

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПРЕЦИЗИОННОГО РЕДУКТОРА НА ЕГО РЕСУРС

В.С. Янгулов

Томский политехнический университет

E-mail: dtps@lcg.tpu.ru

Обоснованы факторы, ускоряющие процесс испытаний редуктора. Приведены конструкции приспособлений для контроля параметров передач и стенда для наработки на ресурс. Представлены результаты контроля точности перемещений выходного вала, полученные в процессе наработки редуктором ресурса.

Ключевые слова:

Зубчатые передачи, прецизионный редуктор, контроль параметров передач, точность перемещения, ресурс.

Одним из основных этапов разработки новой техники является экспериментальное исследование. Чем выше требование по надёжности изделий, тем тщательнее и подробнее оно должно быть подготовлено и проведено.

Работа по созданию прецизионного редуктора с высокой долговечностью проводилась в ОАО «НПЦ «Полус», г. Томск [1, 2]. Целью работы была разработка редукторов для электромеханических исполнительных органов систем ориентации космических аппаратов. Редуктор относится к изделиям повышенной надёжности, он не должен терять работоспособность в течение всего периода эксплуатации. Под работоспособностью понимается такое состояние редуктора, при котором он выполняет свои функции, удовлетворяя заданным требованиям. Как функциональный узел привода, редуктор должен следующим требованиям:

- малая инерционность кинематической цепи, не более $2 \cdot 10^{-3}$ Н·м²;
- максимальный момент трогания, не более $1,5 \cdot 10^{-5}$ Н·м;
- погрешность перемещений выходного звена, не более 3 угл. сек;
- мёртвый ход выходного звена, не более 3 угл. сек;
- податливость кинематической цепи, приведённая к выходному валу не более 1,5 угл.мин./Н·м;
- массогабаритные характеристики — минимальны;
- ресурс, не менее 10^5 ч.

Основной критерий работоспособности приборных редукторов — точность, связанная в первую очередь со значением мёртвого хода, на которое наибольшее влияние оказывает износ рабочих поверхностей деталей передач. Результаты исследований приборных редукторов [3] показывают, что наиболее подвержены износу входные передачи, как более быстроходные. Анализ конструкции редуктора говорит о том, что износ в выходной ступени — кулачковом механизме не окажет влияние на мёртвый ход редуктора, т. к. есть постоянный силовой контакт между роликом рычага и ребордой спирали кулачка. Кроме того, учитывая передаточное число первых двух передач, наработка выход-

ной ступени составит незначительную величину. Поэтому было принято решение о том, что ресурсные испытания достаточно проводить для первых двух ступеней. Длительный ресурс не позволяет проводить испытания на номинальных режимах по циклограммам, данным в техническом задании. В связи с этим, необходимо было выбрать и обосновать форсированное воздействие, позволяющее ускорить испытание.

Выбор форсированного воздействия должен быть связан с критерием работоспособности, т. е. с изменением мёртвого хода вследствие износа. В расчётные зависимости, по которым определялся износ передач, входят такие параметры, как давление в зоне трения и относительная скорость скольжения поверхностей, оказывающие примерно линейное влияние на величину износа. Давление можно повысить увеличением момента нагрузки на выходном валу, а относительную скорость — частотой вращения входного вала передачи.

При ускоренных испытаниях необходимо было задаться параметром, по которому можно сравнивать результаты эксперимента. На наш взгляд, наиболее приемлемым является количество оборотов входного вала редуктора. По циклограммам был сделан расчёт количества оборотов входного вала за весь период эксплуатации. Он составил $N=5,5 \cdot 10^8$ об.

Для контроля и замеров мёртвого хода был разработан и изготовлен испытательный стенд, структурная схема которого представлена на рис. 1. В его состав входят источники питания и блоки управления двигателем — 1; испытуемый привод — 2; безлюфтовая муфта — 3; индукционный датчик — 4; усилитель сигналов датчика — 5; регистрирующий прибор — 6.

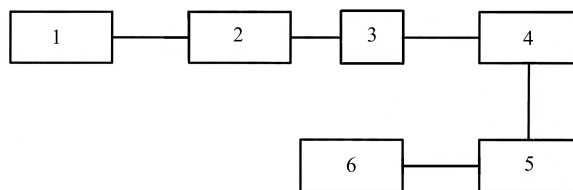


Рис. 1. Структурная схема стенда для контроля мёртвого хода

Наработка редуктора на ресурс проводилась на стенде (рис. 2), в состав которого входит нагрузочное устройство, представляющее собой жидкостной демпфер кругового вращения с магнитным уплотнением. Стенд и нагрузочное устройство состоят из следующих основных деталей и узлов: 1 – ротор демпфера; 2 – корпус демпфера; 3 – магнитное уплотнение, состоящее из постоянного магнита, магнитопроводящего контура и магнитной жидкости в зазоре между корпусом и ротором; 4 – муфта, для стыковки с выходным валом редуктора; 5 – стойка; 6 – плита. Внутренняя полость демпфера заполнена высоковязкой жидкостью типа ПМС (полиметилсилоксан). Момент, создаваемый демпфером, пропорционален угловой скорости ротора

$$T_d = k\omega_p,$$

где k – удельный коэффициент демпфирования; ω_p – угловая скорость ротора демпфера.

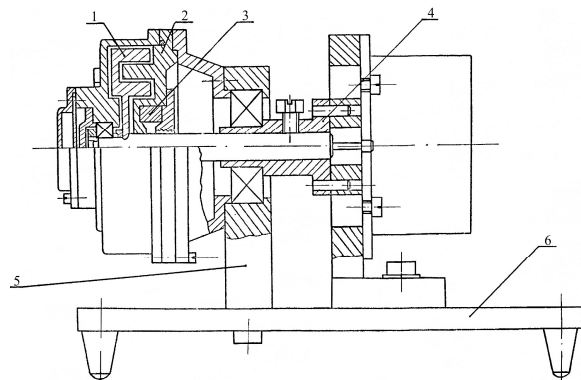


Рис. 2. Стенд для наработки редуктора на ресурс

Как нагрузочное устройство, демпфер имеет ряд достоинств. Он позволяет точно дозировать нагрузку, не требует подвода энергии, не нужен отвод тепла и т. д. Изменение момента T_d проводится подбором вязкости жидкости ПМС, что влечёт за собой пропорциональное изменение коэффициента k без регулировки угловой скорости ротора демпфера, т. к. она выбирается с целью получения необходимой относительной скорости скольжения рабочих поверхностей.

Шаговый двигатель, применяемый в приводе имеет ограничения по частоте вращения, поэтому при испытаниях он был заменён на двигатель ДПР-72.

В начальной стадии испытаний повышение нагрузки и частоты вращения велось ступенчато при контроле вибрации и шума работающего привода. По мере повышения нагрузки и скорости шум становился более низким и монотонным, изменение вибрации не наблюдалось. Максимально достигнутые значения момента нагрузки – 150 Н·м, скорость вращения входного вала – 6000 об/мин. Дальнейшее повышение этих параметров было ограничено характеристиками двигателя. Испытания проводились на редукторе, который был взят из партии серийных редукторов, изготовленных для штатных приборов.

Одним из параметров редуктора, определяющих его качество, является момент трогания входного вала на холостом ходу. Он контролируется в процессе сборки и регулировки. Контролировался он и по ходу испытаний и после их окончания. Для этого использовалось приспособление, представленное на рис. 3. Оно состоит из вала – 1, который установлен в направляющей – 2, и рычага – 3, закреплённого на валу. Вал – 1 своим шипом входит в паз входного вала редуктора и поворачивает его при приложении усилия от граммометра – 4 к рычагу – 3. Момент трогания определяется по формуле

$$T_{тр} = P_r l,$$

где P_r – усилие граммометра; l – длина плеча приложения усилия.

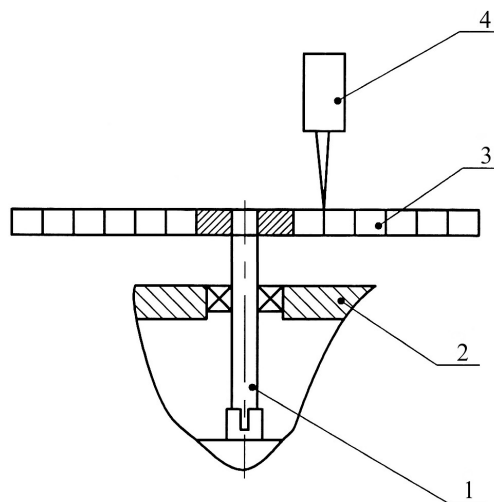


Рис. 3. Приспособление для контроля момента трогания

При контроле входной вал плавно поворачивается, при этом отмечаются максимальные показания граммометра. Испытание проводится в нескольких сочетаниях положений входного и выходного валов. При сборке редуктора контроль момента трогания проводится на операции регулировки мёртвого хода. Регулировка осуществляется подбором размера шариков в первой ступени – волновой передаче с промежуточными телами качения и контролем дуги зацепления в волновой передаче со змеевидной пружиной в обеих зонах зацепления. Перед сборкой шарики разделяются на группы, разноразмерность между которыми составляет 2...3 мкм и внутри группы не более 0,5 мкм.

Для контроля дуги зацепления было сконструировано приспособление (рис. 4). Оно состоит из диска – 1, выполненного из фторопласта-4, который с минимальным зазором устанавливается на посадочный диаметр блока редуктора для кулачка. На торце диска крепится индикатор – 2 часового вида. Ножка индикатора поочерёдно устанавливается на витки – 3 змеевидной пружины, выступающие из жесткого колеса. Замеры проводились при разных сочетаниях положения генератора и обоих колёс. При испытаниях на ресурс контролируемые положения маркировались для однозначности замеров.

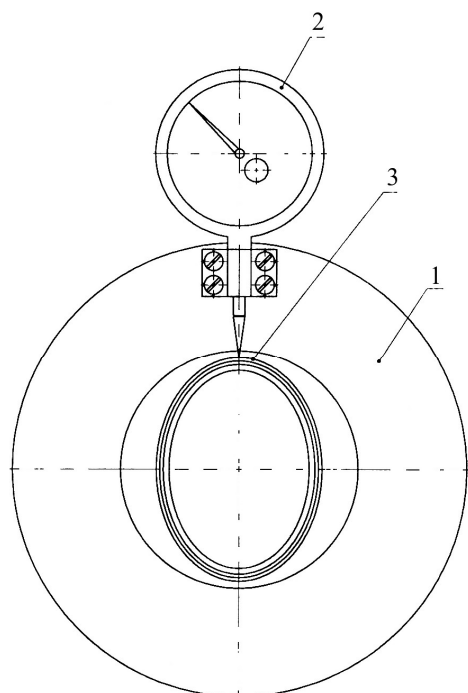


Рис. 4. Приспособление для контроля дуги зацепления в волновой передаче со змеевидной пружиной

Ряд параметров редуктора замерялись в составе привода (приведённый момент инерции кинематической цепи) или в составе электромеханического исполнительного органа (податливость) только на начальном этапе испытаний. Контроль мёртвого хода, точности перемещений выходного вала, момента трогания вёлся в процессе испытаний на ресурс. Весь цикл ускоренных испытаний был разделён на периоды (1-й – 25 % N ; 2-й – 50 % N ; 3-й – 100 % N). Продолжительность периодов выбиралась из следующих соображений:

1. Наибольший износ будет в начальный период наработки, далее износ должен стабилизироваться.
2. Для удобства контроля изменения параметров передач период наработки должен быть достаточно, чтобы получить заметную величину износа.

Перед началом наработки, после каждого периода и в конце, проводились замеры параметров. Также были измерены основные рабочие поверхности деталей передач; замеры проводились до и после испытаний, контролируемые поверхности маркировались. Контроль проводился на универсальном измерительном микроскопе УИМ-21, оптиметре ИКГ-3, оптикаторе О2П и универсальными измерительными средствами. Разборки и дополнительных регулировок редуктора в ходе исследования не делалось.

Примеры записей контроля мёртвого хода и точности перемещений выходного вала представлены на рис. 5.

Результаты контроля мёртвого хода и точности перемещений выходного вала блока редуктора по-

лучены при обработке записей этих перемещений на разных частотах вращения ротора шагового двигателя. Обработка результатов проводилась по замерам при различных сочетаниях положений деталей передач.

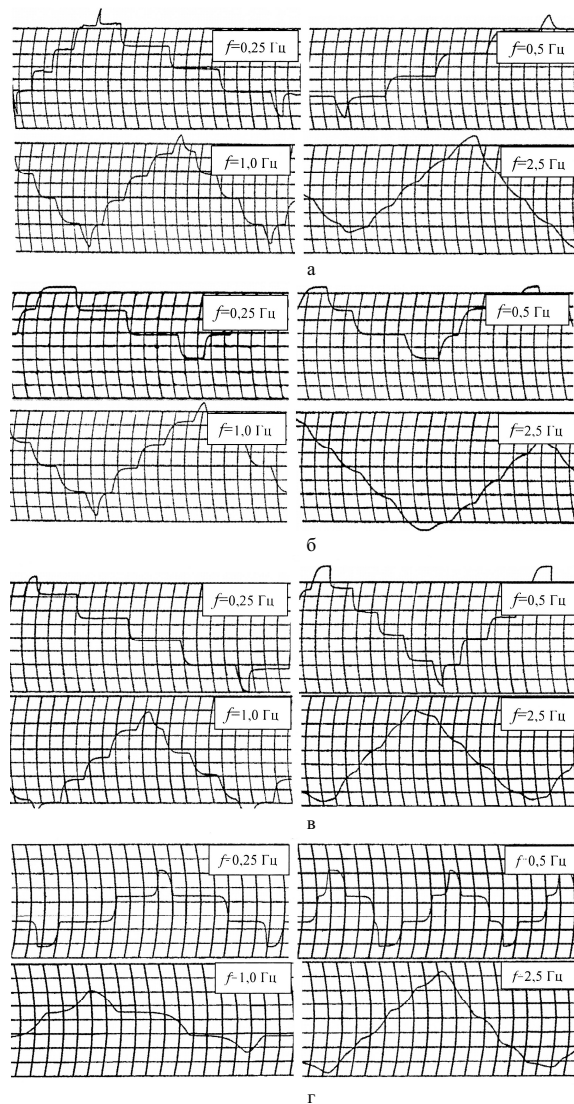


Рис. 5. Записи перемещений выходного вала при разных частотах вращения f ротора двигателя в процессе наработки на ресурс N , %: а) 0; б) 25; в) 50; г) 100

В процессе испытаний мёртвый ход, приведённый к входному валу, увеличился с 2,75 до 3,5°, погрешность перемещений снизилась, особенно за первый период наработки. Форма дуги зацепления волновой передачи со змеевидной пружиной практически не изменилась. Момент трогания стал немного меньше и стабильным в разных сочетаниях положений деталей передач. Для сравнения изменений параметров после наработки на ресурс был испытан редуктор, кинематическая схема которого состояла из пяти пар мелкозубчатых колёс. Величина мёртвого хода, после наработки при этих условиях, увеличилась на 30°.

После наработки, при разборке редуктора, проводился визуальный контроль состояния рабочих поверхностей деталей и смазки. В волновой передаче с шариками состояние смазки удовлетворительное. На генераторе и профилях зубчатого венца жесткого колеса имеются полосы коричневого цвета типа нагара, которые с трудом отделяются от металла. Повреждений рабочих поверхностей и изменений их шероховатости не отмечено. Во второй ступени — смазка более темная, на рабочих поверхностях видны следы приработки, без повреждений. Значения износа контролируемых деталей приведены в табл. 1.

Таблица 1. Износ деталей волновых передач

Ступень	Контролируемая деталь	Износ, мкм
1	Профиль жесткого колеса	1*
	Диаметр шарика	6
	Паз обоймы	10
	Наружный диаметр генератора	1*
2	Профиль витков пружины	4
	Профиль зубьев жесткого колеса	4
	Паз обоймы	10
	Наружное кольцо гибкого подшипника	1*
	Внутреннее кольцо гибкого подшипника	1*

* Величина износа составила менее цены деления в 1 мкм измерительного прибора

В табл. 2 приведены аналитические и экспериментальные, полученные при ускоренных испытаниях на ресурс, результаты исследования характеристик редуктора.

Таблица 2. Результаты исследований редуктора

Параметры	Расчёт	Эксперимент
Погрешность перемещения выходного вала за один шаг двигателя, угл. сек.	2	1
Мёртвый ход выходного вала, угл. сек.	2	1
Момент трогания, Н·м	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,3 \cdot 10^{-5}$
Податливость, угл. мин/Н·м	0,60	0,53
Момент нагрузки, Н·м	0,6	150
Частота вращения входного вала, об/мин.	1000	6000

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Янгулов В.С., Дмитриев В.С., Гладышев Г.Н., Лянзбург В.П. Малогабаритный редуктор повышенной точности и долговечности // Военная техника, вооружение и современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения: IV Междунар. технолог. конгресс. — Омск, 2007. — Ч. 2. — С. 240–243.

Результаты ускоренных испытаний на ресурс позволяют сделать следующие выводы:

- редуктор выдержал испытания, что доказывает правильность принятых решений, заложенных в его конструкцию, и методик расчёта параметров;
- значения параметров, определяющих качество редуктора, таких, как мёртвый ход и точность, обеспечиваются с запасом, отсюда следует, что ресурс редуктора может быть значительно увеличен;
- ужесточение условий испытаний, повышение частоты вращения и нагрузки, не привели к отказу, что показывает высокую надёжность редуктора.

Как изделие повышенной надёжности редуктор периодически подвергается испытаниям, в том числе и на ресурс. Их методика базируется на представленных результатах ускоренных испытаний. Стенды, оборудование и приспособления применяются в технологическом процессе сборки редуктора, при регулировке и контроле его параметров.

Данные, полученные при контроле параметров ряда космических аппаратов в процессе их эксплуатации, в которых использовались данные редукторы, полностью подтвердили сделанные выводы и результаты ускоренных испытаний на ресурс. Работоспособность редукторов достигала 10 с лишним лет, и ресурс космических аппаратов определялся их другими узлами и блоками.

Заключение

Ускоренные испытания позволили существенно сократить сроки разработки прецизионного редуктора для космического аппарата. Результаты эксплуатации космических аппаратов подтвердили достоверность выбора и обоснования факторов, повышающих интенсивность воздействий на рабочие поверхности передач редуктора. Данные, полученные при этих исследованиях, позволили выбрать передачи, обеспечивающие заданные параметры, и создать конструкцию прецизионного редуктора повышенной долговечности.

2. Янгулов В.С. Прецизионный редуктор повышенной долговечности // Известия Томского политехнического университета. — 2007. — Т. 311. — № 2. — С. 18–23.
3. Благодарный В.М. Ускоренные ресурсные испытания приборных зубчатых приводов. — М.: Машиностроение, 1980. — 113 с.

Поступила 29.01.2008 г.