

УДК 621.01

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

В.П. Гилета, А.В. Барис

Новосибирский государственный технический университет

Волновые передачи обладают рядом преимуществ в сравнении с другими передачами: высокими нагрузочной способностью, кинематической точностью, малыми габаритами и массой. Недостатком этих передач является невозможность получения передаточных отношений меньше 80. Создана принципиально новая волновая передача с гибким колесом в виде подвижного устройства, состоящего из пальцев, и передаточным отношением от 6 до 80. В работе приводятся данные экспериментального исследования коэффициента полезного действия макета новой волновой передачи, обладающего передаточным отношением равным 8. Корпус макета выполнен из алюминия, а основные детали из стали без термообработки. В передаче обеспечивалось полужидкостное смазывание деталей жидким минеральным маслом. Для уменьшения трения пальцев о генератор их концы были снабжены роликами из пластмассы. Принцип оценки коэффициента полезного действия волновой передачи основан на измерении входного и выходного моментов. Для определения коэффициента полезного действия создан экспериментальный стенд, содержащий электродвигатель и фрикционный тормоз. Фиксация входного и выходного моментов осуществлялась при помощи электронных весов и рычажных систем. Аппроксимирующей функцией зависимости коэффициента полезного действия от момента на выходном валу была выбрана прямая. На основании эксперимента установлен коэффициент полезного действия вновь созданной волновой передачи, равный 0,54.

Ключевые слова: волновая передача, редуктор, передаточное отношение, коэффициент полезного действия, подвижное устройство, пальцы, профилированные отверстия, колесо внутреннего зацепления, генератор, экспериментальный стенд, крутящий момент.

1. Постановка задачи

Принцип работы волновой передачи основан на преобразовании волнового движения одного из звеньев механизма [1, 2]. Волновые передачи обладают рядом преимуществ в сравнении с другими механическими передачами. К ним относятся высокая нагрузочная способность, высокая кинематическая точность, малые габариты и масса, высокий коэффициент полезного действия (КПД). Однако передаточные отношения волновых передач лежат в диапазоне 80...300, хотя диапазон передаточных отношений редукторов общего назначения одноступенчатых, двухступенчатых и червячных лежит в диапазоне до 80. Это ограничение является основным недостатком волновых передач. Нижний предел передаточных отношений волновых передач обусловлен конструкцией гибкого колеса, выполненного в виде тонкостенного цилиндра с нарезанными по его краю зубьями. При передаточных отношениях ниже 80 для работы передачи необходимы большие деформации гибкого колеса, которые приводят к большим изгибным напряжениям в гибком колесе, приводящим к его поломкам [3]. Для обеспечения диапазона передаточных отношений от 6 до 80 предложена конструкция волновой передачи, в которой гибкое колесо заменено подвижным устройством, состоящим из отдельных жестких звеньев [4, 5]. Деформация гибкого колеса осуществляется за счет относительных вращений звеньев механизма. В предлагаемой волновой передаче потери на деформирование гибкого колеса, в отличие от традиционной волновой передачи, сводятся к потерям в кинематических парах звеньев, представляющих

собой подвижное устройство. В связи с вышесказанным возникает задача определения степени этих потерь и эффективности применения такого механизма. Поскольку основным показателем эффективности работы механизма является коэффициент полезного действия (КПД), поставленную задачу можно решить путем определения КПД на испытательном стенде [6, 7].

2. Описания метода решения

Для проведения эксперимента был создан макет волновой передачи (рис. 1).



Рис. 1 / Fig. 1

На рис. 2 показана принципиальная схема волновой передачи. Гибкое колесо волновой передачи представляет собой подвижное устройство, состоящее из пальцев 1, объединенных пластинами 2. Каждая пластина соединяет два соседних пальца. Пальцы одним концом при помощи сферических шарниров установлены на диске выходного вала 3, другим концом опираются на генератор 4. Для обеспечения крутильной жесткости подвижного устройства на выходном валу имеется дополнительный диск 5 с профилированными отверстиями, в которых расположены пальцы. Предлагаемая передача, как и традиционная волновая, имеет концентричное расположение входного 6 и выходного 7 валов и жесткое колесо 8 внутреннего зацепления, неподвижно установленное в корпусе. Для уменьшения потерь на трение концы пальцев опираются на генератор через ролики. Количество пальцев меньше, чем количество зубьев жесткого колеса и равно количеству профилированных отверстий дополнительного диска.

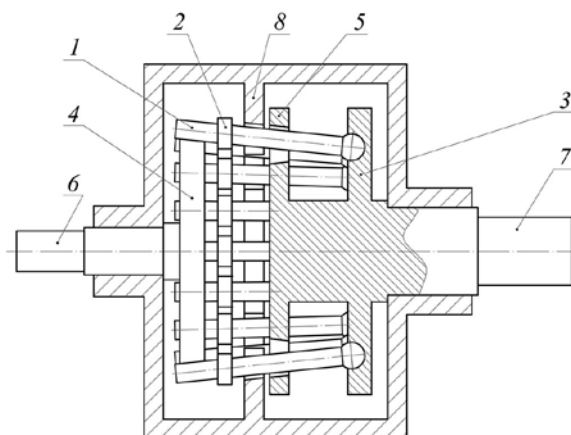


Рис. 2 / Fig. 2

Макет имеет следующие характеристики. Передаточное отношение – 8. Количество пальцев равно 16. Диаметр пальцев 6 мм. Окружной шаг зубчатого колеса 12,5 мм. Макет имеет алюминиевый корпус и основные детали, выполненные из стали. Для уменьшения трения концы пальцев снабжены роликами, выполненными из пластмассы, взаимодействующими с генератором волн. Детали пальцев и взаимодействующие с ними детали передачи выполнены из стали 45, без термической обработки. Детали передачи смазаны жидким минеральным маслом. Для работы передачи обеспечивается полужидкостное смазывание деталей.

Принцип оценки КПД волновой передачи основан на измерении входного и выходного моментов. В эксперименте был использован испытательный стенд (рис. 3, 4), имеющий основание, на котором устанавливался корпус волновой передачи 1. Входной вал волновой передачи соединен с валом электродвигателя 2 муфтой. Задний щит электродвигателя опирается на основание через шарикоподшипник и стойку. Электродвигатель постоянного тока напряжением 110 В питается от понижающего трансформатора и выпрямителя. К корпусу электродвигателя жестко прикреплен рычаг 3, взаимодействующий с электронными весами 4. Для оценки крутящего момента волновой передачи используется рычажная система 5 и электронные весы 6. При этом рычаг 5 на выходном валу установлен через фрикционный тормоз 7. Рычаги на электродвигателе и волновой передаче имеют одинаковые плечи, равные 161,5 мм.

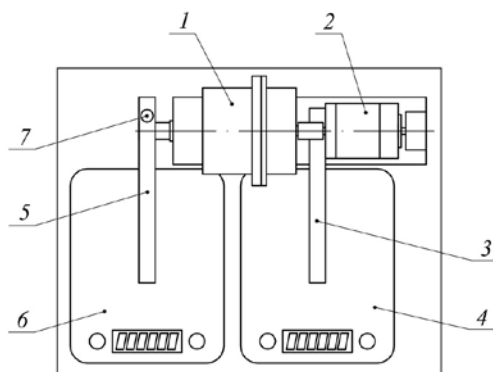


Рис. 3 / Fig. 3

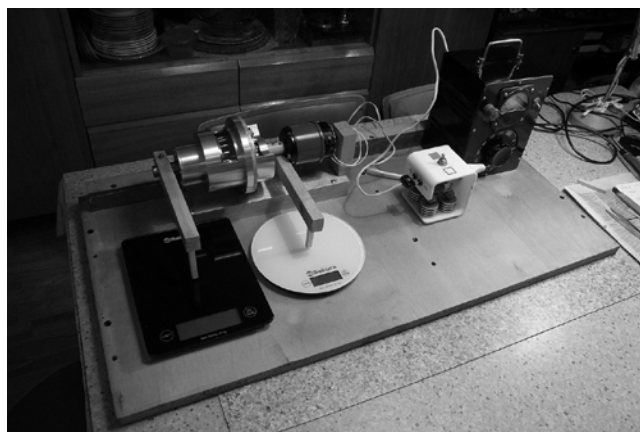


Рис. 4 / Fig. 4

Механическим коэффициентом полезного действия КПД η называется отношение работы сил производственных сопротивлений $A_{\text{ПС}}$ к работе всех движущих сил за цикл установившегося движения $A_{\text{Д}}$ [8–11]

$$\eta = \frac{A_{\text{ПС}}}{A_{\text{Д}}}.$$

Можно записать

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1}, \quad (1)$$

где ω_1 , ω_2 – частоты вращения соответственно входного и выходного валов волновой передачи, T_1 , T_2 – крутящие моменты, действующие на указанных валах.

Учитывая, что передаточное отношение волновой передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

из (1) получим

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}. \quad (2)$$

Вращающий момент электродвигателя T_1 передается входному валу волновой передачи.

Пренебрегая моментом трения в щетках, подшипниках и потерями на трение о воздух ротора электродвигателя, реактивный момент T_{R1} на корпусе двигателя по абсолютной величине можно принять, равным моменту движущих сил T_1 . В стенде реактивный момент на корпусе электродвигателя уравновешивается моментом на рычаге (рис. 5). Запишем:

$$|T_1| \approx T_{R1} = F_1 \cdot L_1 - G_{01} \cdot L_{01},$$

где F_1 – сила воспринимаемая весами, L_1 – плечо приложения силы реакции весов, G_1 – сила тяжести рычага, L_{01} – плечо приложения силы тяжести рычага.

Момент $G_{01} \cdot L_{01}$ можно привести к оси вала двигателя:

$$T_{01} = G_{01} \cdot L_{01} = F_{01} \cdot L_1. \quad (3)$$

Тогда можно записать:

$$T_1 = F_1 \cdot L_1 - T_{01}. \quad (4)$$

Момент на выходном валу волновой передачи уравновешивается моментом трения T_{fr} фрикционного тормоза

$$T_2 = T_{fr}.$$

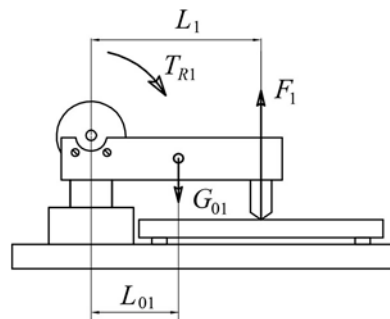


Рис. 5 / Fig. 5

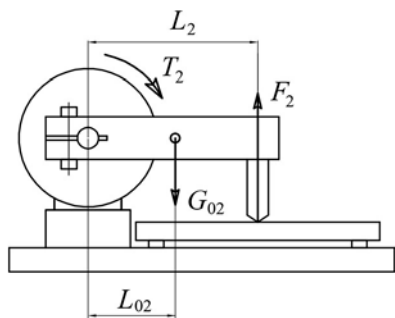


Рис. 6 / Fig. 6

Выражение момента сил производственных сопротивлений можно представить (рис. 6) как

$$T_2 = F_2 \cdot L_2 - T_{02}, \quad (5)$$

где момент от силы тяжести рычага, приведенный к оси волновой передачи,

$$T_{02} = G_{02} \cdot L_{02} = F_{02} \cdot L_2. \quad (6)$$

Моменты сил тяжести рычагов постоянны и определялись для входного вала по формуле (3) при выключенном электродвигателе, для выходного вала – по формуле (6) при отключенном фрикционном тормозе.

3. Полученные результаты

Для получения момента создаваемого фрикционным тормозом при постоянной частоте вращения использовалось шесть измерений. Расчет КПД производился по формулам (2)–(6). В качестве аппроксимирующей функции была выбрана прямая [12]. Коэффициенты прямой были определены методом наименьших квадратов. Поле точек и аппроксимирующая кривая представлены на рис. 7.

Как видно из рисунка 7, КПД возрастает с увеличением момента на выходном валу и достигает значения 0,54 при 3,7 Нм. Это объясняется тем, что с ростом нагрузки доля потерь на трение становится меньше по отношению к общей передаваемой мощности. Ограниченный диапазон тормозных моментов ($T_2 < 3,7$ Нм) обусловлен прочностными возможностями испытуемого макета волновой передачи. В связи с этим на графике не наблюдается зоны максимума КПД. Проведенный эксперимент показывает, что при более качественном (промышленном) изготовлении модели волновой передачи возможно достижение значений КПД, превышающих 0,54 при увеличении крутящих моментов выше 3,7 Нм.

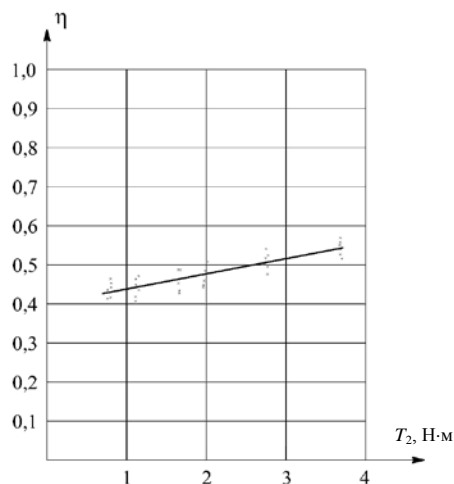


Рис. 7 / Fig. 7

Выводы

Экспериментально установлено для волновой передачи с передаточным отношением 8 значение КПД, равное 0,54, достигнутое при нагрузке 3,7 Нм.

Можно заключить, что по критерию реализуемых значений КПД созданная волновая передача является достаточно эффективной, так как подобные значения КПД имеют передачи винт–гайка скольжения и однозаходные червячные передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Егоров О.Д., Подураев Ю.В.** Мехатронные модули. Расчет и конструирование. – М.: СТАНКИН, 2004. – 360 с.
2. **Гинзбург Е.Г.** Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160 с.
3. **Иванов М.И.** Волновые зубчатые передачи. – М.: Высш. шк., 1981. – 183 с.
4. **Гилета В.П., Барис А.В.** Волновая передача [Электронный ресурс] // VI Всероссийская конференция «Актуальные вопросы строительства»: труды. – Новосибирск: Изд-во НГАСУ, 2013. – С. 73–79. – URL: http://www.nauka.sibstrin.ru/files/ntk/VI/Актуальные_вопросы_строительства_2013.pdf (дата обращения: 22.09.2014).
5. **Гилета В.П., Барис А.В.** Профилирование зубьев волновой передачи // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2013. – № 1 (20). – С. 80–86.
6. **Колесник А.И., Гварамадзе Н.В.** Экспериментальное исследование зубчатых волновых передач // Волновые и цепные передачи. – М.: СТАНКИН, 1967. – С. 103–110.
7. **Непомнящих Г.Е., Татищев В.Н.** Экспериментальное исследование волнового зубчатого редуктора из пластмассы // Волновые передачи. – М.: СТАНКИН, 1975. – С. 203–215.
8. **Артоболевский И.И.** Теория механизмов и машин: учеб. для вузов. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
9. **Левитский Н.И.** Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 590 с.
10. **Синкевич Ю.Б.** Приближенный анализ потерь в зубчатом двухволновом редукторе // Волновые и цепные передачи. – М.: СТАНКИН, 1967. – С. 111–119.
11. **Фролов К.В.** Теория механизмов и машин: учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
12. **Степанов М.Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

THE EFFICIENCY COEFFICIENT OF THE WAVE GEAR

V.P. Gileta., A.V. Baris*Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia*

Wave gears have a number of advantages in comparison with other transmissions such as high load capacity, kinematic accuracy, small dimensions and weight. The disadvantage of these gears is the inability to obtain reduction ratios less than 80. A fundamentally new wave gear with a flexible wheel in the form of a mobile device consisting of fingers with the reduction ratio from 6 to 80 is created. Data of experimental studies of the efficiency coefficient of the new wave gear model with the reduction ratio equal to 8 are provided in the paper. The body of the model is made of aluminum, and the main parts are made of nonheat-treated steel. Semi-fluid lubrication of the parts is provided with a liquid mineral oil in the transmission. To reduce friction between the fingers and the generator, the ends of the fingers are equipped plastic rollers. The estimation principle of the efficiency coefficient of the wave gear is based on the input and output moment measurement. To determine the efficiency coefficient a test stand containing an electric motor and a frictional brake has been created. The fixation of input and output moments is carried out by means of electronic scales and leverage systems. A straight line is chosen as an approximating function of the efficiency coefficient dependence on the output moment. Based on the experiment results the efficiency of the proposed wave transmission has been found to be equal to 0,54.

Keywords: wave gear, reducer, reduction ratio, coefficient of efficiency, mobile device, fingers, profiled holes, wheel internal engagement, generator, test bench, torque.

REFERENCES

1. Egorov O.D., Poduraev Yu.V. *Mekhatronnye moduli. Raschet i konstruirovaniye* [Mechatronic modules. Calculation and Design]. Moscow, STANKIN Publ., 2004. 360 p.
2. Ginzburg E.G. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 160 p.
3. Ivanov M.I. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1981. 183 p.

4. Gileta V.P. Baris A.V. [Wave transmission]. *Trudy 6 Vserossiiskoi konferentsii «Aktual'nye voprosy stroitel'stva»* [Proceedings of the 6th All-Russian Conference "Actual problems of building"], Novosibirsk, NGASU Publ., 2013, pp. 73-79. Available at: http://www.nauka.sibstrin.ru/files/ntk/VI/Актуальные_вопросы_строительства_2013.pdf (accessed 22.09.2014).
5. Gileta V.P. Baris A.V. Profilirovanie zub'ev volnvoi peredachi [The profiling of the teeth of the harmonic drive]. *Doklady Akademii Nauk Vysshei Shkoly Rossiiskoi Federatsii – Proceedings of the Russian Higher School Academy of Sciences*, 2013, no. 1, pp. 80-86.
6. Kolesnik A.I., Gvaramadze N.V. Eksperimental'noe issledovanie zubchatykh volnovykh peredach [Experimental study of wave transmission gear]. *Volnovye i tsepyne peredachi*. Moscow, STANKIN Publ., 1967, pp. 103-110.
7. Nepomnyashchikh G.E. Tatishchev V.N. Eksperimental'noe issledovanie volnovogo zubchatogo reduktora iz plastmassy [Experimental study of the wave gear reducer made of plastic]. *Volnovye peredachi*. Moscow, STANKIN Publ., 1975, pp. 203-215.
8. Artobolevskii I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1988. 640 p.
9. Levitskii N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1990. 590 p.
10. Sinkevich Yu.B. Priblizhennyi analiz poter' v zubchatom dvukhvolnovom reduktore [An approximate analysis of the losses in the two-wave gear reducer]. *Volnovye i tsepyne peredachi*, Moscow, STANKIN Publ., 1967, pp. 111-119.
11. Frolov K.V. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987. 496 p.
12. Stepanov M.N. *Statisticheskie metody obrabotki rezul'tatov mekhanicheskikh ispytaniy*. Spravochnik [Statistical methods for processing the results of mechanical tests: Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 232 p.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Гилета Владимир Павлович – родился в 1948 году, д-р техн. наук, профессор кафедры проектирования технологических машин НГТУ. Область научных интересов: горные и строительные машины, пневматические ударные машины, динамика и прочность, виброперемещения, теория механизмов и машин. Опубликовано 136 научных работ. (Адрес: 630007, РФ, г. Новосибирск, ул. Советская, д. 8, кв. 76. Email: gileta@inbox.ru; pmx08@mail.ru).

Gileta Vladimir Pavlovich (b. 1948) – doctor of science, professor of department design of technology machines. His research interests are mining and construction machines, pneumatic impact machines, dynamics and strength, vibrational displacement, theory of machines and mechanisms. He is author of 136 scientific papers. (Address: House Number 8/76, Str. Soviet, Novosibirsk, 630007, Russia. Email: gileta@inbox.ru; pmx08@mail.ru).



Барис Андрей Викторович – родился в 1971 году, аспирант кафедры проектирования технологических машин НГТУ. Область научных интересов: механические передачи. Опубликовано 3 научные работы. (Адрес: 630049, РФ, г. Новосибирск, Красный проспект, д. 87/2. Email: andrey-mak@ngs.ru).

Baris Andrey (b. 1971) – post graduate of department design of technology machines. His research interests are currently focused on gears mechanisms. He is author of 3 scientific papers. (Address: House Number 87/2, Krasny prospect, Novosibirsk, 630049, Russia. Email: andrey-mak@ngs.ru).

*Статья поступила 28 мая 2014 г.
Received May 28, 2014*

To Reference:

Gileta V.P., Baris A.V. Koeffitsient poleznogo deistviya volnvoi peredachi [The efficiency coefficient of the wave gear]. *Doklady Akademii Nauk Vysshei Shkoly Rossiiskoi Federatsii – Proceedings of the Russian Higher School Academy of Sciences*, 2014, no. 2-3 (23-24), pp. 50-56.