

УДК 621.833.16

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ
С ПОВЫШЕННЫМ ТЕХНИЧЕСКИМ УРОВНЕМ**

*канд. техн. наук О.Е. ПЕЧКОВСКАЯ, д-р техн. наук, проф. М.Ф. ПАШКЕВИЧ,
канд. техн. наук Ю.В. МАШИН
(Белорусско-Российский университет, Могилёв)*

Рассмотрены пути расширения кинематических возможностей и повышения нагрузочной способности эксцентриковых передач на основе модификации зацепления. Представлена методика расчета и проектирования эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес во внутреннем эвольвентном зацеплении, равной единице, отличающихся высокими значениями передаточных отношений в одной ступени, минимальными габаритами по сравнению с другими существующими передачами, а также повышенной нагрузочной способностью. На основе 3D-моделирования показан наиболее технологичный способ модификации зацепления применительно к одному из зацепляющихся колес. Рассмотрена внутренняя зубчатая передача с позиции многопарности зацепления. Изложены методика прочностного расчета эксцентриковой передачи с модифицированным зацеплением, а также результаты экспериментальных исследований кинематической точности и плавности работы опытного образца малогабаритного редуктора.

Одна из актуальных задач, стоящих перед инженерами-конструкторами, – разработка принципиально новых механизмов, отвечающих требованиям современного машиностроения и позволяющих при обеспечении ресурсосбережения улучшить эксплуатационные показатели машин, повысить их качество. Технический уровень машин определяется соответствующим уровнем передаточных механизмов в их приводах, т.е. нагрузочной способностью, надежностью, КПД, быстроходностью и материалоемкостью этих механизмов. Наиболее высокий технический уровень приводов обеспечивает применение эксцентриковых зубчатых передач, сочетающих в себе малые габаритные размеры при значительной передаваемой мощности и широких кинематических возможностях в части достижения больших передаточных отношений. И хотя такие передачи достаточно изучены, их исследования активно продолжаются с использованием современных компьютерных технологий, которые позволяют на основе моделирования зубчатых зацеплений пересмотреть традиционные точки зрения и уточнить ранее сформулированные положения. Применение современных пакетов программ 3D-моделирования позволяет не только ускорить процесс проектирования передач, но и обеспечить требуемые их эксплуатационные свойства.

Основная часть. Моделирование внутреннего зубчатого зацепления в эксцентриковых передачах позволило нам получить новые сведения о возможности реализации такого зацепления даже при разности чисел зубьев центрального колеса с внутренними зубьями и сателлита, равной единице, при которой достигается наибольшее передаточное отношение передачи [1]. Такое зацепление определяет значительное уменьшение габаритных размеров и материалоемкости передачи и, следовательно, делает ее наиболее компактной и малогабаритной при прочих равных условиях.

Наиболее просто реализовать зацепление с разностью чисел зубьев, равной единице, можно путем регулирования диаметров зацепляющихся колес [2]. Так, для размещения сателлита с числом зубьев z_1 внутри центрального колеса с числом зубьев z_2 диаметр делительной окружности d_{a1} необходимо выбирать по следующему соотношению:

$$d_{a1} = mz_2, \quad (1)$$

где m – модуль зацепления,
а величину эксцентриситета эксцентрика принимать равной

$$e = m. \quad (2)$$

В этом случае диаметральные размеры сателлита оказываются уменьшенными, высота зубьев сателлита и размеры центрального колеса с внутренними зубьями подчиняются известным соотношениям теории эвольвентных зацеплений, а передаточное отношение передачи при этом оказывается равным числу зубьев сателлита ($i = z_1$). Однако необходимо учитывать интерференцию, имеющую место при малой разности чисел зубьев, и профиль зубьев одного или обоих зацепляющихся колес требуется модифицировать. Лучше всего проводить модификацию сателлита. Определение величины и способа модификации при этом возможно на основе имитации работы зубчатого зацепления путем создания компьютерных моделей.

Анализ моделей позволил определить величину интерференции зубьев при различных условиях зацепления, устранить ее и, таким образом, получить фактическую форму профиля и размеры модифицированных зубьев, что в свою очередь позволило найти наиболее технологичные методы модификации, а также оценить коэффициент перекрытия передач. Этот анализ также дал возможность визуализировать профиль модифицированного зуба и доказать основное требование модификации: модифицированный профиль зуба должен быть эквидистантным исходному профилю. Соблюдение данного требования при формообразовании зубчатых венцов модифицированных сателлитов с любым числом зубьев не представляет сложностей при использовании стандартных инструментов в процессе традиционной технологии нарезания зубьев методом обката. По своей сути модификация профиля зубьев представляет собой их чистовую обработку известными способами (чистовое зубофрезерование, чистовое зубодолбление, шевингование, шлифование). При этом припуск на чистовую обработку зубьев с каждой стороны выбирается равным величине тангенциального смещения ΔS , обеспечивающего наличие гарантированного бокового зазора, который равномерно увеличивается с возрастанием модуля, независимо от числа зубьев зацепляющихся колес:

$$\Delta S = 0,2m. \quad (3)$$

На основе анализа компьютерных моделей было также установлено, что независимо от числа зубьев сателлита и направления его вращения в зацеплении состоит несколько пар зубьев (рис. 1), расположенных симметрично оси симметрии эксцентрика и на некотором удалении от этой оси, т.е. имеет место многопарность зубчатого зацепления.

Так, при вращении сателлита по часовой стрелке в зацеплении находятся пары зацепляющихся зубьев, расположенные справа от плоскости симметрии передачи (3, 4, 5), а при его вращении против часовой стрелки крутящий момент передают пары зубьев, расположенные слева от плоскости симметрии передачи (3', 4', 5'). Это позволяет утверждать, что передача с модифицированным зацеплением хорошо может зарекомендовать себя в условиях реверсивной работы.

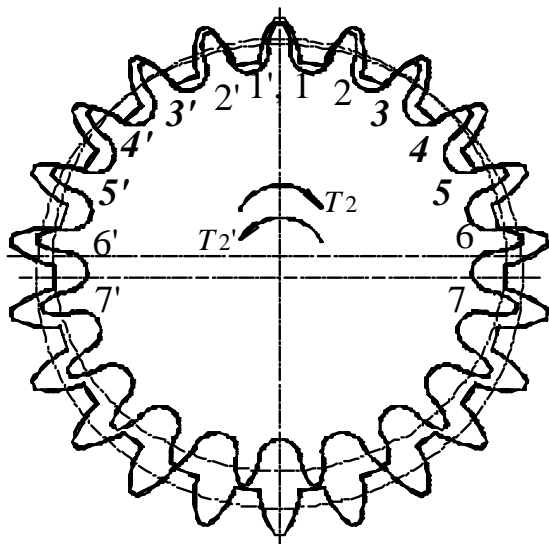


Рис. 1. Схема модифицированного зубчатого зацепления ($z_1 = 21$)

Установлено, что нагрузку передают две или три пары зубьев модифицированной передачи. В зацеплениях с числами зубьев сателлита, находящихся в интервалах 24...27, 33...36, 42...45, 51...54 и т.д., через четыре, вращение передают две пары зубьев, т.е. число пар зубьев, гарантированно состоящих в зацеплении $n_z = 2$, а в зацеплениях с числами зубьев сателлита, находящихся в интервалах 28...32, 37...41, 46...50 и т.д., через пять, вращение передают три пары зубьев: $n_z = 3$.

Из схемы, представленной на рисунке 1, также следует, что с обеих сторон от указанных трех пар зубьев, находящихся в зацеплении, в парах зубьев с номерами 2 (2') и 6 (6') имеют место незначительные зазоры. С увеличением z_1 эти зазоры уменьшаются и составляют сотые доли миллиметра для десяти и более пар зубьев. Эти пары зубьев, учитывая наличие погрешностей (аппроксимации, построения, сборки, изготовления), при передаче нагрузки и возникновении упругих деформаций окажутся работающими. Путем моделирования зацеплений в широком диапазоне чисел зубьев установлено, что в модифицированных эксцентриковых передачах с разностью чисел зубьев колес, равной единице, число пар зацепляющихся зубьев с учетом их податливости составляет от 12 до 20 % от числа зубьев сателлита.

Следовательно, в отличие от немодифицированной зубчатой передачи, где коэффициент перекрытия обычно невелик, в предложенной передаче одновременно в зацеплении участвует значительно большее число пар зубьев. Это позволяет разделить передаваемую нагрузку на большее число зацепляющихся пар и тем самым значительно повысить нагрузочную способность передачи при обеспечении минимальных массогабаритных параметров.

Следовательно, в отличие от немодифицированной зубчатой передачи, где коэффициент перекрытия обычно невелик, в предложенной передаче одновременно в зацеплении участвует значительно большее число пар зубьев. Это позволяет разделить передаваемую нагрузку на большее число зацепляющихся пар и тем самым значительно повысить нагрузочную способность передачи при обеспечении минимальных массогабаритных параметров.

Нагрузочная способность рассматриваемой эксцентриковой передачи в значительной степени определяется механизмом снятия редуцированного вращения с сателлита на ведомый вал. Наиболее простым по конструкции механизмом передачи вращения от сателлита к ведомому валу являются оси (пальцы), закрепленные в сателлите. На рисунке 2 представлена схема, реализующая такой механизм.

Так, вращение ведущего вала h с помощью водила, выполненного в виде эксцентрика, преобразуется во вращательное движение спутника, который установлен с возможностью свободного вращения. Спутник обкатывается по центральному колесу, совершая планетарное движение вокруг оси ведущего вала. При работе передачи оси (или пальцы) обкатываются по поверхности отверстий, выполненных во фланце ведомого вала b , и передают нагрузку. Диаметр отверстий во фланце выбирается по соотношению

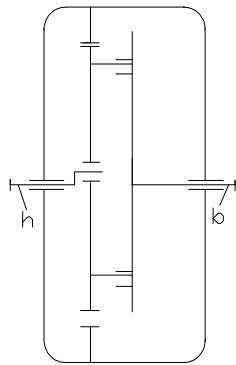


Рис. 2. Механизм передачи вращения от спутника к ведомому валу

$$D = d + 2e, \tag{4}$$

где d – диаметр пальца.

Проведем силовой анализ эксцентриковой передачи с модифицированным зубчатым зацеплением. Для этого рассмотрим схему, представленную на рисунке 3.

Принимая во внимание, что зубья внутреннего колеса являются модифицированными (более тонкими) и, следовательно, ослабленными, расчет на прочность таких передач следует проводить применительно к зубьям спутника. При этом классические методы расчета эвольвентных зубчатых передач на прочность [3] требуют изменений и уточнений в связи с модификацией зацепления.

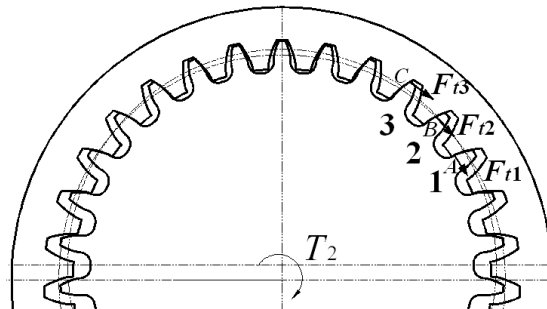


Рис. 3. Схема для силового анализа ($z_1 = 50$):

A, B, C – точки контакта зубьев спутника и центрального колеса; 1, 2, 3 – номера контактирующих зубьев спутника

С учетом многопарности зацепления значение окружной силы, действующей на один зуб и служащей для расчета на прочность зуба спутника, принимается равным

$$F_{tp} = F_t k_i = 2T_2 k_i / d_1, \tag{5}$$

где F_t – окружная сила в зацеплении; T_2 – передаваемый момент; k_i – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки, соответствует модифицированному зубу, состоящему в зацеплении и подлежащему расчету на прочность (см. рис. 3).

Анализ результатов расчета коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки, проиллюстрирован на рисунке 4.

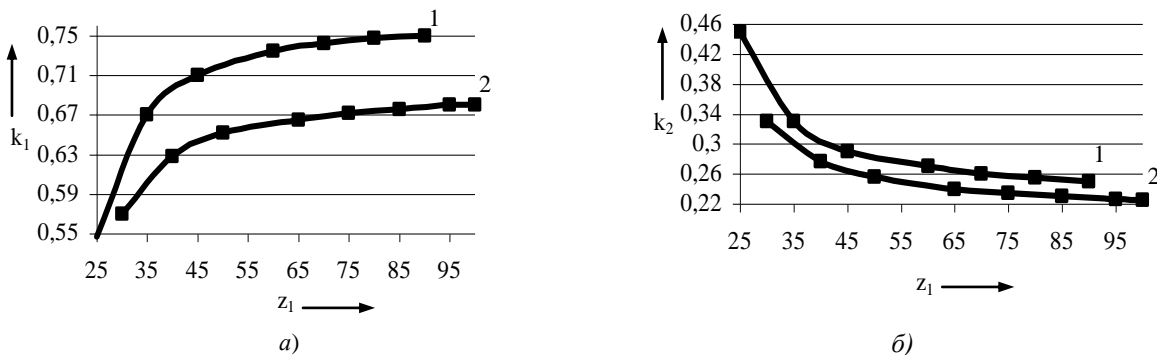


Рис. 4. Зависимости коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки k_1 (а) и k_2 (б), от числа зубьев спутника: 1 – $n_z = 2$; 2 – $n_z = 3$

Видно, что для широкого диапазона чисел зубьев колес независимо от модуля зацепления эти коэффициенты составляют:

$$k_1 = 0,55...0,75; \quad (6)$$

$$k_2 = 0,45...0,23; \quad (7)$$

$$k_3 = 0,0935...0,0941. \quad (8)$$

Наибольшие контактные напряжения независимо от числа зубьев сателлита, модуля зацепления и числа зубьев n_z , состоящих в зацеплении, возникают на поверхности зуба сателлита с номером 1 в точке контакта A , а напряжения изгиба – в зубе с номером 2 при его взаимодействии с зубом центрального колеса в точке B (см. рис. 3). При этом условие прочности зубьев по контактным напряжениям при разности чисел зубьев колес, равной единице, имеет вид:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{ET_2 k_1 k_H}{bm^2 z_1 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} (0,47 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - 0,88)}} \leq \sigma_{Hp}, \quad (9)$$

где E – приведенный модуль упругости; k_H – коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям; b – ширина венца сателлита; σ_{Hp} – допускаемые контактные напряжения; α_{a2} – угол профиля зуба центрального колеса на окружности вершин:

$$\sigma_{a2} = \arccos\left(\frac{0,94 z_2}{z_2 - 1,6}\right). \quad (10)$$

Условие прочности модифицированных зубьев по напряжениям изгиба при разности чисел зубьев $z_d = 1$ имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{T_2 k_2 k_F (12,9H - 0,85m)}{m^3 z_1 b} \leq \sigma_{Fp}, \quad (11)$$

где k_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; σ_{Fp} – допускаемые напряжения изгиба; H – высота зуба до опасного сечения, определяемая по соотношению

$$H = \sqrt{(0,47m z_2 \operatorname{tg} \sigma_{a2} + 2,07m)^2 + (0,47m z_1)^2} - 0,5m(z_1 - 3). \quad (12)$$

При проектных расчетах из условия прочности (11) определяют модуль зацепления m или ширину венца сателлита b . Для обеспечения минимальных (или рациональных) радиальных размеров зубчатой передачи принимают минимальный модуль зацепления и определяют требуемую ширину, удовлетворяющую условию прочности. Если же требуется обеспечить минимальные осевые размеры передачи, определяют требуемое значение модуля зацепления по принятой ширине венца сателлита. Окончательно модуль зацепления выбирают из стандартного ряда. При этом неизвестные параметры оценивают приближенно или руководствуются существующими рекомендациями, основанными на накопленном опыте.

В результате повышенной многопарности зацепления наибольшие величины контактных напряжений в эксцентриковой модифицированной передаче до 1,3 раз меньше, чем в стандартном зацеплении, также обеспечивающем разность чисел зубьев колес, равную единице, и выполненном на основе смещения исходного контура при нарезании обоих зубчатых колес зацепления. А напряжения изгиба в такой передаче до 1,9 раз меньше, чем в зубьях колес, полученных без смещения и модификации, аналогичной эксцентриковой передаче.

Следует отметить, что зависимости для определения контактных и изгибных напряжений (9) и (11) получены без учета повышенной податливости модифицированных зубьев сателлита, которая в условиях нагружения передачи приводит к значительному увеличению числа пар зубьев, состоящих в зацеплении, и, как следствие, к уменьшению напряжений.

С использованием изложенной методики были рассчитаны, спроектированы и изготовлены опытные образцы эксцентриковых передач с модифицированным зубчатым зацеплением. Для экспериментальной оценки их технического уровня была исследована равномерность вращения ведомого звена, т.е. кинематическая точность передачи в сборе. Исследования проводились на базе автоматизированной системы исследований механических передач, разработанной в Белорусско-Российском университете,

при различных частотах вращения ведущего вала и различных моментах на ведомом валу, а также на холостом ходу. Частоты вращения ведущего вала изменялись при помощи трехскоростного электродвигателя, а величины моментов устанавливались путем нагружения ведомого вала электромагнитным тормозом ПТ-16М.

При оценке кинематических погрешностей и плавности работы передачи использовался стандартный фотоэлектрический преобразователь угловых перемещений ВЕ-178А, который соединялся с ведомым валом передачи, и за один его оборот формировал 2500 прямоугольных импульсов. Порядок обработки информации от первичных преобразователей и представления этой информации в виде графиков и амплитудно-частотных спектров изложен в работе [4].

Функции кинематических погрешностей представлялись в виде кривых, соответствующих одному обороту ведомого вала, а также в виде амплитудно-частотных спектров (рис. 5).

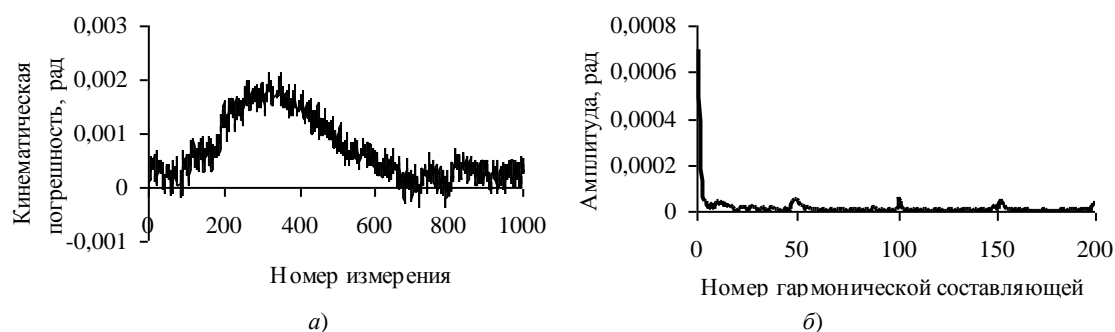


Рис. 5. Изменение кинематической погрешности (а) за один оборот ведомого вала редуктора и ее амплитудно-частотный спектр (б)
($i = 50$, частота вращения $n_1 = 685 \text{ мин}^{-1}$, $T_2 = 11 \text{ Нм}$)

Анализ полученных результатов исследований показал, что графики кинематической погрешности для всех условий работы передач имеют примерно одинаковый вид и представляют собой один период синусоиды, на который наложены высокочастотные колебания, представляющие собой процесс пересоружения зубьев. Амплитудно-частотные спектры кинематической погрешности состоят из распределенных вдоль оси абсцисс уменьшающихся амплитуд гармонических составляющих. Все спектры содержат зоны локализации спектральных составляющих с близкими значениями частот. Выделяются гармонические составляющие с номерами, равными и кратными числам зубьев сателлита и центрального колеса, обусловленные неизбежно существующими погрешностями профилей зубьев зацепляющихся колес и следами формообразующих инструментов на рабочих поверхностях этих зубьев.

Оценивая функции кинематических погрешностей и их амплитудно-частотных спектров, установлено, что модифицированные передачи характеризуются более высокими кинематической точностью и плавностью работы по сравнению со стандартными передачами. Так, редукторы в сборе, построенные на основе таких передач и содержащие колеса, полученные только фрезерованием, обеспечивают кинематическую точность, соответствующую 8-й степени, и плавность работы, соответствующую 7-й степени.

Заключение. Результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований эксцентриковых зубчатых передач с модифицированным зацеплением, свидетельствуют, что такие передачи характеризуются повышенным техническим уровнем. К их достоинствам относятся:

- минимальные массогабаритные показатели;
- возможность реализации большого передаточного отношения в одной ступени;
- реверсивность;
- высокая технологичность;
- простота конструкции;
- низкая себестоимость изготовления;
- высокая нагрузочная способность;
- высокая кинематическая точность и плавность работы.

Эксцентриковые редукторы, построенные на основе зубчатых передач с модифицированным зацеплением, могут быть рекомендованы к использованию в качестве передаточных механизмов для реализации больших передаточных отношений в компактных приводах различных машин и механизмов.

Разработанные конструкции редукторов нашли практическое применение на предприятиях машиностроения:

- в приводах лебедки для ручного подъема крышки шахтной печи (рис. 6);
- для ручного перемещения кабины пассажирского лифта в аварийных ситуациях;

- в приводах рычажного механизма в станках монтажа-демонтажа автомобильных шин;
 - в качестве усилителей момента к гаечным и динамометрическим ключам при проведении сборочных и ремонтных работ для создания контролируемых моментов затяжки резьбовых соединений и облегчения процесса закрепления деталей.

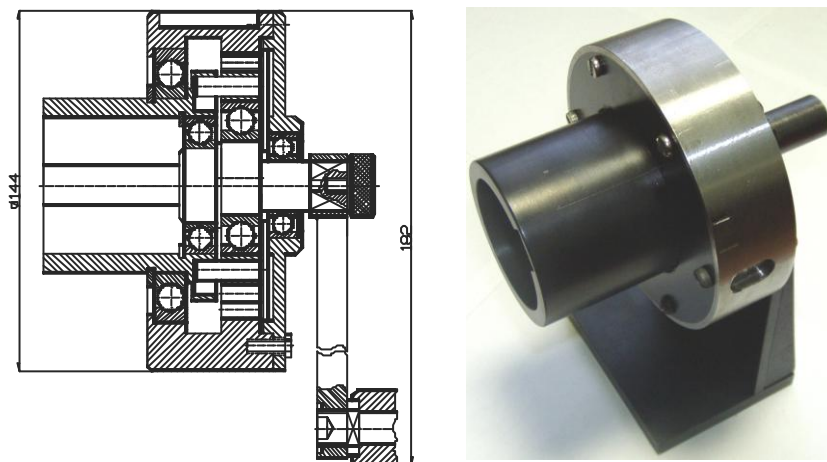


Рис. 6. Малогабаритный редуктор для подъема крышки шахтной печи ($i = 32$)

В перспективе разработанные конструкции редукторов могут широко использоваться в производственных условиях вместо традиционных, серийно выпускаемых.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.
2. Планетарная передача: пат. 5092 С2 РБ, МПК⁷ F 16 Н1/28 / А.М. Пашкевич, В.М. Пашкевич, В.В. Геращенко, М.Ф. Пашкевич; заявитель и патентообладатель Могилев. гос. техн. ун-т. – № 19981087; заявлено 30.11.98; опубл. 30.03.03, Бюл. № 1(36). – 161 с.
3. Планетарные передачи: справ. / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.
4. Пашкевич, М.Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М.Ф. Пашкевич, В.В. Геращенко. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.

Поступила 21.10.2011

DESIGN WORK BASES OF ECCENTRIC GEAR DRIVES WITH INCREASED TECHNICAL LEVEL

O. PECHKOVSKAYA, M. PASHKEVICH, Y. MASHIN

Ways of kinematic opportunities expansion and load-carrying capacity increase of eccentric gear drives by the engagement modification are considered. Methods of calculation and design of eccentric gear drives with the difference of internal involute engagement teeth numbers equal to one, distinguished by high values of transmission ratios in one stage, minimal dimensions and increased loading capacity in comparison with other existing gear drives are presented. On the basis of 3D-modelling, the most technological way of engagement modification with reference to one of hooked gearwheel is shown. Internal gear drive from a position of multipaired relationship of engagement is considered. Methods of mechanical calculation of eccentric gear drives with modified engagement and results of experimental investigation of kinematic accuracy and work smoothness of a small-sized reducer pre-production model are stated.