

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.7


10.18698/0536-1044-2017-9-3-11

Проектирование и экспериментальное исследование привода системы автоматического управления с волновой зубчатой передачей

В.Б. Тарабарин, З.И. Тарабарина

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Design and Experimental Research of the Drive of an Automatic Control System with a Harmonic Drive

V.B. Tarabarin, Z.I. TarabarinaBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: vtarabarin@gmail.com

i Совершенствование систем автоматического управления невозможно без создания новых современных конструкций механических приводов, обеспечивающих высокую точность, малый приведенный момент инерции и большой коэффициент полезного действия. Этими качествами обладают волновые зубчатые передачи. Рассмотрена конструкция электромеханического привода с волновой зубчатой передачей, предназначенного для системы автоматического управления. Приведены технические характеристики привода. Описаны экспериментальные стенды, методики проведения испытаний и обработки данных. Представлены результаты экспериментальных исследований коэффициента полезного действия, мертвого хода и крутильной жесткости, погрешности передаточного отношения, виброактивности и амплитудно-частотной характеристики редуктора. Проведено сравнение результатов экспериментов с данными аналогичных исследований, выполненных на приводах с волновой зубчатой передачей.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, коэффициент полезного действия, мертвый ход, крутильная жесткость, погрешность передаточного отношения, виброактивность привода

i Enhancement of automatic control systems is impossible without designing modern drives that provide high accuracy, small reduced moment of inertia and high efficiency; and harmonic drives possess these qualities. This paper presents the design of an electromechanical actuator with a harmonic drive intended for automated control systems. Technical characteristics of the actuator as well as experimental stands, test methods and data processing technics are described. The results of experimental studies of the efficiency factor, backlash and torsional rigidity, gear ratio errors, vibration activity and frequency-response of the reducing gear are presented. The experimental results are compared with the results of similar studies performed on the actuators equipped with harmonic drives.

Keywords: harmonic drive, efficiency factor, backlash, torsional rigidity, gear ratio error, vibration activity

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) находят широкое применение в качестве редукторов систем автоматического управления (САУ). Эти передачи хорошо удовлетворяют требованиям, предъявляемым к передаточным механизмам САУ, так как имеют высокую кинематическую точность и малый приведенный момент инерции при относительно большой крутильной жесткости и высоком коэффициенте полезного действия (КПД).

Цель работы — рассмотреть вопросы проектирования электромеханического привода САУ с волновым зубчатым редуктором (ВЗР) и представить результаты экспериментального исследования параметров привода и волнового зубчатого механизма: КПД, мертвого хода, крутильной жесткости, амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) и виброактивности.

Выбор кинематической схемы и конструктивного исполнения ВЗР. Редуктор для САУ должен обеспечивать минимальные значения приведенного момента инерции, момента трогания и мертвого хода, а также высокие крутильную жесткость и кинематическую точность. Привод САУ должен обладать низкой виброактивностью и не должен иметь резонансов в зоне рабочих частот. В работах [1–8] описано большое количество разнообразных схем волновых редукторов, различающихся типом генераторов волн (кулачковый, дисковый, роликовый), направлением деформирования (наружное или внутреннее) гибкого колеса (ГК), расположением генератора волн (внутри ГК или снаружи), видом соединения гибкого зубчатого венца с валом или корпусом (гибкий стакан, труба с радиальным или осевым шлицевым соединением, волновая зубчатая муфта).

Исследуемый привод (рис. 1) состоит из электродвигателя СД-250А 1, тахогенератора ТГП-1 5 и ВЗР 3. Вал электродвигателя соединен с входным валом волнового редуктора сильфонной муфтой 2, а с валом тахогенератора прямозубой конической передачей, имеющей передаточное отношение $i_k = 1$. Для уменьшения момента трогания ВЗР выполнен по схеме с «плавающим» генератором волн [8], т. е. быстросходный вал установлен на одном сферическом подшипнике. Генератор волн — малоинерционный, двухволновой, дисковый, с углом облегания дисков $\beta = 60^\circ$. Передаточное отношение волновой передачи $i = 110$, модуль

зацепления $m = 0,4$ мм, максимальная радиальная деформация $w_0 = 0,4$ мм.

Расчет геометрии зацепления проведен по методике, описанной в работе [8]. Коэффициенты смещения исходного производящего контура инструмента: для ГК $x_1 = 2,475$; для жесткого колеса (ЖК) $x_2 = 2,251$. Диаметр срединной поверхности ГК до деформации $d_{cl} = 87,2$ мм, толщина оболочки $h_c = 0,9$ мм. ГК выполнено в виде тонкостенного стакана и закреплено в корпусе. ЖК установлено на выходном валу 4 (см. рис. 1, б) редуктора ближе к шестерне выходной зубчатой передачи. Для уменьшения осевых габаритных размеров редуктора и повышения крутильной жесткости выходной вал имеет полость, внутри которой размещено ГК. Точность изготовления зубчатых колес: ГК — ст. 7-Д, ЖК — ст. 8-Д.

Опишем экспериментальные исследования параметров привода — КПД, крутильной жесткости и мертвого хода, АЧХ и виброактивности, — характеризующих его качественные показатели. Полученные результаты сравним с данными экспериментов других исследователей [9–14].

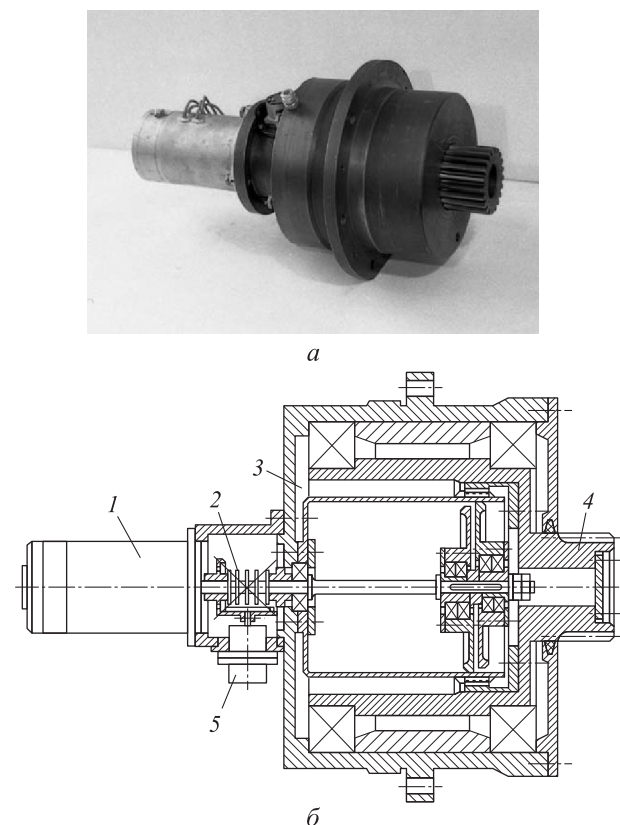


Рис. 1. Внешний вид (а) и конструктивная схема (б) привода с ВЗР

Экспериментальное определение КПД ВЗР.

КПД волнового редуктора определяли на стенде, схема которого представлена на рис. 2, а. Момент нагрузки M_n на выходном валу ВЗР 3 создавался с помощью порошкового электромагнитного тормоза ПТ-16-М 5. Развиваемый двигателем крутящий момент M_d измеряли по показаниям динамометра мотор-весов 1.

Двигатель мотор-весов 4МИ-12ФС соединяли с входным валом волновой зубчатой передачи поводковой муфтой 2, а выходной вал ВЗР с валом тормоза — зубчатой муфтой 4. Скорость входного вала контролировали по показаниям тахогенератора ТГП-1 6. КПД рассчитывали по известной формуле

$$\eta = \frac{M_n}{M_d i}$$

Кривая 1 (рис. 2, в), построенная по результатам этого эксперимента, отражает зависи-

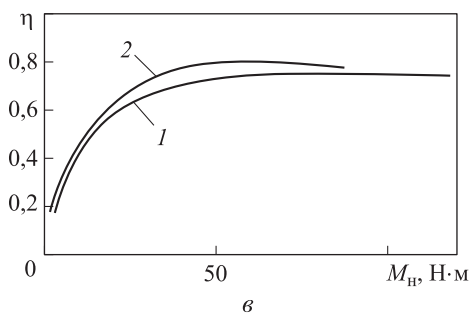
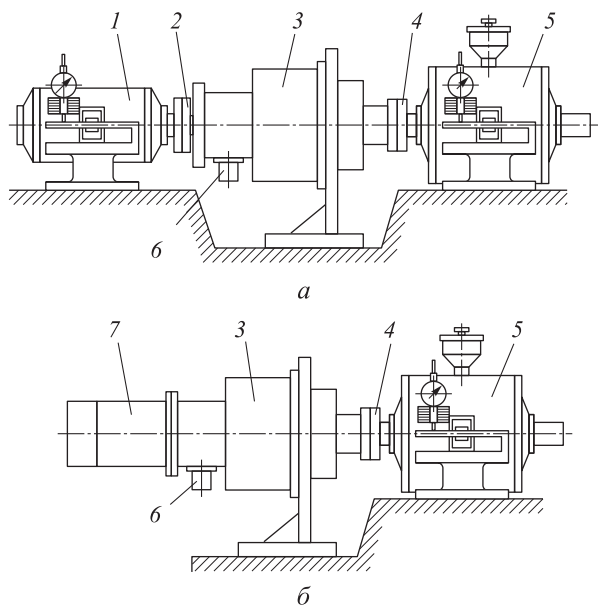


Рис. 2. Экспериментальное определение КПД редуктора:

а и б — схемы первого и второго стендов; в — зависимость КПД η от момента нагрузки M_n на выходном валу ВЗР, полученная на первом (1) и втором (2) стендах

мость КПД от момента нагрузки M_n на выходном валу ВЗР при постоянной угловой скорости вала двигателя $n_d = 6\ 000$ об/мин.

Для повышения достоверности полученных данных проведено исследование КПД другим методом на стенде, схема которого приведена на рис. 2, б. В этом случае определяли среднюю мощность на входе ВЗР путем измерения электрических параметров в цепях электродвигателя СД-250А 7. Мощность на входном валу ВЗР 3 приблизительно рассчитывали по выражению

$$P = U_{я} I_{я} - [U_{я.х} I_{я.х} + (I_{я}^2 - I_{я.х}^2) R_{я}],$$

где P — мощность на валу электродвигателя, Вт; $U_{я}$, $U_{я.х}$ и $I_{я}$, $I_{я.х}$ — напряжение и ток в цепи якоря электродвигателя соответственно под нагрузкой и без нее, В и А; $R_{я}$ — активное сопротивление обмотки якоря электродвигателя, Ом.

Как и в первом эксперименте, нагружение выходного вала крутящим моментом M_n проводилось тормозом ПТ-16-М 5, соединенным с выходным валом редуктора зубчатой муфтой 4. Среднюю мощность на выходном валу редуктора определяли по формуле

$$N = 0,102 \frac{\pi n_d}{30} M_n,$$

где N — мощность сил сопротивления на выходном валу редуктора, Вт. Для измерения угловой скорости вала двигателя n_d использовали строботаксометр СТ-5.

КПД редуктора определяли как отношение полученных значений мощности:

$$\eta = \frac{N}{P}$$

По результатам второго эксперимента построена кривая 2 (см. рис. 2, в), соответствующая зависимости $\eta = f(M_n)$ при постоянной угловой скорости вала двигателя $n_d = 6\ 000$ об/мин.

Значения КПД, полученные в первом эксперименте, несколько занижены, так как они включают в себя механические потери в двигателе и соединительной поводковой муфте. Значения η , определенные во втором эксперименте, завышены, потому что не учтены индукционные потери в двигателе. В связи с этим действительное значение КПД должно располагаться между кривыми 1 и 2 (см. рис. 2, в).

Экспериментальное определение крутильной жесткости и мертвого хода ВЗР. Мертвый ход

выходного вала редуктора определяли в статике при заторможенном входном валу на стенде, схема которого показана на рис. 3, а. Выходной вал ВЗР 2 с помощью рычажного устройства 4 нагружался крутящим моментом M_n . Угол поворота выходного вала θ измерялся стрелочным индикатором типа I ИГМ 3. Зависимость угла поворота выходного вала от момента нагрузки приведена на рис. 3, б.

Поскольку в зоне действия малых моментов (на участке $M_n = \pm 10$ Н·м, когда момент нагрузки соизмерим с моментом трения) невозможно получить характеристику жесткости экспериментальным путем, участки графика соединяли плавной кривой. На рис. 3, в изображена полярная диаграмма изменения мертвого хода θ при нагрузке $M_n = \pm 50$ Н·м в зависимости от положения выходного вала. Измерения проводили по схеме (рис. 3, а) для 22 зубьев шестерни

выходного вала. Положение выходного вала изменялось оптической делительной головкой ОДГ-10 1, жестко связанной с входным валом редуктора. Полученное по этой диаграмме среднее значение мертвого хода $\theta_{cp} = 7'$. Средняя жесткость редуктора c , определенная с помощью графической зависимости, составила

$$c = \frac{M_n}{\theta_{cp}} \approx 6,25 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м/рад.}$$

Экспериментальное исследование передаточного отношения ВЗР. Исследование проводили на стенде, схема которого приведена на рис. 4, а. Стенд состоит из исследуемого редуктора 2 и двух оптических делительных головок ОДГ-10 1 и 3.

С помощью делительной головки 1 входной вал редуктора поворачивался на угол $\varphi_d + \Delta\varphi_d$,

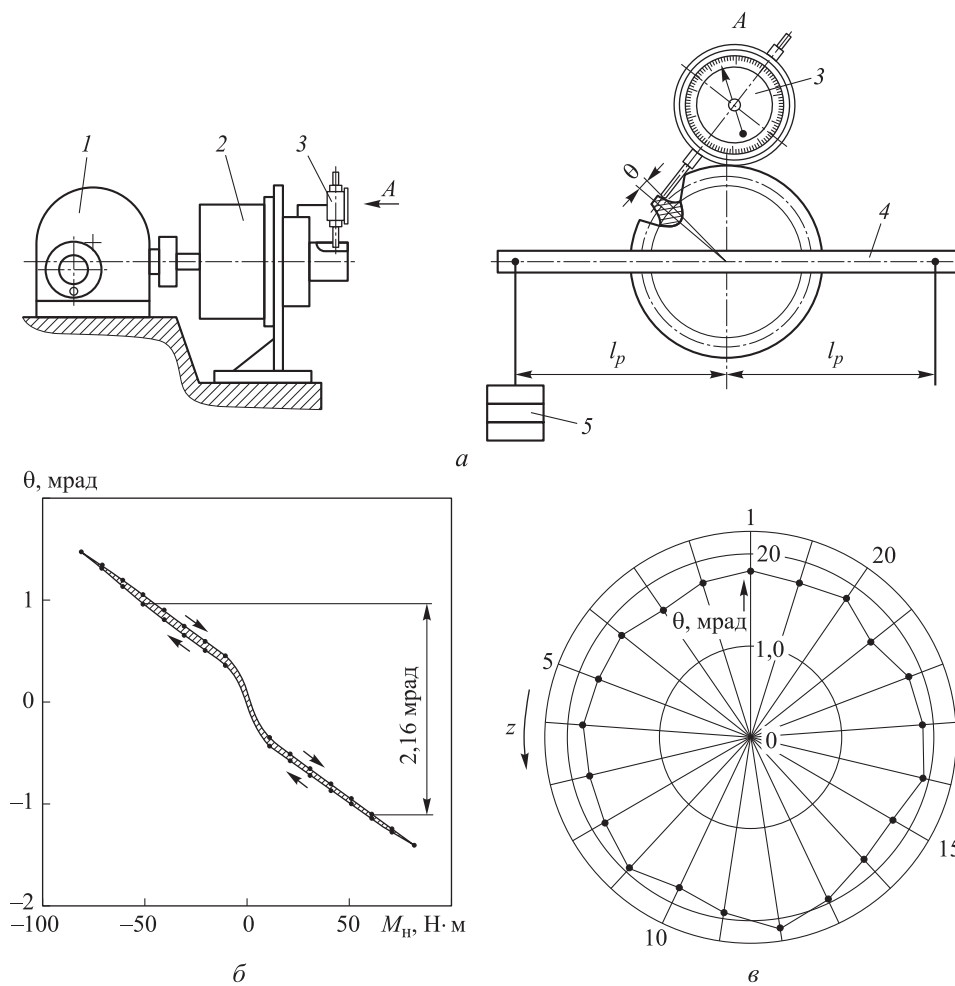


Рис. 3. Экспериментальное определение мертвого хода и крутильной жесткости: а — схема стенда; б — зависимость угла θ поворота выходного вала от момента нагрузки M_n (l_p — плечо приложения нагрузки); в — полярная диаграмма изменения мертвого хода θ при нагрузке $M_n = \pm 50$ Н·м в зависимости от положения выходного вала (z — номер зуба шестерни выходного вала, на котором проводилось измерение)

где шаг приращения угла $\Delta\varphi_d = 10^\circ$, а делительной головкой 3 проводилось измерение соответствующего приращения угла поворота выходного вала $\Delta\varphi_n$.

Передачное отношение определяли по формуле

$$i = \frac{\Delta\varphi_n}{\Delta\varphi_d},$$

сравнивали с передаточным числом редуктора $u = z_r / (z_{ж} - z_r)$ (z_r и $z_{ж}$ — числа зубьев ГК и ЖК) и рассчитывали погрешность передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{i - u}{u} \cdot 100 \%$$

Зависимость погрешности передаточного отношения от угла поворота входного вала ВЗР приведена на рис. 4, б. Для исследуемого редуктора максимальное значение этой погрешности не превышает $\Delta i_{max} = \pm 10 \%$.

Подобное исследование было проведено в ООО «НПО Техноприбор» (по материалам технического отчета «ТУР10в технологический универсальный робот 4СМ2.400.004 ПЗ») при

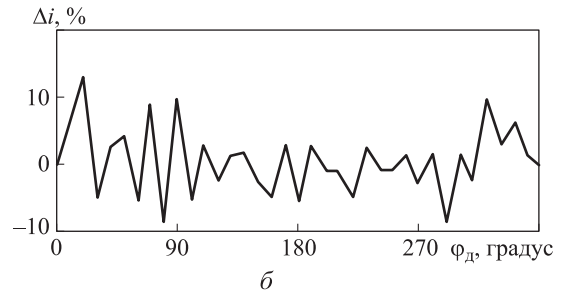
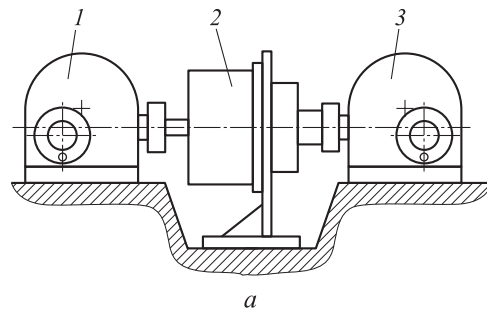


Рис. 4. Экспериментальное исследование передаточного отношения ВЗР: а — схема стенда; б — зависимость погрешности передаточного отношения Δi от угла φ_d поворота входного вала ВЗР

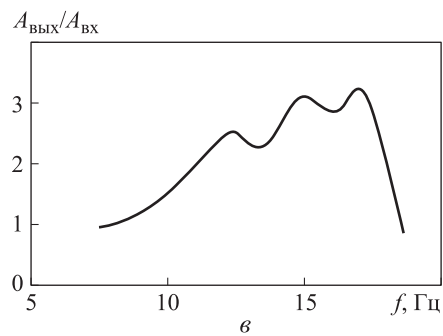
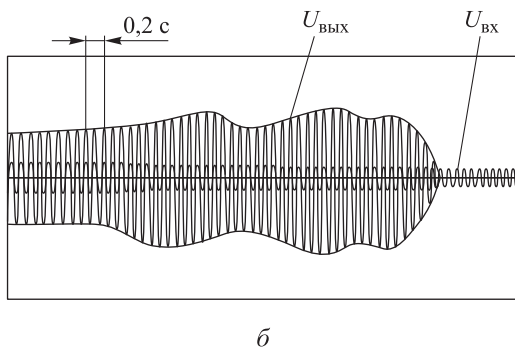
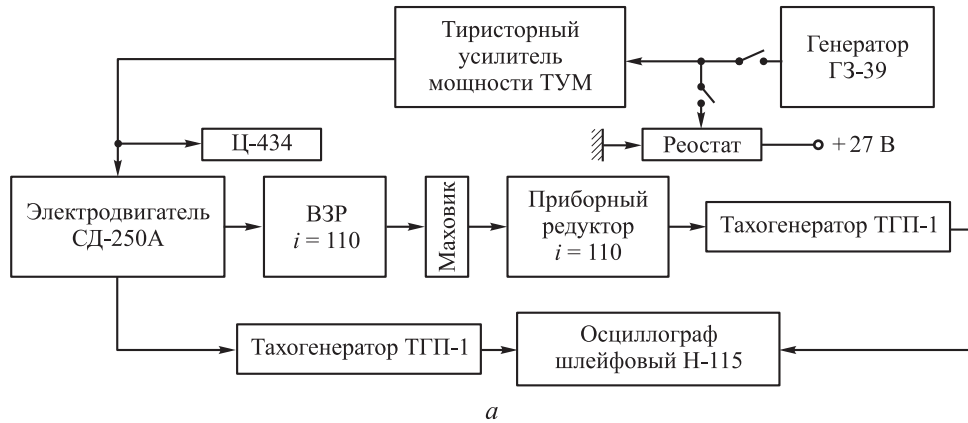


Рис. 5. Экспериментальное определение АЧХ привода с ВЗР:

а — структурная схема стенда; б — осциллограммы напряжения тахогенератора; в — АЧХ привода ($U_{вх}$ и $U_{вых}$ — амплитуды напряжений тахогенераторов ТГП-1, $A_{вых}/A_{вх}$ — отношение амплитуд углов поворота выходного и входного валов, скорость записи осциллограммы 50...10 мм за 0,2 с)

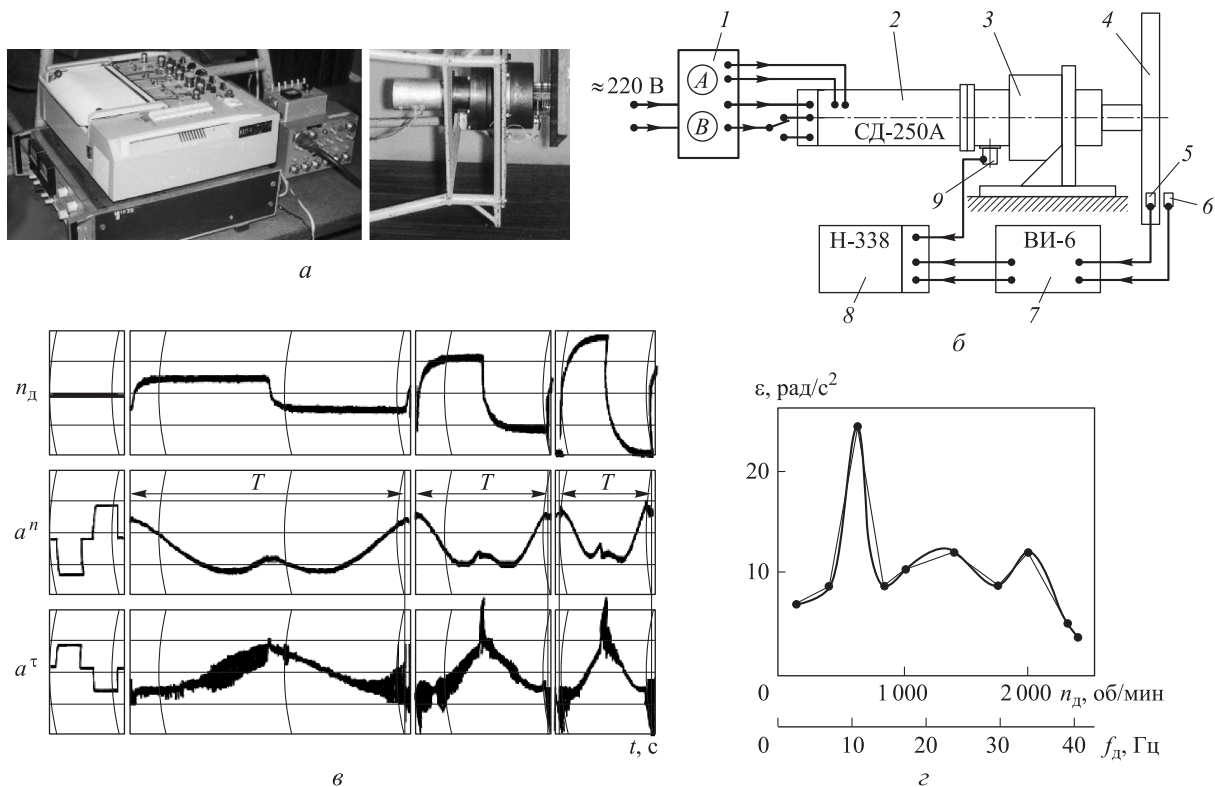


Рис. 6. Экспериментальное исследование виброактивности привода:
 а — внешний вид экспериментальной установки; б — ее схема (1 — регулируемый источник питания; 2 — электродвигатель СД-250А; 3 — ВЗР; 4 — маховик; 5 — датчик нормального ускорения; 6 — датчик тангенциального ускорения; 7 — виброизмеритель ВИ-6; 8 — быстродействующий самопишущий прибор Н-338; 9 — тахогенератор ТПП-1); в — осциллограммы нормального a^n и тангенциального a^τ ускорений (T — период, равный одному обороту выходного вала ВЗР); г — зависимость углового виброускорения ε от угловой скорости двигателя n_d и частоты f_d (• — средние значения; — аппроксимация)

выборе волнового редуктора для приводов робота ТУР-10. При испытаниях ВЗР различных производителей получены следующие максимальные значения погрешности Δi_{\max} , %: АОЗТ «НИИ «Редуктор» — ± 16 , Harmonic Drive — ± 5 , ООО «НПО Техноприбор» — ± 14 .

Экспериментальное определение АЧХ привода с ВЗР. Определение АЧХ привода с ВЗР проводили на стенде, структурная схема которого показана на рис. 5, а. Синусоидальный сигнал от низкочастотного генератора ГЗ-39 поступал на тиристорный усилитель мощности ТУМ и обеспечивал реверсивное вращение приводного электродвигателя СД-250А с заданной частотой. На выходном валу ВЗР для имитации инерционной нагрузки установлен маховик с моментом инерции $I_m = 0,06$ кг·м². Угол поворота выходного вала измерялся по сигналу с тахогенератора ТПП-1, соединенного с валом через приборный редуктор. Измерение угла поворота входного вала выполнялось по сигналу со второго тахогенератора

ТПП-1, вал которого связан с входным валом прямозубой конической передачей ($u = 1$). Сигналы с тахогенераторов входа и выхода редуктора регистрировал шлейфовый осциллограф Н-115.

Осциллограммы, отражающие зависимость напряжения тахогенератора от частоты f реверсирования входного вала, приведены на рис. 5, в, а построенная на основании этих осциллограмм АЧХ — на рис. 5, г. Как видно из рис. 5, г, АЧХ имеет три резонансные зоны, максимумы которых соответствуют частотам $f_1 = 12,5$ Гц, $f_2 = 15,0$ Гц и $f_3 = 17,0$ Гц. Амплитуда первого резонанса примерно на 30 % меньше, чем у второго и третьего. В диапазоне частот 0...8 Гц резонансов нет.

Экспериментальное исследование виброактивности привода с ВЗР. В 1986 г. вышла в свет работа японских ученых [13], в которой исследовалась виброактивность приводов с ВЗР. Эта виброактивность была обнаружена у промышленных роботов, так как она вызывала

значительные отклонения центра схвата манипулятора при равномерном вращении двигателей приводов. В работе изучалось влияние на виброактивность различных параметров волнового редуктора: погрешностей основных деталей механизма, погрешностей сборки и установки, момента внешней нагрузки.

Для рассматриваемого в данной статье привода также проведено экспериментальное исследование виброактивности (рис. 6). В отличие от экспериментов, описанных в работах [13, 14], привод располагался не вертикально, а горизонтально. Это усложнило обработку результатов, так как нужно было выделить гравитационную составляющую ускорения. Как и при исследовании АЧХ (при синусоидальном движении вала двигателя), обнаружены три резонансные зоны на частотах вращения входного вала $f_1 = 10$ Гц, $f_2 = 22$ Гц и $f_3 = 33$ Гц. Максимальное виброускорение, полученное на первой резонансной частоте, составило $\varepsilon_{\max} = 25$ рад/с. Второй резонанс происходит на удвоенной частоте первого, а третий — на его утроенной частоте. У второго и третьего резонансов амплитуда в 2 раза меньше, чем у первого.

При испытании различных конструкций приводов с волновыми редукторами для работа типа ТУР10в были получены следующие максимальные виброускорения ε_{\max} , рад/с: Harmonic drive — 10, ООО «НПО Техноприбор» — 110, АОЗТ «НИИ «Редуктор» — 55. Исследование проводилось в диапазоне частот 0...15 Гц, где наблюдались два резонанса, причем у второго частота была примерно в 2 раза больше, чем у первого. Для большей части исследованных приводов (12 вариантов) амплитуда у первого резонанса была меньше, чем у второго.

Выводы

1. При проектировании ВЗР уже на этапе выбора схемы механизма и его конструктивно-

го исполнения следует использовать решения, позволяющие получить высокую крутильную жесткость и низкую виброактивность. В рассмотренном приводе это обеспечивается полым выходным валом большого диаметра, внутри которого размещены все основные элементы конструкции, а также расположением ЖК, закрепленного у конца выходного вала. Снижение виброактивности и повышение точности ВЗР достигается применением плавающего генератора волн и сильфонной муфты крепления вала двигателя к редуктору [8].

2. Экспериментальные данные по исследованию КПД механизмов с ВЗП приведены во многих работах [1–5, 10–12]. Максимальные значения КПД при передаточных числах 80...120 в зависимости от конструкции и геометрии зацепления колеблются в широком диапазоне (0,77...0,90). Большие значения КПД получены для механизмов с кулачковым генератором, меньшие — для передач с дисковым генератором. КПД, определенные в данной работе, расположены в пределах указанного диапазона ($\eta = 0,77...0,8$).

3. При определении погрешности передаточного отношения получены значительные отклонения Δi от передаточного числа (в среднем 10 %). Эти значения совпадают с результатами других исследователей (в пределах 5...16 %). Для выявления причин таких существенных отклонений Δi требуются дополнительные теоретические и экспериментальные исследования.

Эксперименты по измерению виброактивности механизма с ВЗП показали, что при равномерном вращении входного вала привода с инерционной нагрузкой на выходном валу в приводе возбуждаются крутильные колебания. В исследованном диапазоне частот выявлены три резонансные зоны: $f_1 = 10$ Гц, $f_2 = 22$ Гц и $f_3 = 33$ Гц. Эти данные аналогичны результатам других исследователей [14].

Литература

- [1] Геращенко А.Н., Постников В.А., Самсонович С.М. *Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов*. Москва, Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010. 547 с.
- [2] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Высшая школа, 1981. 183 с.
- [3] Tarabarin V., Tarabarina Z. Alternative in Harmonic Train Design. *Proceedings of EU-COMES 08, the Second European Conference on Mechanism Science*, ed. Marco Ceccarelli, Springer, 2009, pp. 397–403.
- [4] Golovin A., Tarabarin V. *Russian Model from the Mechanisms Collection of Bauman University*. Springer, 2008. 245 p.

- [5] Dudley D.W. *Gear Handbook. The Design, Manufacture, and Application of Gears. Harmonic Drive Arrangement*. New York, Toronto, London, Sydney, McGraw-hill Book Company, 1962, pp. 335–343.
- [6] Ивашов Е.Н., Рысаков С.В., Панфилова Е.С., Шихов А.И. Задачи экспериментальных исследований волновых передач и требования к стендовой оснастке. *Успехи современного естествознания*, 2014, № 12–5, с. 596–600.
- [7] Клеников С.С., Панферов А.П., Амосова Э.П. Основные сведения и краткий обзор работ по волновым передачам, опубликованным в период с 1962 по 1982 годы включительно. Сообщение 3. Депонировано ВИНТИ 20.11.84 № 7442-84. Завод-ВТУЗ при Московском Автомобильном заводе имени И.А. Лихачева, 1984. 184 с.
- [8] Семин Ю.И., Тарабарин В.Б. Снижение вибраций приводов роботов с волновыми зубчатыми передачами. *Тр. МВТУ*, 1988, № 504, с. 53–59.
- [9] Андриенко Л.А., Шешулина Н.Б. Экспериментальное исследование крутильной жесткости волновой зубчатой передачи. *Инженерный вестник*, 2015, № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/813868.html> (дата обращения 15 марта 2017).
- [10] Гилета В.П., Барис А.В. Коэффициент полезного действия волновой передачи. *Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации*, 2014, № 2–3 (23–24), с. 50–56.
- [11] Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A. *An Experimental Study on Harmonic Drives*. Technical Report Submitted to International Submarine Engineering Ltd., Port Coquitlam BC, V3C, 2M8, Center for Intelligent Machines, McGill University, 1 March 1996. 37 p.
- [12] Tuttle T.D. *Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering*. Massachusetts, Artificial Intelligence Laboratory, 1992. 322 p.
- [13] Hidaka T., Sasahara M., Tanioka Y., Okada K. Torsional Vibration in the Robot Due to Wave Gears. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C*, 1986, vol. 52, is. 480, pp. 2207–2212.
- [14] Hidaka T., Ishida T., Zhang Y., Sentoku H., Sasahara M., Tanioka Y. Theoretical Analysis of the Vibration in a Robot due to a Strain Wave Gearing. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C*, 1989, vol. 55, is. 516, pp. 1864–1871.

References

- [1] Gerashchenko A.N., Postnikov V.A., Samsonovich S.M. *Pnevmaticheskie, gidravlicheskie i elektricheskie privody letatel'nykh apparatov na osnove volnovykh ispolnitel'nykh mekhanizmov* [Pneumatic, hydraulic and electric actuators of the aircraft based on the wave actuators]. Moscow, MAI-PRINT publ., 2010. 547 p.
- [2] Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [The wave gear drive]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1981. 183 p.
- [3] Tarabarin V., Tarabarina Z. Alternative in Harmonic Train Design. *Proceedings of EU-COMES 2008 – The 2nd European Conference on Mechanism Science*, 2009, pp. 397–403.
- [4] Golovin A., Tarabarin V. *Russian Model from the Mechanisms Collection of Bauman University*. Springer, 2008. 245 p.
- [5] Dudley D.W. *Gear Handbook. The Design, Manufacture, and Application of Gears. Harmonic Drive Arrangement*. New York, Toronto, London, Sydney, McGraw-hill Book Company, 1962, pp. 335–343.
- [6] Ivashov E.N., Rysakov S.V., Panfilova E.S., Shikhov A.I. Zadachi eksperimental'nykh issledovaniy volnovykh peredach i trebovaniia k stendovoi osnastke [Tasks of experimental studies of wave transmission and requirements for poster snap]. *Uspekhi sovremennogo estestvoznaniia* [Advances in current natural sciences]. 2014, no. 12–5, pp. 596–600.
- [7] Klenikov S.S., Panferov A.P., Amosova E.P. Osnovnye svedeniia i kratkii obzor rabot po volnovym peredacham, opublikovannym v period s 1962 po 1982 gody vkluchitel'no. Soobshchenie 3 [Basic information and a brief review of the wave transmissions, published from 1962 to 1982 inclusive. Post 3]. *Deponirovano VINITI 20.11.84 no. 7442-84. Zavod-VTUZ pri Moskovskom Avtomobil'nom zavode imeni I.A. Likhacheva* [Deposited in VINITI 20.11.84 no. 7442-84, Plant-VTUZ at the Moscow Automobile Plant named Likhachev I.A.]. 1984. 184 p.

- [8] Semin Iu.I., Tarabarin V.B. Snizhenie vibratsii privodov robotov s volnovymi zubchatymi peredachami [Reduced vibration actuators of robots with wave gears]. *Trudy MVTU* [Proceedings of Bauman Moscow State Technical University]. 1988, no. 504, pp. 53–59.
- [9] Andrienko L.A., Sheshulina N.B. Eksperimental'noe issledovanie krutil'noi zhestkosti volnovoi zubchatoi peredachi [Experimental investigation of torsional stiffness of the wave gear drive]. *Inzhenernyi vestnik* [Engineering bulletin]. 2015, no. 10. Available at: <http://engsi.ru/doc/813868.html> (accessed 15 March 2017).
- [10] Gileta V.P., Baris A.V. Koeffitsient poleznogo deistviia volnovoi 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.
- [11] Taghirad H.D., Belanger P.R., Helmy A. *An Experimental Study on Harmonic Drives*. Technical Report Submitted to International Submarine Engineering Ltd., Port Coquitlam BC, V3C, 2M8, Center for Intelligent Machines, McGill University, 1 March 1996. 37 p.
- [12] Tuttle T.D. *Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission the degree of Master of Science in Mechanical Engineering*. Massachusetts, Artificial Intelligence Laboratory, 1992. 322 p.
- [13] Hidaka T., Sasahara M., Tanioka Y., Okada K. Torsional Vibration in the Robot Due to Wave Gears. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C*, 1986, vol. 52, is. 480, pp. 2207–2212.
- [14] Hidaka T., Ishida T., Zhang Y., Sentoku H., Sasahara M., Tanioka Y. Theoretical Analysis of the Vibration in a Robot due to a Strain Wave Gearing. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series C*, 1989, vol. 55, is. 516, pp. 1864–1871.

Статья поступила в редакцию 17.04.2017

Информация об авторах

ТАРАБАРИН Валентин Борисович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vtarabarin@gmail.com).

ТАРАБАРИНА Зинаида Ивановна (Москва) — старший преподаватель кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TARABARIN Valentin Borisovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vtarabarin@gmail.com).

TARABARINA Zinaida Ivanovna (Moscow) — Senior Lecturer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).