УДК 621.833.16

М. Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., О. Е. Печковская

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Рассмотрены пути расширения кинематических возможностей и пути повышения нагрузочной способности планетарной эксцентриковой передачи на основе модификации зацепления. Изложена методика расчета планетарной передачи с модифицированными зубьями. Рассмотрено внутреннее зубчатое зацепление с позиции многопарности. Показаны возможности уменьшения сил, действующих на пальцы, которые служат для передачи вращающего момента на ведомый вал передачи. Изложены методика и результаты экспериментальных исследований кинематической точности опытного образца малогабаритного редуктора, обозначена область рационального использования передач рассмотренного типа.

Актуальной задачей современного машиностроения является разработка принципиально новых механизмов, отвечающих требованиям энерго- и ресурсосбережения, а также улучшения эксплуатационных показателей машин, повышения их качества и надежности. Решение этой задачи может быть осуществлено на основе создания и использования новых и более совершенных малогабаритных механических передач. В этой связи в последнее время большое внимание уделяется исследованиям планетарных зубчатых передач, обладающих широкими кинематическими возможностями в части обеспечения больших передаточных отношений. Планетарные передачи сочетают в себе малые габаритные размеры и высокую нагрузочную способность. Это определяет их востребованность в промышленности. И хотя такие передачи являются наиболее изученными, 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.

Так, моделирование внутреннего зубчатого зацепления в планетарных эксцентриковых передачах позволило нам получить новые сведения о возможности реализации такого зацепления даже при разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита, равной единице. В настоящей статье эти сведения будут расширены и будет показана возможность их применения к передачам типов *2К–Н* и *К–Н–V* [1].

Вначале проведем сравнение двух передач по их кинематическим и конструктивным признакам (рис. 1). Как следует из схем этих передач, по кинематическому признаку (способу преобразования вращения ведущего звена – водила) эти передачи совершенно одинаковы: в двух случаях вращение водила, выполненного в виде эксцентрика, преобразуется во вращательное движение сателлита, который размещен на эксцентрике с возможностью свободного вращения.

Различаются эти передачи только способом снятия вращения с сателлита на ведомый вал. В передаче *2К–Н* это вращение снимается посредством зубчатого механизма, содержащего второй зубчатый венец на сателлите и зубчатое колесо внутреннего зацепления на ведомом валу. В передаче *К–Н–V* вращение с сателлита на ведомый вал передается посредством шарнирного механизма *W* (карданного вала).

Формально различаются эти передачи своими обозначениями, которые нельзя признать строгими, но которые были перенесены из [1, 2] в учебную и справочную литературу и закрепились там. Нестрогость обозначений состоит в следующем. В передаче *2К–Н* ведомый вал обозначен буквой *b*, в передаче *К–Н–V* – буквой *v*. В обозначении пер-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

вой передачи буквенное обозначение ведомого вала не участвует, в обозначении второй – участвует, т.е. единство принципа построения обозначений не соблюдено.

Указанные различия не принципиальны, и рассматриваемые передачи по главному, кинематическому признаку являются одинаковыми. В связи с этим их целесообразно объединить единым названием – планетарные эксцентриковые зубчатые передачи.

В этих передачах наиболее простым по конструкции механизмом передачи вращения от сателлита к ведомому валу являются оси (пальцы), закрепленные в сателлите. На рис. 2, а представлена схема, реализующая такой механизм, его конструктивное исполнение (рис. 2, б) и расположение пальцев в отверстиях фланца (рис. 2, в), выполненного на конце ведомого вала.

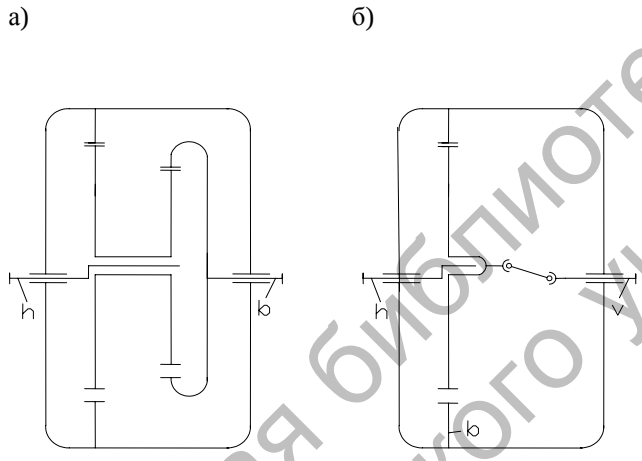

Рис. 1. Схемы эксцентриковых передач: а – *2K-H*; б – *K-H-V*

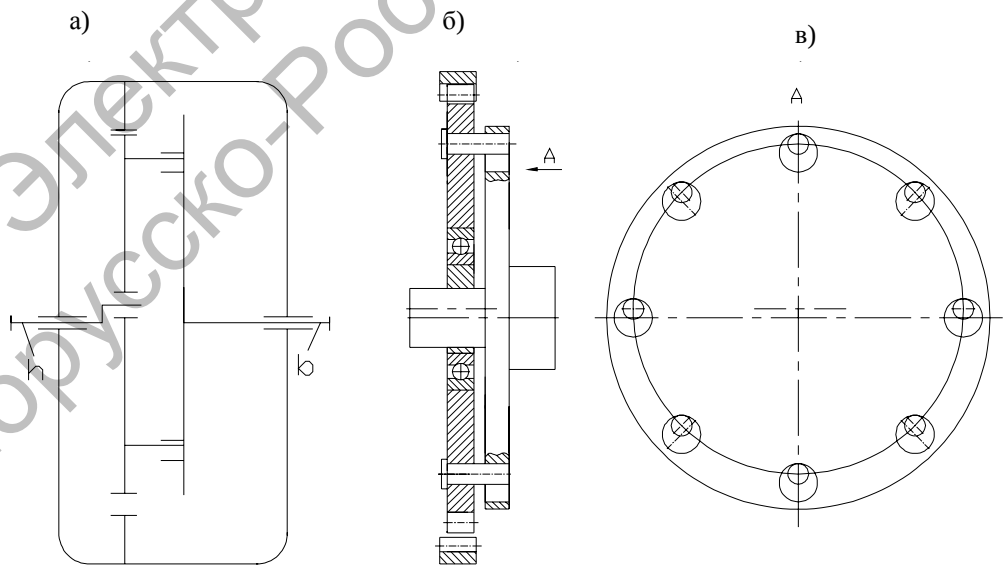

Рис. 2. Механизм передачи вращения от сателлита к ведомому валу

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

При работе передачи оси обкатываются по поверхности отверстий и передают нагрузку. Диаметр отверстий во фланце выбирается по соотношению

$$D = d + 2e, \qquad (1)$$

где d – диаметр пальца; e – эксцентриситет эксцентрика.

Как известно из теории планетарных зубчатых передач [1], наибольшее передаточное отношение планетарной эксцентриковой передачи может быть достигнуто в случае внутреннего зацепления зубчатых колес при разности чисел зубьев, равной единице. Такое зацепление предопределяет значительное уменьшение габаритных размеров и материалоемкости передачи, а следовательно, делает ее наиболее компактной и малогабаритной при прочих равных условиях. Однако такие передачи не получили широкого распространения в промышленности, несмотря на все очевидные достоинства. Вопрос уменьшения разности чисел зубьев и доведения ее до единицы на протяжении многих лет ставился исследователями под сомнение.

Можно показать, что для размещения сателлита внутри центрального колеса его диаметры делительной окружности d_2 и окружности выступов d_{2a} необходимо выбирать из соотношений [3]:

$$d_2 = m(Z_1 - 2); \qquad d_{2a} = mZ_1, \qquad (2)$$

где Z_1 – число зубьев колеса с внутренними зубьями; m – модуль зацепления.

При этом величина эксцентриситета e должна быть равной модулю зацепления $e = m$. В этом случае возможно внутреннее зубчатое зацепление с разностью чисел зубьев зацепляющихся колес, равной единице, и, следовательно, достижение предельного передаточного отношения, равного количеству зубьев сателлита $U = Z_2$. Однако при $Z_1 - Z_2 = 1$ необходимо учитывать интерференцию зубьев, имеющую место при близких значениях Z_1 и Z_2, и профиль зубьев одного или двух зацепляющихся колес необходимо модифицировать. Наиболее просто проводить модификацию колеса с наружными зубьями, т.е. модификацию сателлита.

Эту модификацию мы выполнили на основе компьютерного моделирования внутреннего зацепления. Анализ моделей позволил определить величину интерференции зубьев при различных условиях зацепления, устранить ее и, таким образом, получить фактические форму профиля и размеры модифицированных зубьев. Это, 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.

Согласно этому требованию, формообразование зубчатых венцов модифицированных сателлитов с любым количеством зубьев не представляет сложностей при использовании стандартных инструментов в процессе традиционной технологии нарезания зубьев методом обката.

На основе анализа компьютерных моделей было установлено также, что независимо от количества зубьев сателлита, величины модуля зацепления и направления вращения, в зацеплении состоит несколько пар зубьев (рис. 3), расположенных симметрично оси эксцентрика и на некотором удалении от этой оси. Иными словами, коэффициент перекрытия, являющийся характеристикой продолжительности зацепления зубьев и определяющийся количеством зубьев зубчатых колес, находящихся в зацеплении, в рассматриваемых передачах многократно выше, чем в традиционных эксцентриковых передачах.

Так, из рис. 3 следует, что в зацепления входят зубья с номерами *3, 4, 5*. При этом одна пара зубьев (*4*) зацепляется практически по всей длине своих профилей, а две другие пары (*3, 5*) – лишь частично. В процессе вращения проис-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

ходит изменение условий взаимодействия зубьев, однако такая же картина относительного расположения этих зубьев сохраняется.

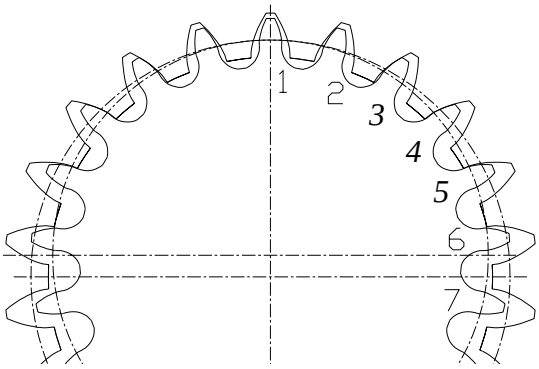

Рис. 3. Сммодифицированного зубчатого зацепления при $Z_2 = 20$

Оказалось, что независимо от модуля зацепления и направления вращения, нагрузку передают две или три пары зубьев модифицированной передачи. В зацеплениях с числами зубьев сателлита в интервалах *25–27, 33–36, 42–45, 51–54* и т.д., через четыре, вращение передают две пары зубьев, а в зацеплениях с числами зубьев сателлита в интервалах *20–24, 28–32, 37–41, 46–50* и т.д., через пять, вращение передают три пары зубьев. Это позволяет утверждать, что передача с модифицированными зубьями особенно хорошо может зарекомендовать себя в условиях реверсивной работы. Из представленной схемы следует, что даже при наличии зазоров в зацеплении, которые необходимы для компенсации теплового расширения, ожидается плавная реверсивная работа передачи. Так, при вращении сателлита по часовой стрелке крутящий момент будут передавать пары зацепляющихся зубьев, расположенные слева от плоскости симметрии передачи. При вращении сателлита против часовой стрелки крутящий момент будут передавать пары зацепляющихся зубьев, расположенные справа от плоскости симметрии передачи. В любом случае в зацеплении оказывается одновременно несколько пар зубьев, т. е. имеет место многопарное зацепление, что позволяет существенно увеличить нагрузочную способность, уменьшить шумность, снизить износ.

Когда в передаче вращения участвуют три пары зубьев, то в первой паре контакт имеет место у вершины зуба сателлита. Во второй паре зуб сателлита соприкасается с зубом центрального колеса серединой своего профиля. В третьей паре контакт имеет место у основания зуба сателлита. В следующий момент времени крайняя, третья пара зубьев выходит из зацепления, но в зацеплении еще остаются две пары зубьев. При дальнейшем вращении сателлита в зацепление входит следующая пара зубьев. Подобные пересопряжения наблюдаются в косозубом зацеплении, когда зубья постепенно входят во взаимодействия, но в зацеплении всегда находится минимум две пары зубьев.

Из схемы на рис. 3 следует, что с двух сторон от указанных трех пар зацепляющихся зубьев в парах зубьев с номерами 2 и 6 имеют место незначительные зазоры. С увеличением Z_2 эти зазоры уменьшаются и составляют сотые доли миллиметра для десяти и более пар. Эти пары зубьев, учитывая наличие погрешностей (аппроксимации, построения, сборки, изготовления), при передаче нагрузки и возникновении даже небольших деформаций окажутся работающими.

Следовательно, при работе такой передачи вращающий момент распределяется между большим количеством пар зубьев, что приводит к повышению нагрузочной способности передачи и должно учитываться при расчете передачи на прочность.

Нагрузочная способность передачи определяется не только многопарностью зубчатого зацепления, но и механизмом снятия редуцированного вращения с сателлита на ведомый вал. Для таких передач нагрузочную способность в значительной степени определяет прочность пальцев, посредством которых передает-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

ся нагрузка. Из [2] известно, что нагрузка, передаваемая пальцами, изменяется по синусоидальному закону. При вращении эксцентрика, например против часовой стрелки, сателлит с закрепленными в нем пальцами вращается по направлению часовой стрелки, и в передаче нагрузки участвуют пальцы, расположенные слева от оси симметрии эксцентрика (см. рис. 2). Следовательно, число пальцев, принимающих участие в передаче нагрузки, колеблется между $n/2$ и $n/2 - 1$. При этом наиболее нагруженным является палец, расположенный под углом $\pi/2$ к оси симметрии эксцентрика. Следовательно, каждый из n пальцев передает часть общей нагрузки M_2, равную

$$M_n = (2M_2 / n)k, \qquad (3)$$

где k – коэффициент нагрузки, определяющий ее неравномерность деления между пальцами.

По величине M_n нужно вести прочностные расчеты пальцев и определение их размеров. При этом следует иметь в виду, что чем больше расстояние пальцев от оси вращения сателлита, тем меньше сила, действующая на палец. Поэтому в высоконагруженных передачах данного типа пальцы рекомендуется располагать на возможно большем расстоянии от оси.

Проведем силовой анализ эксцентриковой передачи. Для этого рассмотрим схему, показанную на рис. 4.

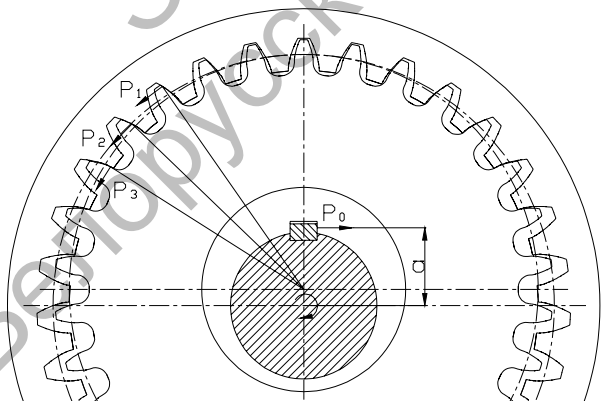

Рис. 4. Схема для силового анализа передачи

Выразим момент M_2 на ведомом звене передачи в виде произведения некоторой силы P, приведенной к делительной окружности сателлита, на радиус этой окружности:

$$M_2 = P \cdot r. \qquad (4)$$

Приведенная окружная сила, действующая на сателлит со стороны центрального колеса с внутренними зубьями, распределяется между взаимодействующими зубьями и определяется как сумма сил в зацеплениях, т.е.

$$P = P_1 + P_2 + P_3, \qquad (5)$$

где P_1, P_2, P_3 – окружные силы в зацеплениях.

В процессе пересопряжения одна из составляющих сил, например P_3, обращается в ноль. Тогда $P = P_1 + P_2$ и, следовательно, значение силы, приходящейся на один зуб и служащей для расчета на прочность зуба сателлита, можно принять равным

$$P_p = P / 2 = M_2 / 2r. \qquad (6)$$

Из схемы на рис. 4 следует также, что

$$M_1 = P_0 \cdot a. \qquad (7)$$

С другой стороны,

$$M_1 = M_2 / (U \cdot \eta), \qquad (8)$$

где η – КПД передачи.

Следовательно,

$$P_0 = M_2 / (U \cdot \eta \cdot a). \qquad (9)$$

Полученное значение силы P_0 используется для расчета на прочность шпоночного соединения ведущего вала с эксцентриком.

Момент M_2 на ведомом валу передачи можно выразить через силу, приведенную к радиусу расположения пальцев, передающих вращение на ведомый вал, т.е.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

$$M_2 = P_n \cdot R_n, \qquad (10)$$

где P_n – сила, приведенная к радиусу R_n расположения пальцев.

Как уже указывалось, нагрузка, приходящаяся на один палец, изменяется по синусоидальному закону. И если палец расположен на оси симметрии эксцентрика, то он не передает нагрузку. Следовательно, нагрузку, приходящуюся в данный момент на любой палец, расположенный по одну сторону от оси симметрии эксцентрика, можно представить соотношением

$$P_i = P_{max} \cdot \sin\varphi_i, \qquad (11)$$

где φ_i – угол между осью симметрии эксцентрика и радиусом фланца, проходящим через центральную ось рассматриваемого пальца.

Тогда силу P_n, приведенную к радиусу R_n расположения пальцев, можно выразить суммой

$$P_n = \sum_{0}^{n/2} P_{max} \cdot \sin\varphi_i = P_{max} \cdot \sum_{i=0}^{n/2} \sin\varphi_i. \qquad (12)$$

Учитывая соотношение (4), определим силу P_{max}, по величине которой будем вести расчет пальцев на прочность:

$$P_{max} = \frac{M_2}{R_n \cdot \sum_{i=0}^{n/2} \sin\varphi_i}. \qquad (13)$$

Зубья принято рассчитывать на выносливость при изгибе и контактную выносливость их активных поверхностей.

Принимая во внимание, что зубья внутреннего колеса являются модифицированными (более тонкими), а следовательно, ослабленными, расчет на прочность таких передач следует производить применительно к зубьям сателлита. При этом стандартный подход к расчету эвольвентных зубчатых передач на прочность [1] требует изменений и уточнений в связи с модификацией зацепления.

Известно, что наибольшие напряжения изгиба возникают у основания зуба, когда сила приложена к его вершине. Так как точка приложения силы и ее направление относительно оси зуба не постоянны, напряжения носят переменный характер, изменяясь от нуля до наибольшего значения за время контакта зацепляющейся пары зубьев. Напряженное состояние зубьев усугубляется тем, что в их опасном сечении у ножки имеет место концентрация напряжений, весьма снижающая их прочность при переменных нагрузках.

Действующую на зуб нагрузку принято раскладывать на изгибающую и сжимающую составляющие. В результате анализа компьютерных моделей для модифицированной планетарной передачи установлено, что высота модифицированного зуба сателлита до опасного сечения составляет $h = 1{,}8m$, а толщина в его опасном сечении – $S = 1{,}58m$. Эти величины следует учитывать при расчетах.

Результирующее напряжение при совместном действии изгиба и сжатия в опасном сечении можно определить по известной формуле сопротивления материалов:

$$\sigma_F = \pm P_t h / W - P_r / A, \qquad (14)$$

где W – момент сопротивления сечения зуба при изгибе, $W = bS^2/6$; A – площадь сечения, $A = bS$; b – ширина зубчатого венца; P_t – тангенциальная составляющая силы, $P_t = 2M_2/d_2$; P_r – радиальная составляющая силы, $P_r = P_t tg\alpha_w$; M_2 – момент на ведущем валу; d_2 – делительный диаметр сателлита; α_w – угол зацепления.

С учетом того обстоятельства, что передаваемый крутящий момент распределен на несколько пар зубьев модифицированного зацепления ввиду многопарности контакта, приводящего к увеличению прочности, после подстановки и введения коэффициента расчетной нагрузки k_F получим условие прочности для расчета напряжений изгиба модифицированных зубчатых зацеплений при условии $Z_1 - Z_2 = 1$:

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

$$\sigma_F = \frac{4{,}1 M_2 \cdot k_F}{(Z_2 - 1) \cdot b \cdot m^2} \le [\sigma_F], \quad (15)$$

где k_F – коэффициент расчетной нагрузки; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба.

При проектных расчетах из условия прочности (15) определяют модуль зацепления m или ширину зубчатого венца b.

При необходимости обеспечить минимальные (или рациональные) радиальные размеры зубчатой передачи, задаваясь нужным модулем зацепления, следует определить требуемую ширину зубчатого венца b, удовлетворяющую условию прочности при изгибе, т.е.

$$b \ge \frac{4{,}1 T_2 \cdot k_F}{(Z_2 - 1) \cdot m^2 \cdot [\sigma_F]}. \quad (16)$$

Если же требуется обеспечить минимальные осевые размеры передачи, определяют минимальное значение модуля зацепления по соотношению

$$m = \sqrt{\frac{4{,}1 T_2 \cdot k_F}{(Z_2 - 1) \cdot b \cdot [\sigma_F]}} \quad (17)$$

и округляют это значение до ближайшего стандартного.

Расчет на усталость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям для закрытых передач выполняется обычно как проектный. Цель расчета – предупредить усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев в течение заданного срока службы. Его ведут по максимальным контактным напряжениям, возникающим на площадках контакта. При этом обычно используют известную методику Герца [1], которая может быть применима и для расчета на прочность рассматриваемой модифицированной зубчатой передачи.

Принимая во внимание, что для стальных зубчатых колес $E_{пр} = 2{,}15 \cdot 10^5$ *МПа*, передаточное отношение передачи $U = Z_2$, начальный диаметр сателлита $d_2 = (Z_1 - 2)m$, угол зацепления $\alpha_\omega = 20°$, а также учитывая многопарность зацепления, условие прочности по контактным напряжениям можно представить в виде:

$$\sigma_H = 484{,}5 \sqrt{\frac{M_2 \cdot k_H}{(Z_2 - 1) m^2 \cdot Z_2 \cdot b}} \le [\sigma_H], \quad (18)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения.

Определение контактных напряжений для модифицированного зубчатого колеса позволяет обосновать выбор требуемой марки стали для его изготовления и вид термообработки.

При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданному крутящему моменту. С этой целью из последней формулы, как и ранее, определяют b или m, задаваясь тем или другим параметром в зависимости от необходимости обеспечения нужных осевых или радиальных габаритов передачи. При этом неизвестный параметр оценивают приближенно или руководствуются существующими рекомендациями, основывающимися на накопленном опыте. В соответствии с изложенным:

$$m = \frac{484{,}5}{[\sigma_H]} \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_H}{(Z_2 - 1) \cdot Z_2 \cdot b}}; \quad (19)$$

$$b \ge \frac{2{,}35 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot k_H}{[\sigma_H]^2 \cdot (Z_2 - 1) \cdot m^2 Z_2}. \quad (20)$$

Окончательно модуль зацепления выбирают в соответствии со стандартным значением. При этом выбирается большее значение, полученное из расчетов зубьев на выносливость при изгибе и на контактную прочность.

На основе выполненных расчетов проектируют передачу применительно к конкретным условиям. После конструкторской проработки, уточнения размеров зубчатой передачи, выбора и уточнения коэффициентов и допускаемых напряжений выполняют проверочный расчет, используя приведенные выше формулы.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

С использованием изложенной методики была рассчитана, спроектирована и изготовлена планетарная модифицированная передача, рассчитанная на передаточное отношение *U = 50*, передаваемую мощность 2,2 кВт, вертикальное расположение ведущего и ведомого валов, а также применение консистентной смазки (рис. 5). Эта передача предназначена для привода рычажного механизма в импортных станках монтажа-демонтажа автомобильных шин. В этих станках используются планетарные передачи типа *2К-Н* производства фирмы «Вольф» (Германия). В приводах станков именно эта передача чаще всего выходит из строя в связи с высокими нагрузками и реверсивной работой. Стоимость же одной такой передачи составляет 350 долл. США. Поэтому при выполнении ремонта станков, связанного с заменой планетарной передачи, было предложено использовать рассмотренную модифицированную передачу, которая даже в условиях мелкосерийного производства имеет стоимость не выше 150 долл. США.

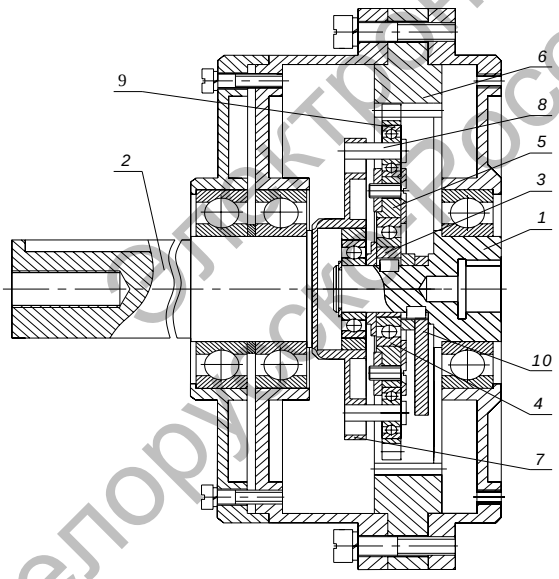

Рис. 5. Планетарная эксцентриковая передача (U = 50)

Передача (см. рис. 5) предусматривает фланцевое присоединение приводного электродвигателя к ее корпусу. Ведущий вал *1* передачи соединяется с валом двигателя, а ее ведомый вал *2* выполнен удлиненным. Это необходимо для размещения на нем достаточно массивного рычажного механизма, предназначенного для установки и снятия покрышек автомобильного колеса. На ведущем валу *1* установлен эксцентрик *3*, подшипник *4*, на котором размещен сателлит *5*, имеющий число зубьев на единицу меньше числа зубьев центрального колеса *6* и состоящий в зацеплении с последним.

При вращении ведущего вала *1* сателлит *5* обкатывается по центральному колесу, совершая планетарное движение вокруг оси ведущего вала, т.е. получая вращение в противоположном направлении согласно передаточному отношению $U = -Z_2$. Остается только передать это вращение сателлита ведомому валу *2* при помощи водила *7*, выполненного в виде фланца с отверстиями. Для передачи вращения в установленном на эксцентрике сателлите *5* закреплены оси *8* в подшипниках качения *9*. В отверстиях фланца размещены свободные концы осей 8, которые при работе передачи обкатываются по поверхности отверстий.

Так как сателлит расположен на эксцентрике, то ведущее звено передачи оказывается неуравновешенным, и его центр массы вращается совместно с ведущим валом. Это вызывает появление высокочастотных вибраций, которые можно существенно уменьшить, закрепив на ведущем валу противовес *10*.

Для экспериментальной оценки технического уровня этой передачи была исследована равномерность вращения ее ведомого звена, т.е. кинематическая точность передачи в сборе. Одновременно такие же исследования были проведены (для сравнения) со стандартной червячной передачей общемашиностроительного применения, рассчитанной на передаточное отношение *U = 31,5*. Сравнение с червячной передачей велось по той причине, что в рассматриваемых эксцентрико-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

вых передачах имеет место многопарность зацепления и поэтому ожидалась их плавная работа. Исследования проводились при различных частотах вращения ведущего вала (685, 990 и 1480 мин$^{-1}$) и различных моментах на ведомом валу (11, 22, 33, 44 Н·м). Частоты вращения ведущего вала изменялись при помощи трехскоростного электродвигателя, а величины моментов устанавливались путем нагружения ведомого вала электромагнитным тормозом ПТ–16М.

Использовалась автоматизированная система испытаний механических передач, которая включает испытательный стенд с приводом и нагружателем, первичные преобразователи, а также регистратор сигналов от преобразователей. Регистратор сигналов представляет собой персональную ЭВМ с устройством расширения ее функциональных возможностей. ЭВМ снабжена специализированным программным комплексом для обработки информации от первичных преобразователей и представления этой информации в виде сведений об исследуемых параметрах.

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 подробно изложен в [4].

На рис. 6, в качестве примера, приведены графики функций кинематических погрешностей эксцентриковой и червячной передач, полученные при одинаковых частотах вращения их ведущих валов 1480 мин$^{-1}$ и одинаковых моментах на ведомых валах 44 Н·м. Функции кинематических погрешностей представлены в виде кривых, соответствующих одному обороту ведомого вала. Графики кинематических погрешностей имеют примерно такой же вид и для всех других условий эксперимента. Они напоминают собой один период синусоиды, на который наложены высокочастотные колебания.

Для анализа кинематической точности и плавности работы эксцентриковой и червячной передач проводилось разложение функций их кинематических погрешностей в амплитудно-частотные спектры. Рассчитывались величины 100 амплитуд гармонических составляющих. Этот расчет проводился при всех частотах вращения ведущего вала и всех уровнях нагружения. Затем для каждой частоты вращения ведущего вала, на всех уровнях нагружения передач, определялись средние значения амплитуд гармонических составляющих для эксцентриковой и червячной передач. По этим значениям на одной и той же диаграмме строились их амплитудно-частотные спектры. Один из таких спектров, построенный для частоты вращения ведущего вала n = 1480 мин$^{-1}$, представлен на рис. 7. Каждому номеру гармонической составляющей спектра соответствует две амплитуды: одна из них (слева) соответствует червячной передаче, а другая (справа) – эксцентриковой.

На двух амплитудно-частотных спектрах кинематических погрешностей выделяется первая гармоническая составляющая. Удвоенное значение ее амплитуды приблизительно соответствует размаху графика кинематической погрешности. Эта амплитудно-частотная составляющая обусловлена радиальным биением выходного вала, уменьшение которого не представляет технологических трудностей и, несомненно, приведет к уменьшению величины кинематической погрешности передачи.

В амплитудно-частотном спектре червячной передачи четко отражаются гармоники с частотами, равными и кратными числу зубьев червячного колеса. Наличие данных гармонических составляющих связано с неизбежно существующими погрешностями профилей

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

зубьев червячного колеса и следами формообразующих инструментов на их рабочих поверхностях. Таким образом, высокочастотные составляющие, проявляющиеся с указанными частотами, характеризуют процесс пересопряжения зубьев, и, следовательно, плавность работы передачи.

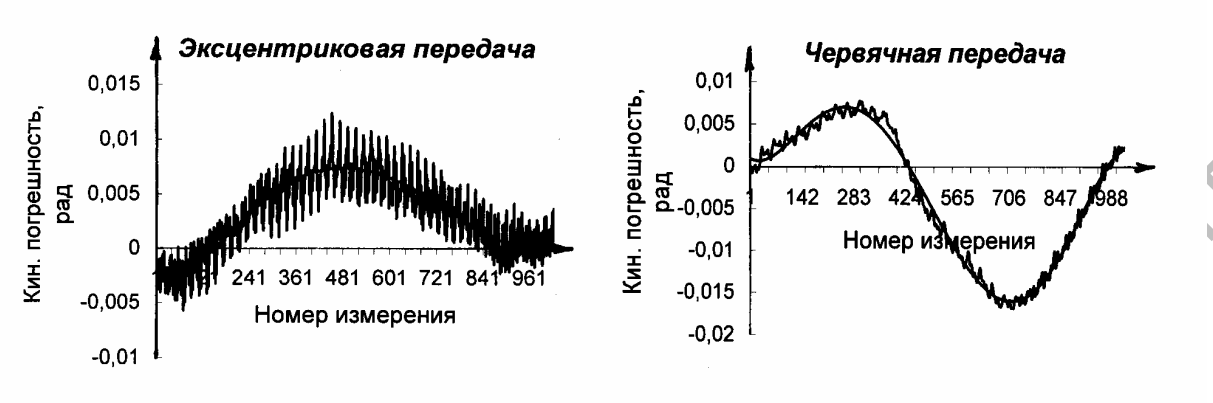

Рис. 6. Вид функций кинематических погрешностей передач за один оборот ведомого вала при величине передаваемого момента M = 44 Н·м и частоте вращения ведущего вала n = 1480 мин$^{-1}$

Рис. 7. Усредненные амплитудно-частотные спектры кинематической погрешности червячной и эксцентриковой передач при нагрузках на ведомом валу 11, 22, 33, 44 Н·м и частоте вращения ведущего вала n = 1480 мин$^{-1}$

Полученные при экспериментальном исследовании эксцентриковой передачи результаты и их сравнение с результатами, полученными при исследовании стандартной червячной передачи, показали следующее. Амплитуды низкочастотных гармоник червячной передачи больше, чем у эксцентриковой передачи. Гармонические составляющие с номерами, равными или кратными числу зубьев червячного колеса, также имеют существенные значения, в то время как зубцовые частоты эксцентриковой передачи оказываются значительно меньше. Таким образом, как по норме кинематической точности, так и по норме плавности работы эксцентриковая передача точнее червячной. Данное обстоятельство обусловлено тем, что

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

планетарная зубчатая передача с разностью чисел зубьев центрального колеса и сателлита, равной единице, характеризуется многопарностью зацепления.

Следовательно, на основе анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований эксцентриковой зубчатой передачи можно сделать заключение, что такие передачи обладают повышенной нагрузочной способностью, обеспечивают высокие передаточные отношения в одной ступени, имеют самые малые габариты по сравнению с другими планетарными зубчатыми передачами, характеризуются повышенными кинематической точностью и плавностью работы, а потому эти передачи могут широко использоваться в машиностроении, в том числе как в высоконагруженных, так и точных приводах машин и технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с.

2. Планетарные передачи : справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с.

3. **Пат. 5092 С1 РБ, МПК F 16 H1/28.** Планетарная передача / А. М. Пашкевич [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 19981087 ; заявл. 30.11.1998 ; опубл. 30.03.2003, Бюл. № 46. – 20 с.

4. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.10.2006

M. F. Pashkevich, O. E. Pechkovskaya
Planetary eccentric gearing with modified engagement
Belarusian-Russian University

Ways of kinematic opportunities expansion and load-carrying capacity increase of planetary eccentric gearing by the engagement modification are considered. The design procedure of planetary gear with modified teeth is stated. Internal gearing from a position of multipaired relationship is considered. Opportunities of reduction of the forces working on fingers which serve for transfer the rotating moment on the gearing conducted shaft are shown. The technique and results of experimental investigation of kinematic accuracy of a small-sized reducer pre-production model are stated, the area of rational use of the considered type engagement is designated.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета