованных параметров.

К одному из наиболее эффективных путей решения проблем, позволяющих избежать ряда ограничений, можно отнести изготовление сателлита и центрального колеса с внутренними зубьями из полимерных материалов и алюминиевых сплавов, позволяющих реализовать процессы соответственно литья под давлением в формы, матрицы которых изготовлены электроэрозионным способом, и холодного пластического деформирования.

Цель статьи. Разработка рекомендаций по расчету планетарных эксцентриковых передач с пластмассовыми зубчатыми колесами и формующего инструмента для их изготовления.

Методика и алгоритм расчета планетарной эксцентриковой передачи. Задача расчета зубчатой передачи сводится, в основном, к выбору коэффициентов смещения, которые обеспечили бы необходимые качественные показатели. Использование блокирующих контуров значительно облегчает эту задачу. Однако, хотя первые работы по исследованию зубчатых передач внутреннего зацепления с разностью зубьев колес, равной единице, были выполнены более полувека назад [6, 7], до настоящего времени внимания к таким передачам уделялось явно недостаточно. Об этом свидетельствует и отсутствие соответствующих блокировочных контуров в ГОСТ 19274-73, регламентирующем порядок расчета геометрии внутреннего зацепления. Поэтому основным методом расчета геометрии является метод попыток.

В последнее время разрабатывается новый подход к проектированию зубчатых передач. Он основан на использовании возможностей автоматизированного проектирования, когда прогноз качества передачи делается по блокирующим контурам, которые рассчитываются и строятся в процессе самого проектирования [8]. Авторами [8] разработана система программного обеспечения «Контур», которая реализует построение динамичного блокирующего контура. Однако, и в этом случае приходится ожидать, когда авторы осуществят анонсированное распространение нового подхода к проектированию на зубчатые передачи внутреннего зацепления.

Значительную помощь в решении проблемы исключения интерференции зубьев при сохранении достаточного коэффициента перекрытия и толщины головок зубьев может оказать использование методики проектирования и анализа профилей, предложенной в [9]. По данной методике нами выполнялся анализ вариантов эксцентриковой передачи механического усилителя с числом зубьев $z_1=14$ и $z_2=16$. Анализ производился в среде Автокада с использованием трехмерной графики. Приложения, реализующие процессы формирования профилей, были написаны на языке программирования AutoLISP.

Шестерню эксцентриковой передачи получали путем виртуального «нарезания» цилиндрической «заготовки» режущим «инструментом». Таким же путем можно «изготовить» долбяк для «нарезания» колеса с внутренними зубьями. Поскольку формирование профиля зубьев колеса осуществляется за один проход, без использования радиальной подачи, то в качестве долбяка можно использовать шестерню даже при разности чисел зубьев равной единице. В этом случае процесс формирования эвольвентной части профиля зубьев колеса совмещается с обкаткой шестерни по колесу. Если интерференция отсутствует, то эвольвентный профиль зубьев колеса сохранится. В противном случае получим искаженный профиль

зубьев. На рисунке 2 представлен пример варианта эксцентриковой передачи при коэффициентах смещения $x_1=0.25$ и $x_2=0.25$. Хорошо видно, как кромка шестерни-долбяка срезает боковую поверхность зубьев колеса.

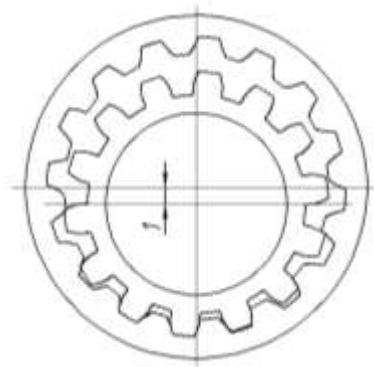


Рис. 2. Пример эксцентриковой передачи
 $z_1=14, z_2=16, x_1=0.25, x_2=0.25$.

Методика и алгоритм расчета формообразующих матриц для пластмассовых зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями. Определяющим фактором при изготовлении пластмассовых зубчатых колес повышенной точности является правильный учет в размерах зубчатой матрицы как величины литейной усадки, так и колебания усадки ΔS относительно ее среднего значения \bar{S} . Как известно, корректировка размеров формообразующих матриц для зубчатых колес производится посредством соответствующей корректировки модуля m и/или профильного угла α и/или коэффициента смещения x . При этом в качестве исходных данных может быть использован либо приводимый в справочной литературе по пластмассам интервал литейной усадки ($S_{max}...S_{min}$) либо значения \bar{S} и ΔS , рассчитанные по результатам измерения имитаторов зубчатых колес, либо значения компонентов усадки, рассчитанные по

результатам измерения опытной партии зубчатых колес. Методы расчета компонентов S_a, S_b и S_s описаны в технической литературе [10] и относятся исключительно к цилиндрическим зубчатым передачам внешнего зацепления.

Ниже рассматривается методика расчета формообразующих матриц для зубчатых колес с внутренними зубьями; параллельно приводятся формулы для сателлита с внешними зубьями.

При отливке зубчатых колес внутреннего зацепления зубчатый венец колеса формируется на зубчатом знаке литейной формы, представляющем собой теоретическое производящее зубчатое колесо, у которого впадины очерчены дугами окружности с диаметром, равным диаметру вершин зубьев отливаемого колеса. Для расчета формообразующего знака, как правило, не удастся использовать данные по предельным значениям усадки, приводимые в справочной литературе по пластмассам, так как указываемые широкие интервалы усадки относятся к различным условиям литья и не позволяют даже близко подойти к требуемой точности отливок. Поэтому наиболее надежным способом определения параметров усадки конкретной партии конкретного материала является расчет по измеренным размерам имитаторов зубчатых колес (или пробной партии зубчатых колес) отливаемых по технологии и на оборудовании, которые планируется использовать в дальнейшем для отливки зубчатых колес. Методы расчета компонентов усадки описаны в технической литературе [10]. В результате расчета определяются средняя величина усадки \bar{S} и ее среднеквадратическое отклонение σ . При малом числе измерений расчет ведется с использованием критерия Стьюдента $t_{\alpha(n)}$ для числа измерений n и принятой надежности α . Границы доверительного интервала: $\Delta S = 2\sigma t_{\alpha(n)}$, интервал отклонений усадки: $S = \bar{S} \pm \Delta S/2$. При большом числе измерений доверительный интервал приближается по величине к шестисигмовому интервалу.

Запишем соотношения, общие для колес с внешними и внутренними зубьями, которые определяют геометрические параметры и показатели точности матрицы с учетом допустимого для колес заданной точности интервала усадки.

Принимается модель равномерной радиальной усадки, при которой усадка по диаметру вершин зубьев S_a равна усадке по основному диаметру S_b . Рассматривается торцовое сечение колеса. Измерительные размеры формирующего знака рассчитываются, исходя из средних размеров проектируемого колеса, соответствующих середине поля допуска на размер.

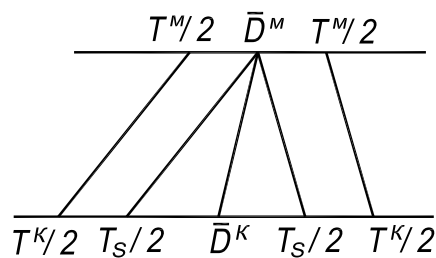


Рис. 3. Схема расчета допусков.

Тогда средний диаметр окружности впадин зубчатого знака, формирующих вершины зубьев колеса, или средний диаметр окружности впадин зубчатой матрицы, формирующей вершины зубьев шестерни, определится по формуле

$$\bar{d}_f^M = \left(\frac{\bar{d}_a^K}{1 - S_a} \right), \quad (1)$$

где $\bar{d}_a^K = d_a^K + E_d + 0.5T_d$, d_a^K – номинальный диаметр, E_d – наименьшее отклонение и T_d – допуск на диаметр вершин зубьев шестерни или колеса. Для зубчатого знака отклонение и допуск на диаметр вершин берутся со знаком плюс, а для зубчатой матрицы – со знаком минус.

Аналогичным образом определится и диаметр вершин зубчатого знака, формирующих впадины зубьев колеса, или диаметр вершин зубчатой матрицы, формирующих впадины шестерни.

Поскольку принято, что $S_a = S_b$, можно записать:

$$m^M = m^K / (1 - S_a). \quad (2)$$

Такая же зависимость сохранится для параметров колеса, прямо пропорционально связанных с модулем, например, с длиной общей нормали:

$$W^M = W^K / (1 - S_a), \quad (3)$$

где $W^K = W^K + E_{Wi} + 0.5T_W$, W^K – номинальный размер общей нормали колеса, E_{Wi} – наименьшее отклонение и T_W – допуск на длину общей нормали. Вместо длины общей нормали W^K в расчетах можно пользоваться средней длиной общей нормали W_m^K , представляющей среднее арифметическое из всех действительных длин по всему колесу.

Допуск на размеры формообразующего инструмента определяется, исходя из допуска на размеры проектируемого колеса (рис.3).

Для фиксированного размера D^M знака (матрицы) получим отливку, размеры которой будут укладываться в интервал T_S , зависящий от доверительного интервала разброса усадки:

$$T_S = D^M \Delta S. \quad (4)$$

Если поле допуска T^K на размер отливки больше интервала T_S , это значит, что имеется возможность назначить допуск на размер знака (матрицы), равный

$$T^M = T^K - T_S. \quad (5)$$

Тогда размер знака (матрицы) будет равен:

$$D^M = D^M \pm T^M / 2 \quad (6)$$

Величина допуска на размер знака (матрицы) оценивается с точки зрения возможности выдержать допуск при изготовлении формующего инструмента. При отрицательном результате оценки должны приниматься меры по уменьшению разброса усадки полимерного материала или должны назначаться увеличенные допуски на размеры проектируемых колеса и шестерни.

Остальные геометрические параметры, в том числе размеры для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев для колес с внешними и внутренними зубьями и формообразующих матриц для их изготовления рассчитывают по известным формулам, приведенным в технической литературе, в частности в ГОСТ 19274-73 [5].

Вероятность получения зубчатых колес заданной степени точности определяется как вероятность попадания реальной усадки с параметрами распределения \bar{S}_{on} и σ_s в допустимый интервал усадки $\bar{S} \pm \Delta S / 2$. При нормальном законе распределения разброса литевой усадки расчет вероятности производится с помощью нормированной функции Лапласа:

$$P(S - \Delta S / 2 < \bar{S} < S + \Delta S / 2) = \frac{1}{2\pi} \left[\int_0^b e^{-z^2/2} dz - \int_0^a e^{-z^2/2} dz \right]; \quad (7)$$

где $a = (\bar{S} - \Delta S / 2 - \bar{S}_{on}) / \sigma_s$; $b = (\bar{S} + \Delta S / 2 - \bar{S}_{on}) / \sigma_s$.

При необходимости рассчитать допустимые отклонения технологической усадки задаются вероятностью получения зубчатых колес требуемой точности $P(S) < 1$, с помощью таблиц по значению $P(S) / 2$ определяют аргумент Z нормированной функции Лапласа и по значению σ_s для выбранного полимерного материала рассчитывают интервал допустимых отклонений усадки по формуле

$$\Delta S = 2\sigma_s Z. \quad (8)$$

Таким образом, предлагаемая методика может быть использована для решения следующих задач:

- Рассчитать геометрические параметры и показатели точности формообразующей матрицы для зубчатого колеса из полимерного материала с известными значениями усадки и ее разброса;
- При заданной степени точности отливаемых зубчатых колес и принятых показателях точности матрицы определить допустимый интервал разброса литевой усадки и рассчитать вероятность получения зубчатых колес, соответствующих заданной степени точности;

- При заданной степени точности зубчатого колеса, известной средней величины усадки \bar{S}_a и ее среднеквадратическому отклонению σ_s , рассчитать геометрические параметры и показатели точности формообразующей матрицы;
- Рассчитать вероятность $P(S)$ получения зубчатых колес заданной степени точности из полимерного материала, средняя усадка которого отличается от усадки, на которую рассчитана матрица;
- Рассчитать компоненты технологической усадки при наличии данных о координатах профиля зубчатого венца колеса или методом разности длин общей нормали.

После изготовления опытной партии зубчатых колес и ее измерения устанавливается соответствие отклонения любого из контролируемых размеров заданным допускам, а именно:

– отклонение фактического среднего размера \bar{X} от заданного среднего по чертежу \bar{X}^* сравнивается с доверительным интервалом ΔX для фактического среднего:

$$|\bar{X} - \bar{X}^*| < \frac{\Delta X}{2\sqrt{N}}, \quad (9)$$

где N – число измерений;

– из сравнения разброса размера $|\bar{X} - \bar{X}^*|$ с допуском T_x рассчитывается вероятность получения колес заданной точности:

$$P(X) = \Phi_0(Z_1) - \Phi_0(Z_2) \geq P(X)^z, \quad (10)$$

где

$$Z_1 = (\bar{X}^* + T_x / 2 - \bar{X}) / \sigma_x$$

$$Z_2 = (\bar{X}^* - T_x / 2 - \bar{X}) / \sigma_x$$

При этом, очевидно, могут возникнуть следующие типовые ситуации

1. Середина поля рассеяния размера совпадает с серединой поля допуска (условие (9) выполняется) и поле рассеяния меньше или равно полю допуска

$$3\sigma_x \leq T_x / 2, \quad (11)$$

либо при невыполнении условия (11) вероятность получения годных колес по данному параметру $P(X)$ является приемлемой, то есть $P(X) \geq H(X)^z$.

В данном случае какие-либо корректировки, естественно, не требуются.

2. Середина поля рассеяния не совпадает с серединой поля допуска ($\bar{X}^* \neq \bar{X}$), само поле рассеяния больше поля допуска ($3\sigma_x > T_x / 2$) и условие (10) не выполняется. В этом случае требуется корректировка размеров формообразующей матрицы, а для выполнения условия (10) необходимо осуществить меры по снижению разброса усадки.

Заключение. Разработанные методики, алгоритмы и программы могут быть использованы для расчета геометрии планетарных эксцентриковых зубчатых передач и формообразующих матриц для зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями. Дальнейшее развитие данного направления позволит автоматизировать процесс расчета и проектирования и оптимизировать выбор геометрических параметров с учетом ограничений по коэффициенту перекрытия, интерференции профилей зубьев и другим критериям, в том числе обеспечить расчеты передач с внутренним зацеплением с обобщающих параметров, аналогично тому, как это уже разработано для передач внешнего зацепления [10].

Список литературы: 1. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. д-ров техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Ленинград: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. 536 с. 2. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С. Планетарные зубчатые передачи: В кн. Расчет и проектирование зубчатых редукторов. Справочник. Под общей ред. В.Н. Кудрявцева. СПб.: Политехника, 1993. С. 63-86. 3. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). Харьков: Нац. аэрокосм. Ун-т «Харьк. Авиаци. Ин-т», 2003. -446с. 4. Болотовский И.А. и др. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров. Справочное пособие. Москва: Машиностроение, 1977, 192 с. 5. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии. ГОСТ 19274-73. 6. Скворцова Н.А. Некоторые особенности внутреннего зацепления, Труды МВТУ им. Баумана «Вопросы теории механизмов и машин», вып. 23, Машгиз, 1953. 7. Скворцова Н.А. Исследование геометрии внутреннего зацепления для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице. Дисс...канд. техн.наук., М., 1949. 8. Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. Изд. ИжГТУ, Ижевск, 2004. 94 с. 9. Goldfarb V.I., Lunin S.V., Trubachov E..S. Direct Digital Simulation for Gears, volume 1, Izhevsk State Technical University, Izhevsk, 2004. 76 p. 10. Старжинский В.Е., Кудинов А.Т. Расчет формующего инструмента для пластмассовых зубчатых колес. В кн.: Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач. Учебное пособие. Под общей ред. В.Е. Старжинского и М.М. Канне, Минск: УП Технопринт, 2003. С. 566-603.

Поступила в редакцию .05.2007