



КОСТИКОВ

Юрий Васильевич

кандидат технических наук,
доцент
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

KOSTIKOV

Yury Vasilievich

Candidate of Engineering
Sciences, Assoc. Prof.
(MSTU named
after N.E. Bauman)



ТИМОФЕЕВ

Геннадий Алексеевич

доктор технических наук,
профессор
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

TIMOFEEV

Gennady Alekseevich

Dr. Sc. Techn., Professor
(MSTU named
after N.E. Bauman)



ФУРСЯК

Федор Иосифович

кандидат технических наук
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

FURSYAK

Fedor Iosifovich

Candidate of Engineering
Sciences
(MSTU named
after N.E. Bauman)

Новое в проектировании волновых зубчатых передач

Ю.В. Костиков, Г.А. Тимофеев, Ф.И. Фурсяк

Рассмотрены конструкции электромеханических приводов с волновыми зубчатыми передачами с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования, реализующие передаточные отношения от 60 до 225.500. Все конструкции защищены авторскими свидетельствами. Некоторые из них внедрены в серийное производство.

Ключевые слова: электромеханический привод, волновая зубчатая передача, генератор волн внутреннего и внешнего деформирования, зубчатые колеса.

New in wave gears designing

Yu.V. Kostikov, G.A. Timofeev, F.I. Fursyak

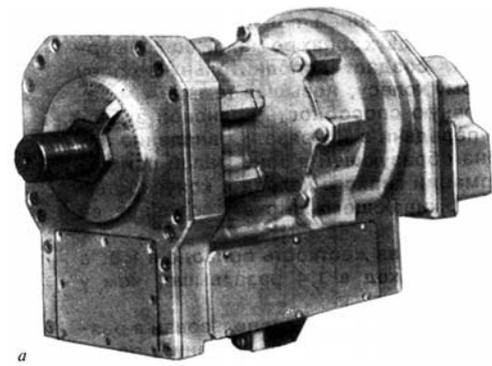
The paper presents the design of electromechanical actuators with wave gearing generators of waves of internal and external deformation realizing ratios from 60 to 225.500. All designs are protected by copyright certificates. Some of them are introduced into the series production.

Keywords: electromechanical drive, wave gear, wave generator of internal and external deformation, gears.

В отраслях приборостроения и специального машиностроения одним из основных требований к следящим малоинерционным электромеханическим приводам для передвижных и мобильных устройств является минимизация габаритно-массовых показателей. Применение высокооборотных электродвигателей (от 10 000 об/мин и выше) диктует необходимость использования в качестве передаточных механизмов многоступенчатых зубчатых передач, передаточное отношение которых составляет 10 000 и выше. Уменьшение числа ступеней достигается при использовании таких типов передач, которые реализуют максимально возможное передаточное отношение в одной ступени с сохранением высоких качественных показателей по критериям нагрузочной способности, кинематической точности, коэффициента полезного действия (КПД). Этим критериям в высокой степени соответствуют волновые зубчатые передачи. Принцип работы такой передачи основан на взаимодействии (зацеплении) жесткого и деформируемого (гибкого) зубчатых колес. Деформация гибкого колеса осуществляется генератором волн. Гибкое колесо может иметь форму кольца или тонкостенной оболочки. Разнообразие геометрических форм гибкого колеса позволяет создавать множество конструктивных решений, удовлетворяющих различным компоновочным требованиям, том числе передача движения в замкнутое герметичное пространство без использования специальных уплотнительных узлов.

Генератор волн может располагаться относительно гибкого колеса внутренним или внешним образом и деформировать его в одной или нескольких зонах. Волновые зацепления позволяют варьировать передаточное отношение в одной ступени от 60 до 300 при использовании стальных гибких колес, и обеспечивает многопарность зацепления до 40% от числа зубьев колес. При этом обеспечивается безлюфтовость волнового зацепления, уменьшение кинематической погрешности, повышенная нагрузочная способность и высокий КПД [1–3]. Эти особенности предопределяют использование волновых передач в выходных ступенях указанных приводов. Отдельно следует выделить низкие вибро-шумовые характеристики таких передач [4]. Рассмотрим возможные конструктивные решения многоступенчатых электромеханических приводов с волновыми передачами различного назначения, название которых определяются типом волновой передачи в выходной ступени.

Электромеханический волновой привод. Конструкция электромеханического привода с двухволновой передачей [5] с генератором волн внутреннего деформирования, предназначенного для использования в исполнительных устройствах силовых следящих систем, показана на рис. 1. Вращение от электродвигателя 1 типа ДБМ 105-06-1-2 через двухступенчатую цилиндрическую передачу внешнего зацепления, состоящую из колес 2 и 16, 4 и 3, сообщается валу 11 двухдискового генератора волн, деформирующего гибкое колесо 6 в двух диаметрально противоположных зонах. Использование внутреннего объема гибкого колеса для расположения опор генератора волн и выходного вала 7 позволило уменьшить осевые габаритные размеры привода. Угол поворота вала 7 с помощью безлюфтовой зубчатой пары колес 8 и 9 отслеживался датчиком угла 10 типа ДУ-50. В качестве датчика положения ротора электродвигателя использовался редуктосин 17 типа ВТ 60-12-0,4-0,16, установленный на валу 18 электродвигателя. Обратная связь осуществлялась с помощью тахогенератора 12 типа ТГП-5 и зубчатых колес 13–15. Данная конструкция обеспечивает высокую



Волновой зубчатый электропривод

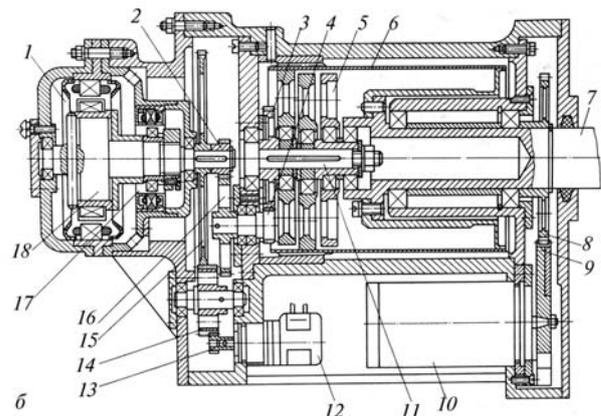


Рис. 1. Электромеханический волновой привод: а — внешний вид; б — конструктивная схема

точность позиционирования при обработке заданных законов движения.

Отличительная особенность данной конструкции — использование в генераторе волн поддерживающего диска 5, который перекачивается по внутренней поверхности гибкого колеса 6 в двух зонах по малой оси деформации, создает дополнительную опору гибкому колесу, повышая тем самым нагрузочную способность волновой передачи в 1,5 раза. Совпадение наклона образующей в зоне малой оси деформации гибкого колеса с конусностью поддерживающего диска исключает его перегиб, тем самым улучшая его напряженно-деформированное состояние. Крутильная жесткость этого привода в 1,3 раза выше, погрешность «мертвого» хода в 1,4 раза меньше, чем у предшествующих аналогов данного габарита.

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу, Н·м.....	300
КПД.....	0,82
Габаритные размеры, мм.....	350×220×160
Масса, кг.....	12

Силовой привод с двухступенчатой волновой передачей. Конструкция и внешний вид силового привода с двухступенчатой волновой передачей, показаны на рис. 2. Первая ступень привода передает вращение от электродвигателя 1 типа ДПР-72 на вал 6 генератора волн промежуточной волновой зубчатой передачи посредством цилиндрических зубчатых колес 2, 3 и 5. Далее вращение, редуцированное в двух последовательно соединенных двухволновых зубчатых передачах, сообщается выходному валу 14 привода*. С целью унификации в обеих волновых зубчатых передачах геометрические параметры зацепления выполнены одинаковыми: передаточное число в каждой из них равно 60 или 80, модуль волнового зацепления 0,4 мм или 0,3 мм и общее передаточное число привода составляло 4 500 или 13 000 соответственно. Размещение опорных подшипников 15 выходного вала 14 внутри гибкого колеса 16 и использование гибкого колеса промежуточной ступени в виде узкого кольца позволило уменьшить осевые габаритные размеры привода на 14% по сравнению с предшествующим аналогом.

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу, Н·м.....	80
КПД	0,57
Габаритные размеры, мм	70×120×140
Масса, кг.....	2,5

Привод высокомоментный. Конструкция выходной ступени силового редуктора, предназначенного для применения в высокомоментных приводах систем автоматического управления, приведена на рис. 3. Отличительной особенностью данной конструкции является использование трехдискового генератора волн. Деформирующие диски 3, 4 и 5, эксцентрично посаженные посредством эксцентриковых втулок и подшипников на вал генератора волн, деформируют гибкое колесо 1 так, что в двух диаметрально противоположных зонах создаются зацепления зубьев гибкого колеса с зубьями жестких колес 2 и 6, образуя тем самым соответственно двухзонную волновую зубчатую муфту и двухволновую зубчатую передачу. Вы-

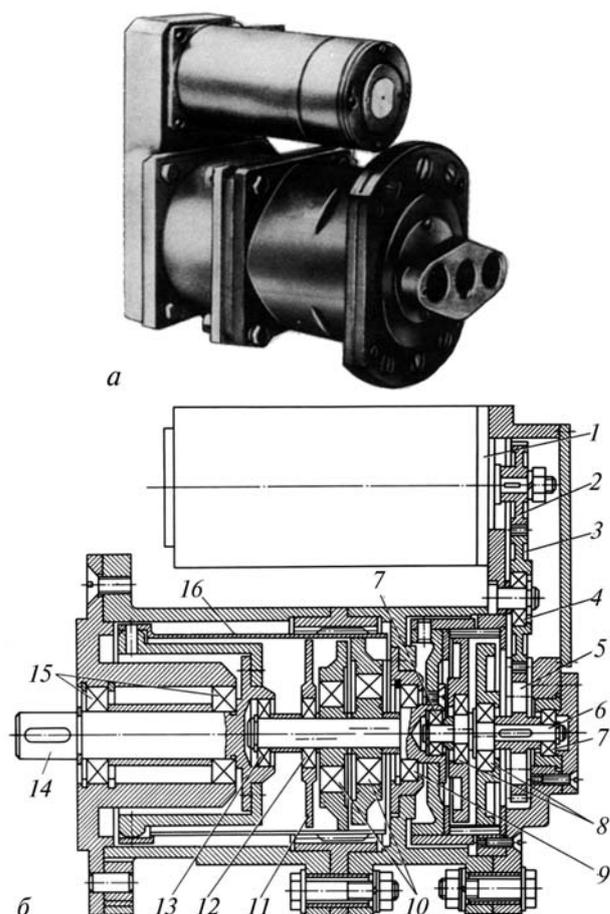


Рис. 2. Силовой привод с двухступенчатой волновой передачей:
а — внешний вид; б — конструктивная схема

сота зубьев в волновой муфте составила 2,5 модуля, а в волновой передаче определялась геометрическими параметрами, обеспечивающими отсутствие заклинивания зубьев на входе в зацепление [6]. Такая конструкция генератора волн, в отличие от двухдисковых генераторов волн, описанных выше, исключает перекос гибкого колеса и деформацию его торцевых сечений, что улучшает условия зацепления зубьев в волновой передаче.

Использование такой конструкции в выходной ступени редуктора повысило его нагрузочную способность в 1,5 раза, а КПД — в 1,4 раза по сравнению с редуктором, в котором в качестве выходной ступени была использована планетарная двухступенчатая передача с пятью сателлитами.

* В выходной ступени привода использована конструкция волновой зубчатой передачи, предложенная в работе [5].

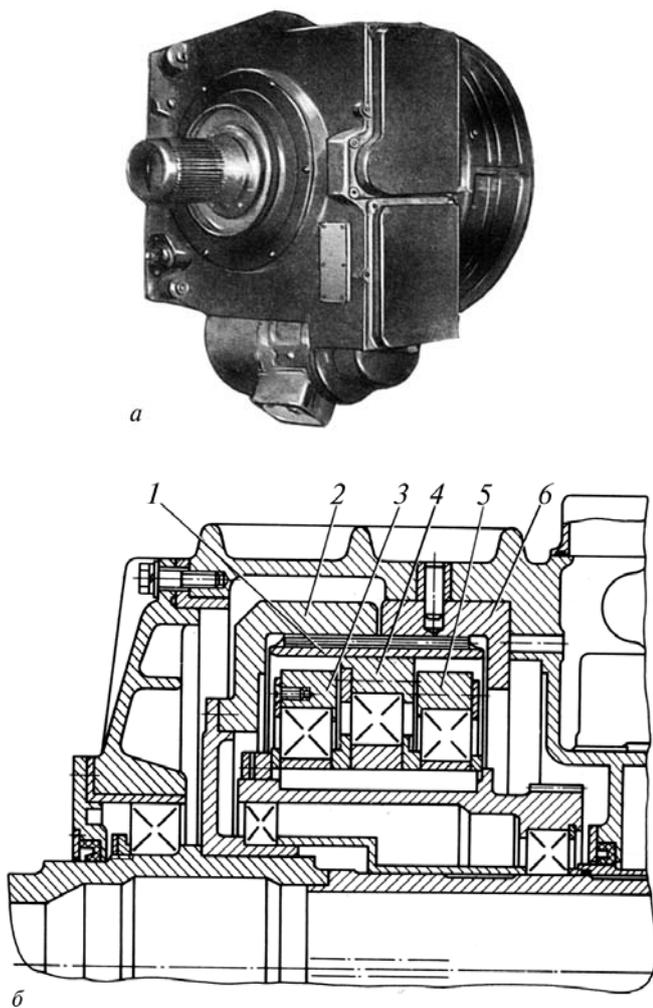


Рис. 3. Привод высокомоментный:

а — внешний вид; б — конструктивная схема

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу, кН·м.....	80
КПД.....	0,63
Габаритные размеры, мм.....	800×800×1 000
Масса, кг.....	2 880
Передаточное число:	
общее	18 000
волновой ступени	120
Модуль волновой ступени, мм	2

Электромеханический привод дискретного позиционирования. Конструкция электромеханического привода дискретного позиционирования, демонстрирующая новые функциональные возможности, предназначенная для использования в следящих системах для преобразования непрерывного вращения вала электродвигателя в дискретное поступательное движение выходно-

го звена исполнительного механизма, показана на рис. 4.

Привод является трехступенчатым. Движение от электродвигателя 2 через пару цилиндрических прямозубых колес 1 и 13, составляющих входную ступень с передаточным числом равным 5, 9, сообщается входному валу 12 второй ступени, представляющей собой двухволновую шаговую передачу, которая преобразует непрерывное вращательное движение генератора волн 11 в дискретное вращательное движение жесткого колеса 4. Деформирующие ролики 7 генератора волн 11 придают гибкому колесу 6 форму двухвершинного овала. Жесткое колесо волновой шаговой передачи составное, выполнено из четырех секторов [7]. Два сектора 8, расположенные диаметрально противоположно относительно оси передачи, выполнены одинаковыми и имеют зубчатый венец с угловым шагом, равным угловому шагу зубчатого венца гибкого колеса 6. Другие два сектора 3 также расположены диаметрально противоположно, одинаковы и имеют зубчатый венец с угловым шагом, отличным от углового шага зубчатого венца гибкого колеса 6. Таким образом, при движении генератора волн 11 в зоне секторов 3 гибкое колесо образует с жестким колесом волновую передачу и редуцирует вращательное движение. При зацеплении гибкого колеса 6 с секторами 8 образуется волновая зубчатая муфта, редуцирование движения не происходит и гибкое колесо остается неподвижным. Выходная ступень привода — передача винт-гайка получает дискретное вращательное движение от зубчатого колеса 4 и преобразует его в дискретное поступательное движение выходного звена 5.

Линейное перемещение звена 5 задается и контролируется по количеству шагов, определяемых оптико-электронной системой отсчета, включающей светодиод 9 и фотодиод 10.

Применение шаговой волновой передачи позволило снизить производственные затраты на изготовление одного изделия более чем на 40% благодаря уменьшению номенклатуры деталей — в 2,5 раза, уменьшению металлоемкости в 3 раза и снижения трудоемкости изготовления.

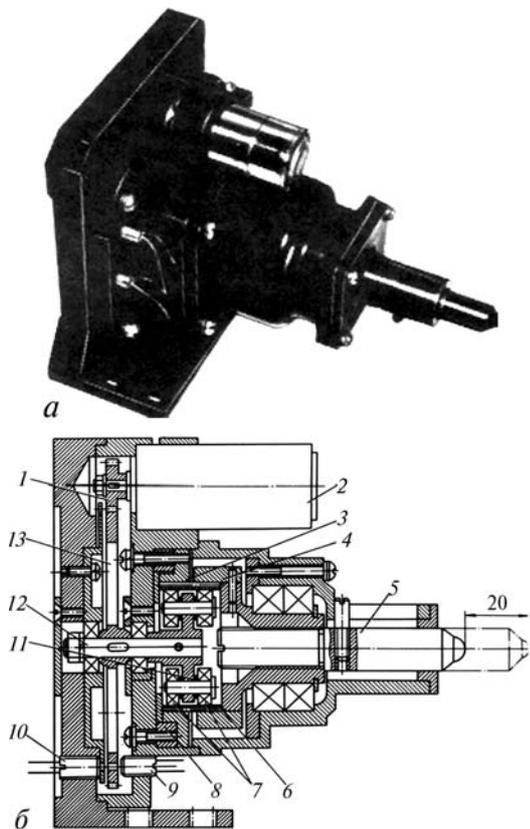


Рис. 4. Привод дискретного позиционирования:
а — общий вид; б — конструктивная схема

Техническая характеристика привода

Линейное перемещение выходного звена за один шаг, мкм	16
Точность перемещения выходного звена за один шаг, мкм	± 1
Число шагов в секунду	25
Осевое усилие на выходном звене, Н	300
Габаритные размеры, мм	110×115×120
Масса, кг	1,1

Малогабаритный дистанционный привод с волновой передачей. Повысить нагрузочную способность волновой передачи возможно, заменив дисковой генератор волн на кулачковый. Конструкция малогабаритного дистанционного привода, имеющего повышенную кинематическую точность и крутильную жесткость, показана на рис. 5.

Редуктор двухступенчатый, имеет пару прямозубых цилиндрических колес в первой ступени и волновую передачу с волновой муфтой — в выходной ступени. Для увеличения жесткости и уменьшения осевых габаритных размеров привода, гибкое колесо 3 выполнено

в виде тонкостенного колеса-кольца с двумя зубчатыми венцами, которые входят в зацепление с жесткими колесами 2 и 4, составляя волновую передачу и волновую муфту [8].

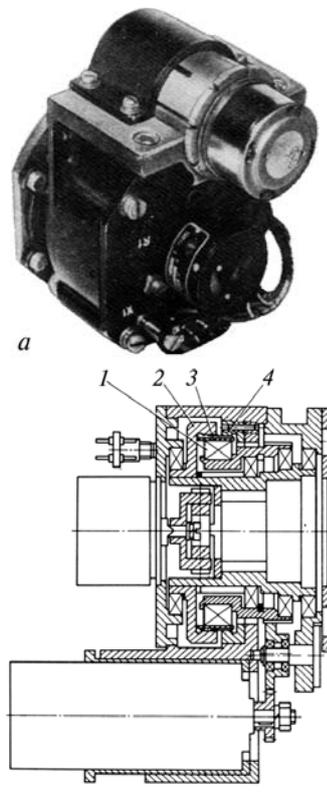


Рис. 5. Малогабаритный дистанционный привод:
а — общий вид; б — конструктивная схема

Применение данного привода позволило увеличить КПД, уменьшить габаритные размеры, повысить кинематическую точность изделия более чем в 2 раза при замене предшествующего аналога, выполненного на базе планетарных механизмов.

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу, Н·м	3
КПД	0,54
Крутильная жесткость, приведенная к выходному валу, Н·м/рад	4 570
Суммарная кинематическая погрешность, угл. мин.	12
Габаритные размеры, мм	88×70×115
Масса, кг	1,8
Передаточное число:	
общее	315
волновой ступени	87
Модуль волновой ступени, мм	0,3

Волновой привод из унифицированного ряда с кулачковым генератором волн. Более высокие удельные нагрузочные показатели имеет конструкция волнового привода из унифицированного ряда, предназначенная для применения в системах автоматического управления (рис. 6). При работе привода вращательное движение вала электродвигателя 1 типа ДА, установленного под изолирующим кожухом, через систему зубчатых колес 2, 3, 4 и вал-шестерню 5 передается на кулачковый генератор волн 6. Гибкие подшипники 7 кулачкового генератора деформируют гибкое колесо 8, обеспечивая волновое зубчатое зацепление с жесткими колесами 9 волновой муфты и волной передачи 10, которое жестко закреплено на выходном валу 11. Унификация выходных ступеней механизма заключалась в использовании размерного ряда стандартных гибких подшипников, когда для каждого типоразмера гибкого колеса рассчитывались параметры волнового зацепления с различными передаточными отношениями. Применение данной конструкции позволило уменьшить габаритно-массовые показатели изделия на 25...35% по сравнению с применяемыми ранее цилиндрическими и планетарными передачами.

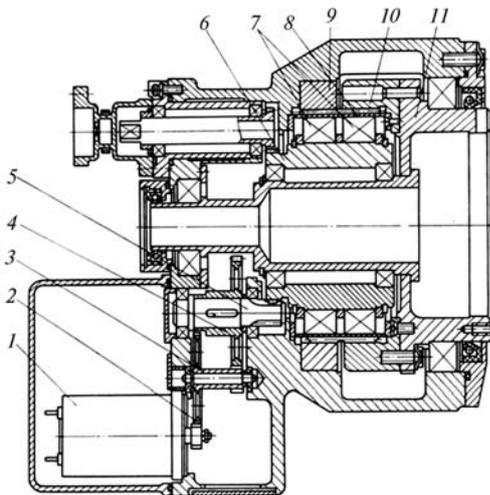


Рис. 6. Конструкционная схема волнового привода с кулачковым генератором волн

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу,	
Н·м.....	1 000
Габаритные размеры, мм.....	210×210×180

Масса, кг.....	3,8
Погрешность угла поворота выходного вала, рад.....	0,0006
Передаточное число:	
общее.....	14 000
волновой ступени.....	100
Модуль волновой ступени, мм.....	0,8

Привод с одноволновой зубчатой передачей. В 2 раза больший кинематический эффект при тех же габаритных размерах, что и в двухволновой передаче, можно получить, используя одноволновую передачу [9]. Существенным недостатком одноволновых передач, по сравнению с двухволновыми, является более низкая нагрузочная способность вследствие однозонного зацепления и невозможности использования «плавающего» генератора волн, выравнивающего нагрузки в симметричных зонах зацепления двухволновых передач. Этим недостатком практически лишена конструкция привода с одноволновой передачей, предназначенная для применения в системах автоматического управления малой мощности (рис. 7). При работе привода вращательное движение вала электродвигателя 1 типа ДПР-42 через пару зубчатых колес 2 и 3 передается на вал генератора волн. Диск 7, установленный посредством эксцентриковой втулки 6 и подшипников 5 на валу генератора волн, деформирует гибкое колесо 8 и вводит его зубья в зацепление с жесткими колесами 4 и 11.

Отличительной особенностью этой конструкции является наличие дополнительного опорного диска 12, который установлен посредством эксцентриковой втулки 13 и подшипника 14 на валу генератора волн в противофазе с диском 7 и опирается своей наружной поверхностью на цилиндрическую проточку жесткого колеса 11 и внутреннюю поверхность гибкого колеса 8, обеспечивая фиксацию заданной формы деформации гибкого колеса вне зоны зацепления гибкого и жесткого колес. Такое конструктивное решение генератора волн снижает виброактивность привода и повышает его нагрузочную способность в 1,5 раза по сравнению с одноволновой передачей без опорного диска. По сравнению с приводами с двухволновыми передачами в выходной ступени данный привод имеет в 1,6 раза меньшие габаритные размеры при том же передаточном отношении.

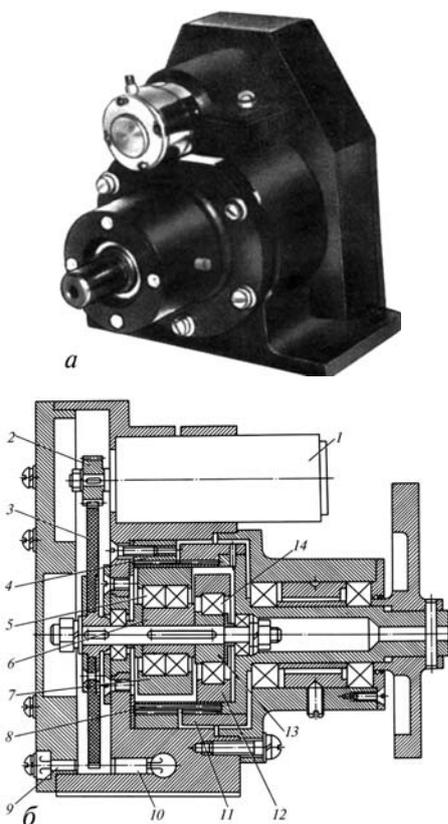


Рис. 7. Привод с одноволновой зубчатой передачей:
а — общий вид; б — конструктивная схема

Техническая характеристика привода

Габаритные размеры, мм.....	100×106×110
Масса, кг.....	1,2
Погрешность угла поворота выходного вала, рад.....	0,0003
Передаточное число:	
общее.....	750
волновой ступени.....	120
Модуль волновой ступени, мм.....	0,3

Привод с планетарно-волновым редуктором. Техническое решение [10], позволяющее повысить крутильную жесткость и нагрузочную способность привода, показано на рис. 8, а, б. Привод состоит из электродвигателя 1, цилиндрической прямозубой передачи 2, волновой передачи предварительной ступени 3 и комбинированной планетарно-волновой передачи. Механизм выходной ступени является оригинальным элементом конструкции, сочетающим преимущества планетарной и волновой передач. Он состоит из двух кольцевых шайб 5, которые одновременно являются элементами генератора волн волновой передачи внешнего

деформирования и зубчатыми колесами планетарной передачи типа К-Н-V. Кольца 5 установлены на трех кривошипных валах 10, их внешние зубчатые венцы зацепляются с внутренним зубчатым венцом жесткого колеса 4, закрепленного на выходном валу 11. Гибкое колесо 6 с внутренними зубьями зацепляется с двумя зубчатыми колесами — жестким колесом 9 муфты, установленным в корпусе 8, и жестким колесом 7 волновой передачи, закрепленном на выходном валу 11. Межосевые расстояния и передаточные отношения кривошипно-планетарной и волновой передач одинаковы. Повышение качественных показателей достигается за счет реализации многозонного зацепления — две зоны в планетарном механизме и две в волновом.

Такая конструкция привода позволила повысить крутильную жесткость в 1,5 раза, нагрузочную способность в 2 раза и снизить кинематическую погрешность в 2 раза по сравнению с ранее применявшимся приводом.

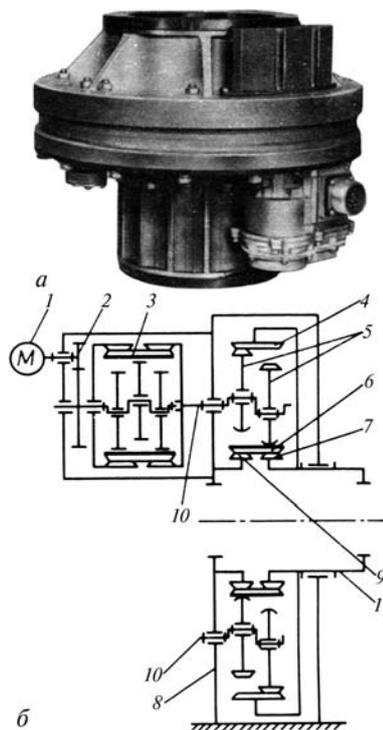


Рис. 8. Привод с планетарно-волновым редуктором:
а — общий вид; б — конструктивная схема

Техническая характеристика привода

Крутящий момент на выходном валу, Н·м.....	1 200
КПД при номинальной нагрузке.....	0,42

Масса, кг.....	42,7
Диаметр высоты, мм.....	400×225
Крутильная жесткость, приведенная к выходному валу, Н·м/рад.....	$3,45 \times 10^5$
Общее передаточное число.....	79 600

Литература

1. Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И. Исследование малоинерционных волновых зубчатых приводов // Приводная техника. 2011. № 2, 3. С. 19–22.
2. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Исследование точности волновых зубчатых передач внешнего деформирования // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 6. С. 18–24
3. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Экспериментальные исследования волновых приводов с различной конструкцией генератора волн // Приводы и компоненты машин. 2011. № 2–3. С. 16–18.
4. Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И. Исследование виброакустических характеристик силовых приводов с волновыми зубчатыми передачами // Тр. МВТУ им. Н.Э. Баумана. 1988. № 504 «Вибрации в механизмах машинах». С. 14–21.
5. Волновая передача. А.с. СССР № 1402737, Кл. F16H1/00 Оп. 15.06.88 // И.Б. 1988. № 22.
6. Гавриленко В.А., Скворцова Н.А. и др. Конструкция и геометрический расчет волновых зубчатых передач // Тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. 1978. № 291 «Теория механизмов и машин». Вып. 8. С. 22–33.
7. Жесткое колесо шаговой зубчатой передачи. А.с. СССР № 1556118, Кл. F16H1/00, 55/00 Оп. 23.05.90 // И.Б. 1990. № 20.
8. Волновая передача А.с. СССР № 1307127, Кл. F16H1/00 Оп. 30.04.87 // И.Б. 1987. № 16.
9. Одноволновая передача. А.с. СССР № 1167374, Кл. F16H1/00, 1/32 Оп. 15.07.85 // И.Б. 1985. № 26.
10. Устройство для передачи и преобразования вращательного движения. А.с. СССР № 1569467, Кл. F16H1/00 Оп. 07.06.90 // И.Б. 1990, № 21.

References

1. Timofeev G.A., Kostikov Iu.V., Fursiak F.I. Issledovanie maloinertsionnykh volnovykh zubchatykh privodov [Quick-response study of the wave gear drive]. *Privodnaia tekhnika*, 2011, no. 2, 3, pp. 19–22.
2. Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. Issledovanie tochnosti volnovykh zubchatykh peredach vneshnego deformirovaniia [Investigation of kinematic accuracy of external deformation wave gears]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, 2012, no. 6, pp. 18–24.
3. Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. Eksperimental'nye issledovaniia volnovykh privodov s razlichnoi konstruksiei generatora voln [Experimental studies of wave drives with different designs Wave Generator]. *Privody i komponenty mashin*, 2011, № 2, 3, pp. 16–18.
4. Kostikov Iu.V., Fursiak F.I. Issledovanie vibroakusticheskikh kharakteristik silovykh privodov s volnovymi zubchatymi peredachami [Investigation of vibroacoustic characteristics of actuators with wave gears]. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana «Vibratsii v mekhanizмах mashinakh»*, [Proc. of the Bauman MVTU «Vibrations in the instruction manual»], 1988, no. 504, pp. 14–21.
5. *Volnovaia peredacha* [Wave transmission]. USSR Author's Certificate, no. 1402737, 1988, no. 22.
6. Gavrilenko V.A., Skvortsova N.A. Konstruktsiia i geometricheskii raschet volnovykh zubchatykh peredach [Design and calculation of geometrical wave gear]. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana «Teoriia mekhanizmov i mashin»* [Proc. of the Bauman MVTU «Theory of mechanisms and machines»]. 1978, no. 291, issue 8, pp. 22–33.
7. *Zhestkoe koleso shagovoi zubchatoi peredachi* [Rigid wheel jogging gear]. USSR Author's Certificate, no. 1556118, 1990, no. 20.
8. *Volnovaia peredacha* [Wave transmission]. USSR Author's Certificate, no. 1307127, 1987, no. 16.
9. *Odnovolnovaia peredacha* [Single-wave transmission]. USSR Author's Certificate, no. 1167374, 1985, no. 26.
10. *Ustroistvo dlia peredachi i preobrazovaniia vrashchatel'nogo dvizheniia* [Device to transfer and convert the rotary motion]. USSR Author's Certificate, no. 1569467, 1990, no. 21.

Статья поступила в редакцию 15.10.2012

Информация об авторах

КОСТИКОВ Юрий Васильевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

ФУРСЯК Федор Иосифович (Москва) — кандидат технических наук кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

KOSTIKOV Yuri Vasilievich (Moscow) — Candidate of Engineering Sciences, Assoc. Prof. «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia).

TIMOFEEV Gennady Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. Techn., Professor «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia, e-mail: timga@bmstu.ru).

FURSYAK Fedor Iosifovich (Moscow) — Candidate of Engineering Sciences «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia).