

Допуск на ширину пазов обоймы – δ_0 также может состоять из нескольких, отдельно задаваемых параметров, легко приводящихся к одному значению.

Используя опыт разработки редукторов, содержащих данные передачи [1], приведём конструктивные и технологические приёмы, уменьшающие или устраняющие влияние погрешностей деталей на мёртвый ход. Значение погрешностей, зависящих от посадок (δ_r^{nn} , δ_r^{nk}), сводятся к нулю при применении посадок с натягом.

Величину δ_r^{nn} можно существенно уменьшить при гарантированном натяге в посадках обоих колец подшипника и далее. При их осевом сдвиге друг относительно друга она может быть сведена до нуля. Выполнение рабочей поверхности наружного кольца генератора конусной и осевая регулировка в процессе сборки позволит устранить зазоры в контакте с шариками передачи, тем самым δ_r^{nk} не будет влиять на мёртвый ход.

Для ВППТК, которая применена в редукторе системы автоматического регулирования [1], был использован селективный подбор шариков. Номинальный размер шариков – 3,175 мм, отклонение по геометрической форме – 0,25 мкм. Шарика, по согласованию с предприятием изготовителем, поставлялись по группам, разноразмерность между которыми составляла 2...3 мкм, а внутри группы между шариками она не превышала 0,5 мкм. В процессе сборки передачи контролировались момент трогания входного вала и мёртвый ход и по их значениям подбирались шарика, размеры которых обеспечивали заданные величины этих параметров. Тем самым можно существенно уменьшить влияние δ_m на мёртвый ход передачи или практически его исключить.

Значения зазоров вследствие остаточных деформаций в зонах контакта шарика с деталями передачи, полученные в процессе экспериментальных исследований, составили менее 1 мкм. Это позволяет не учитывать их в расчётах мёртвого хода на этапе предварительного проектирования.

Определение зазоров, появляющихся в процессе износа рабочих поверхностей, на этапе разработки позволит оценить долговечность передачи и редуктора в целом. Изнашивание материалов – процесс разрушения поверхностных слоёв трущихся тел. Интенсивность изнашивания пар трения зависит от свойств материалов, технологической подготовки поверхностей, условий эксплуатации, нагрузки, смазки и многих других факторов. Основная трудность определения величины износа заключается в том, что при трении поверхностные слои подвержены воздействию окружающей среды при одновременном механическом воздействии сопряжённой поверхности [2, 3]. Поэтому процесс износа рассматривается как кумулятивный, т. е. суммирующий воздействия отдельных факторов при многократном нагружении фрикционных свя-

зей до отделения частицы износа. Расчёт на износ и долговечность предлагается по известной методике [3]. Данная методика позволяет при известной интенсивности износа определить долговечность передачи или решить обратную задачу – по известной долговечности найти среднюю интенсивность изнашивания.

В аналитических преобразованиях удобно пользоваться интенсивностью линейного изнашивания

$$I_h = \frac{dh}{dS} \approx \frac{h}{S},$$

где h – глубина изношенного слоя; S – путь трения скольжения.

Для удобства и простоты расчёта всю величину износа приведём к шарика и определим долговечность передачи для однородных материалов по следующей зависимости

$$t = \frac{hE^{0,5}}{3I_m(\rho p)^{0,5} \left(u \frac{R_1}{R_2} - 1 \right) n_m Z_m},$$

где E – модуль упругости; $\rho = (R_1 \pm R_2) / R_1 R_2$ – приведённый радиус кривизны, контактирующих поверхностей, знак «минус» выбирается, если одна из поверхностей – вогнутая; R_1 и R_2 – радиусы кривизны контактирующих поверхностей; p – удельная нагрузка на единицу длины контакта; u – передаточное число между звеньями; n_m – относительная частота вращения контактирующих тел; Z_m – число шариков, находящихся одновременно в зацеплении.

Расчёт интенсивности износа приработанных поверхностей рекомендуется проводить по следующей зависимости

$$I_m = K_2 15^{0,4t_y} \alpha K_v P E^{0,5t_y-1} \tau_0^{0,5} \alpha_r^{-0,5} \left(\frac{K f_m}{\sigma_0} \right)^{t_y},$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от t_y , показателя кривой фрикционной усталости при упругом контакте; $\alpha = A_n / A_\phi$ – коэффициент перекрытия, A_n и A_ϕ – номинальная и фактическая площади контакта; K_v – поправочный коэффициент, учитывающий количество циклов до отделения частицы износа; P – давление в контакте; τ_0 – сдвиговое сопротивление при экстраполяции нормального давления к нулю; α_r – коэффициент гистерезисных потерь; K – коэффициент, характеризующий напряжённое состояние на контакте, зависит от материала; f_m – молекулярная составляющая коэффициента трения; σ_0 – параметр фрикционной усталости.

По приведённой методике был проведён расчёт I_m для входной ступени редуктора – волновой передачи с шариками [1]. Данные для расчёта были выбраны из силового расчёта передачи и справочных данных [3]. Экспериментальные исследования – ускоренные испытания на ресурс, позволили оценить достоверность расчётных данных с их действительными значениями. В результате расчёта глуби-

на изношенном слое на шарике равна 17 мкм. Контрольные замеры после окончания ускоренных испытаний дали следующие результаты: износ шарика – $h_{ш}=6$ мкм; износ стенки паза обоймы – $h_{п}=10$ мкм; износ рабочих поверхностей профилей зубьев жесткого колеса и генератора составил менее 1 мкм. Нароботка редуктора при ускоренных испытаниях соответствовала количеству циклов при работе в штатной ситуации за 10 лет, увеличенной на 20 %. Результаты эксплуатации редуктора в составе космического аппарата, данные телеметрии о точности управления приводом, подтвердили достоверность аналитических и экспериментальных данных. Это дало возможность увеличить ресурс космических аппаратов до 20 и более лет.

Особенностью ВППТК является то, что выходным звеном может быть обойма или жесткое колесо, при фиксации одного из них в корпусе второе звено вращается с редуцированной скоростью. Поэтому удобнее всего мёртвый ход передачи привязать к угловому изменению положения центра шарика, относительно общего центра обоймы и жесткого колеса – O_B , вследствие наличия зазоров (рис. 2).

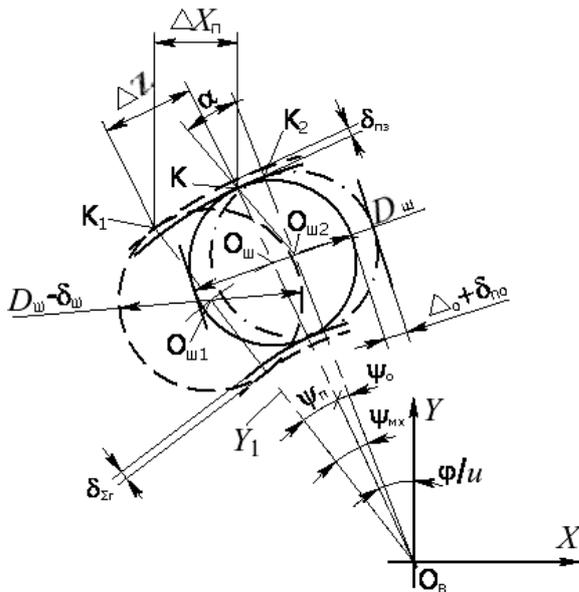


Рис. 2. Схема для определения мёртвого хода

Наличие рабочего зазора – Δ_0 между шариками и стенками паза, даже при отсутствии всех остальных зазоров в кинематической цепи передачи, позволяет перемещаться центру шарика из положения $O_{ш}$ в положение $O_{ш2}$, что вызывает поворот выходного звена на угол ψ_0 . Зазоры, обусловленные погрешностями профиля зубчатого венца – $\delta_{пз}$, допуском на диаметр шарика – $\delta_{ш}$ и погрешностями деталей генератора – $\delta_{зг}$, допускают смещение центра шарика в положение $O_{ш1}$, это приводит к повороту выходного вала на угол $\psi_п$.

Суммарный угол поворота выходного вала, мёртвый ход передачи – $\psi_{мх} = \psi_0 + \psi_п$.

Угол ψ_0 определится по следующей зависимости

$$\psi_0 = \arctg \frac{\Delta_0 + \delta_0 + I_{ш}}{Y},$$

где Y – расстояние от центра шарика $O_{ш}$ до центра зубчатого венца жесткого колеса O_B .

$$Y = a_{\omega} \cos \varphi + \sqrt{R_{\Sigma}^2 - a_{\omega}^2 \sin^2 \varphi},$$

где φ – текущий угол поворота входного звена; $R_{\Sigma} = 0,5(D_r + D_{ш})$ – отрезок, соединяющий центры шариков $O_{ш}$ и эксцентрика O_r ; D_r , $D_{ш}$ – диаметры генератора и шарика.

Угол $\psi_п$ определим из следующих рассуждений. Зазоры, обусловленные погрешностями деталей передачи, приводят к тому, что точка контакта шарика с профилем зуба K перемещается в положение K_1 , а центр шарика из точки $O_{ш}$ в точку $O_{ш1}$. Линейное перемещение точек контакта шарика с профилем составит ΔZ . Для выражения значения этой величины используем параметрические уравнения профиля зуба, а точнее, её одну координату X_n .

$$\Delta Z = \Delta X_n / \cos \frac{\varphi}{u},$$

где

$$\Delta X_n = X_n^K - X_n^{K_1};$$

$$X_n^K = Y \sin \frac{\varphi}{u} + 0,5D_{ш} \sin \left(\alpha + \frac{\varphi}{u} \right)$$

– координата профиля в точке K ;

$$X_n^{K_1} = Y_1 \sin \frac{\varphi}{u} + (0,5D_{ш} - \delta_{ш}) \sin \left(\alpha + \frac{\varphi}{u} \right)$$

– то же самое в точке K_1 ;

$$Y_1 = (a_{\omega} - \delta_r) \cos \varphi + \sqrt{[R_{\Sigma} - (\delta_{зг} + \delta_{ш})]^2 - (a_{\omega} - \delta_r)^2 \sin^2 \varphi};$$

u – передаточное число (число зубьев); α – угол передачи движения профилю; $\delta_r^2 = \delta_r^{мн} + \delta_r^{пн} + \delta_r^{пк} + \delta_r^{нк}$.

Исходя из этих рассуждений, запишем выражение для определения $\psi_п$

$$\psi_п = \arctg \Delta Z / Y_1.$$

На этапе предварительного проектирования редуктора для японской компании «Komatsu» оценка мёртвого хода была проведена по приведённой методике. Основные параметры и размеры редуктора приведены в [4]. Расчёт проводился для двух вариантов конструкций редуктора. Первый – с устранением всех зазоров, вызванных погрешностями изготовления и сборки, и селективным подбором роликов. Второй – с минимальными зазорами, обусловленными посадкой деталей (h_7/H_8) и использованием роликов, разноразмерность которых не более 10 мкм. Зазор между роликами и стенками пазов обоймы был принят равным 0,1 мм. Требований по долговечности редуктора на этом этапе не предъявлялось, поэтому $I_{ш}$ в расчётах не учитывался.

На рис. 3 приведены результаты расчётов мёртвого хода, привязанные к профилю зуба жесткого колеса через угол φ . 1 – линия соответствует результатам расчёта по первому варианту; 2 – по вто-

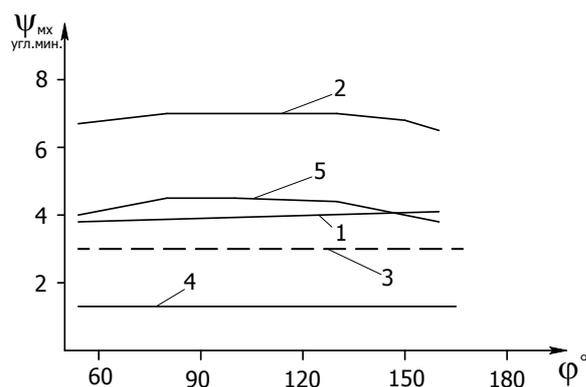


Рис. 3. Результаты расчётов мёртвого хода

рому. Заданное значение мёртвого хода — линия 3, превышено в 2 раза, наибольшее влияние оказывает Δ_0 . В связи с этим было произведено уменьшение зазора, принято $\Delta_0 = 0,032$ мм, что соответствует посадке ролика в пазу обоймы — e_7/H_7 . Линия 4 —

результаты расчётов по первому варианту, с уменьшенным значением Δ_0 ; 5 — по второму.

Уменьшение зазора практически обеспечивает заданную величину мёртвого хода. Более того, использование селективной сборки позволяет получить достаточную долговечность редуктора за счёт большого значения допускаемого $I_{ш}$.

Использование ВППТК в составе редукторов для космических аппаратов поставило задачу снижения значения мёртвого хода до нескольких угл. сек. [5, 6]. Для решения этой задачи был разработан ряд передач с упругим натягом в зацеплении шариков с зубьями жесткого колеса [7, 8].

Упругий натяг достигается тем, что наружное кольцо генератора выполняется с конической рабочей поверхностью, которую поджимают к шарикам упругие элементы, установленные между подшипником генератора и наружным кольцом. Конструкции этих передач обеспечивают самоустановку рабочей поверхности генератора относительно шариков, т. е. передача работает с переменными a_w и D_f .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Янгулов В.С. Редуктор системы автоматического регулирования повышенной долговечности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Томск, 1984. — 24 с.
2. Трение, изнашивание и смазка / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1. — 385 с.
3. Трение, изнашивание и смазка / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1979. — Т. 2. — 280 с.
4. Янгулов В.С., Беляев А.Е. Элементы расчёта жесткости волновой передачи с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. — 2008. — Т. 313. — № 3. — С. 69–73.
5. Янгулов В.С. Прецизионный редуктор повышенной долговечности // Известия Томского политехнического университета. — 2007. — Т. 311. — № 2. — С. 18–23.
6. 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.
7. А.с. 212950 СССР. МКИ³ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 19.03.1984; Зарегистр. 27.12.1984.
8. А.с. 315418 СССР. МКИ⁵ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов, С.В. Редковский. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 1.07.1990.
9. А.с. 317718 СССР. МКИ⁵ F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов, С.В. Редковский. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 3.09.1990.

Поступила 29.03.2008 г.