



УДК 729.68

*Шатихин В.Е.¹, Макаров А.Л.², Хорошилов В.С.², Балашов В.Н.², Попель В.М.²*¹ Государственное космическое агентство Украины. Украина, г. Киев² Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» имени М.К. Янгеля». Украина, г. Днепропетровск

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Рассматривается метод повышения точности оценки назначенного ресурса зубчатых механизмов подсистем космического аппарата. Обоснованы пути повышения точности оценки назначенного ресурса зубчатых механизмов на примере редуктора одного из электроприводов космического аппарата дистанционного зондирования Земли. Получены аналитические соотношения, позволяющие определить ресурс редуктора с учетом повышенной точности. Представлены рекомендации в части мероприятий по повышению ресурса редуктора.

Ключевые слова: назначенный ресурс, редуктор привода, повышение точности.

Вступление

В настоящее время в связи с увеличением срока активного существования космических аппаратов (КА) различного применения, в частности телекоммуникационных КА и КА дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ), расширения спектра решаемых ими задач, актуальной становится задача достоверной оценки назначенного ресурса их бортовых агрегатов. Широкое применение в бортовых агрегатах КА получили зубчатые механизмы, в частности, в редукторах электроприводов антенн, солнечных батарей, специальных панелей и т.п. Далее в статье рассматриваются в качестве зубчатых механизмов редукторы электроприводов бортовых агрегатов КА с прямыми цилиндрическими передачами, имеющих важное значение для обеспечения штатной эксплуатации бортового комплекса КА. Как правило, редукторы в КА, не имеют резервирования, поэтому обеспечение их высокого ресурса является актуальным заданием сегодняшнего дня.

Сопутствующими факторами длительной эксплуатации редукторов, влияющих на их долговеч-

ность, являются, в частности, увеличение ударных нагрузок, обусловленных изнашиванием трущихся деталей и узлов, изменение массово-инерционных характеристик нагрузки под действием факторов космического пространства (ФКП). Указанные факторы обуславливают уменьшение долговечности редукторов электроприводов КА; их учет позволит более точно прогнозировать назначенный ресурс бортовых агрегатов орбитальных средств.

Цель статьи

Целью данной статьи является изложение основных принципов метода повышения точности оценки назначенного ресурса зубчатых механизмов электроприводов бортовых агрегатов КА на этапе их проектирования, включая рекомендации по применению предложенного метода. В дальнейшем в статье рассматривается редуктор электропривода, который по своим основным техническим характеристикам аналогичен редукторам (кроме редукторов с волновыми передачами, также широко применяющихся в современных КА) других бортовых агрегатов, и

полученные результаты исследований распространяются на схожие редуктора.

Исследования

Рассматриваемый метод в общем случае предусматривает определение назначенного ресурса редуктора рассматриваемого привода с учетом ударных нагрузок зубьев зубчатых колес и их эволюции, обусловленной изнашиванием зубчатых колес и подшипников опор редуктора, а также с учетом упругих колебаний валов редуктора, изменений массово-инерционных характеристик нагрузки под действием условий полета и ФКП, эволюции статического сопротивления редуктора, влияния разброса допусков зубчатых колес и опор подшипников. В данной статье рассматривается влияние динамических нагрузок, вызванных соударениями зубчатых колес, и их эволюция вследствие изнашивания зубьев, а также упругих колебаний валов. Учет остальных факторов предлагается рассматривать в последующих публикациях.

В статье при расчетах применяется более распространенная статическая модель изнашивания поверхности зубьев (без учета формоизменения трущихся поверхностей).

На рис. 1, 2 представлены опорно-поворотное устройство (ОПУ) для телекоммуникационного КА и привод с 2-х ступенчатым редуктором. На рис. 1

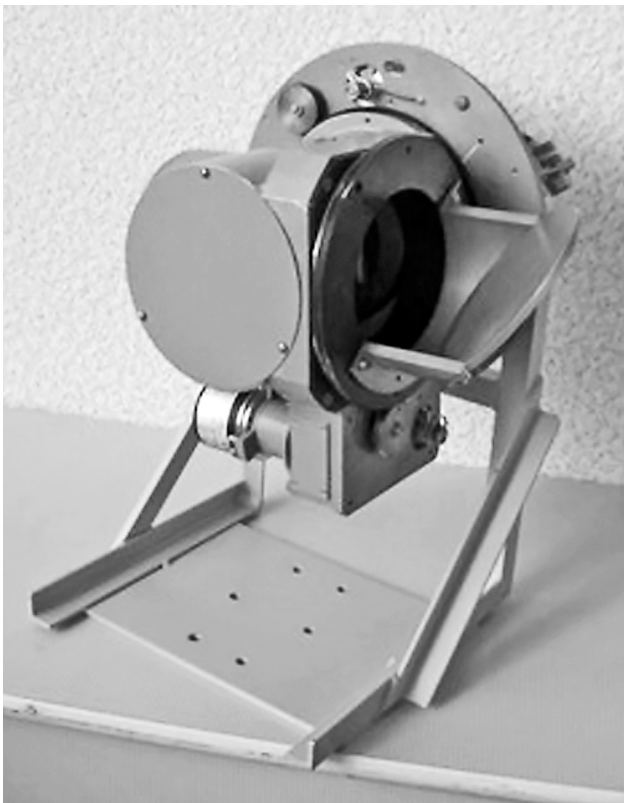


Рис. 1. ОПУ с приводом для спутника связи

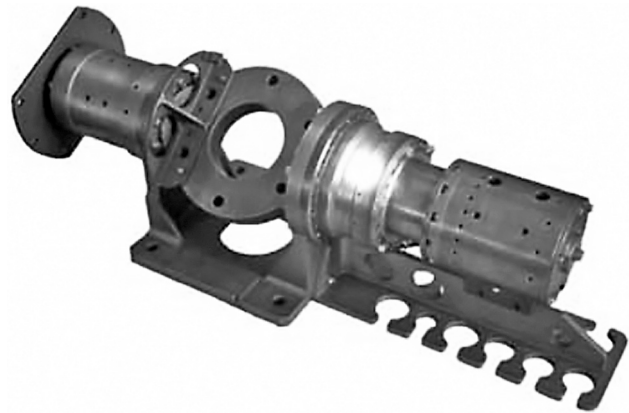


Рис. 2. Привод с 2-х ступенчатым редуктором

внизу ОПУ видны приводной электродвигатель с коробкой редуктора.

Рассматриваемый метод наиболее целесообразен для габаритных КА с массой не менее 1000 кг, нагрузкой со значительным динамическим или статическим сопротивлением и предполагаемым высоким назначенным ресурсом. Типовая кинематическая схема исследуемого редуктора представлена на рис. 3.

Представленный на рис. 3 электропривод использовался на отечественном КА ДЗЗ и имеет следующие основные технические характеристики:

передаточное отношение редуктора $i = 0.00005555$;
момент на выходном валу $M_{кр} = 171 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

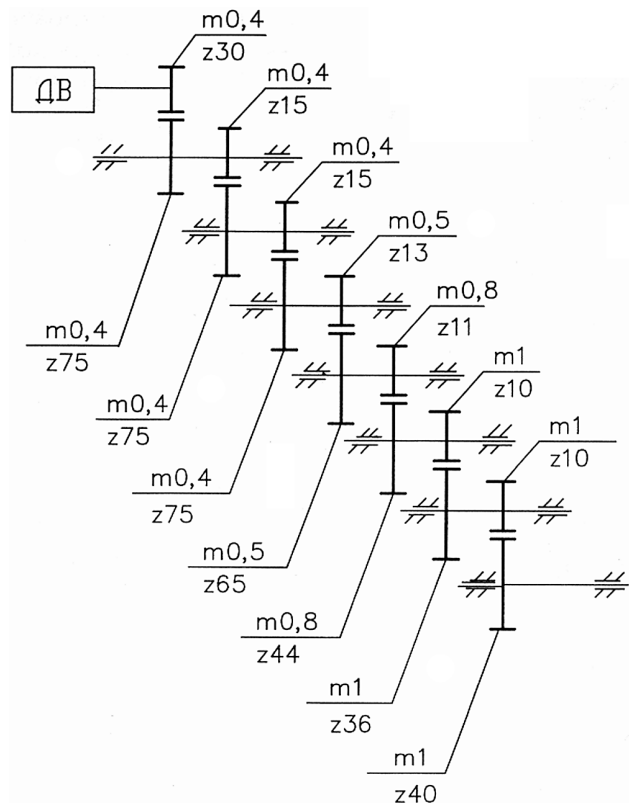


Рис. 3. Схема привода

угловая скорость выходного вала $\omega = 0,02611 \text{ с}^{-1}$;
 момент инерции нагрузки $J_H = 0,06 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 масса привода — 6 кг; тип приводного двигателя — ДПР 52-Н-03М; момент инерции якоря двигателя $J_я = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Данный привод обеспечивает угол поворота $35^\circ \pm 5'$ за время поворота $25 \pm 10 \text{ с}$. Из представленной на рис. 3 кинематической схемы видно, что самая скоростная «слабая» в отношении изнашивания первая ступень редуктора не имеет резервирования, поэтому с точки зрения заданной в техническом задании на разработку привода долговечности важно более достоверное определение его назначенного ресурса.

В общем виде выражение для определения назначенного ресурса L_i i -го зубчатого колеса сопряженной пары зубчатых колес для режима установившегося износа в случае однопарного зацепления по критерию предельного износа имеет следующий вид [5]:

$$L_i = \frac{U_{\text{MAX}i}}{k_i \frac{P_N}{b} \left(1 - \frac{r_{\text{ПР}i(i+1)}}{r_i}\right) \left(\frac{u+1}{u}\right)}, \quad (1)$$

где $U_{\text{MAX}i}$ — предельный износ i -го зубчатого колеса зубчатой пары; k_i — коэффициент износа зубчатого колеса; b — ширина зубчатого венца сопрягаемых зубчатых колес (рассматриваем случай одинаковой ширины); P_N — нормальная сила зацепления зубчатой пары; $r_{\text{ПР}i(i+1)}$ — приведенный радиус кривизны сопрягаемых зубчатых колес; r_i — радиус зубчатого колеса; u — передаточное число зубчатой передачи.

Для точного определения ресурса U_{MAX} должен учитывать динамическую составляющую действующей на колеса нагрузки в соответствии с выражением [5]

$$\frac{H_0^2}{(H_0 - U_{\text{MAX}})^2} \cdot \frac{P_0 + P_d}{P_0} = n_3, \quad (2)$$

где H_0 — толщина зуба у основания; n_3 — запас прочности зуба; P_0 — расчетная нагрузка; P_d — динамическая составляющая нагрузки.

Однако в представленном выражении (2) соотношение во втором множителе фактически является динамическим коэффициентом $K_{\text{ДИН}}$, показывающим насколько полная нагрузка превышает расчетную [1]. Таким образом, формулу (2) можно записать в виде

$$\frac{H_0^2}{(H_0 - U_{\text{MAX}})^2} \cdot K_{\text{ДИН}} = n_3. \quad (3)$$

После соответствующих преобразований получим выражение для определения U_{MAX} с учетом динамических нагрузок для безреверсивного движения:

$$U_{\text{MAX}} = H_0 \left(1 - \sqrt{\frac{K_{\text{ДИН}}}{n_3}}\right). \quad (4)$$

В случае реверсивного движения зубчатых колес механизма в формуле (4) необходим динамический коэффициент равный 0,5 [5]. Следует заметить, что примененный в формуле (4) динамический коэффициент $K_{\text{ДИН}}$ характеризует внешнюю динамическую нагрузку, действующую на зацепление. Внутреннюю динамическую нагрузку, вызванную прежде всего погрешностями зацепления, как известно [6], учитывает при проектировании зубчатых передач коэффициент динамичности K_v , методика расчета которого приведена в [3]. В данной же статье речь идет исключительно о динамическом коэффициенте $K_{\text{ДИН}}$, который необходим для учета внешних (ударных) динамических нагрузок и их эволюции со временем, обусловленных прежде всего изнашиванием поверхностей зацепляющихся зубчатых колес. ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления» [2] рекомендует, в частности, кроме расчетов и экспериментальных данных, приблизительные значения динамических коэффициентов различных механизмов. Однако, для современных КА с длительным сроком активного существования очень важным является обеспечение оптимального энергоресурса, поэтому необходимы как можно более точные значения внешних динамических нагрузок, которые можно получить расчетным путем. Для их учета в статье предлагается использовать динамический коэффициент [4] согласно выражению

$$K_{\text{ДИН}} = 1 + \left(1 - \frac{M_{\text{СТАТ}i}}{M_i^{\Sigma}}\right) \sqrt{1 + \frac{C_{\text{П}i}^2 \omega_{\text{НАЧ}i}^2}{J_i^2 \epsilon_i^2 \Theta_i^2}}, \quad (5)$$

где M_i^{Σ} — среднее суммарное сопротивление (сумма статического и динамического сопротивлений), приведенное к рассматриваемой ступени; $M_{\text{СТАТ}i}$ — статический момент нагрузки, приведенный к ступени; J_i — приведенный к валу рассматриваемой ступени момент инерции нагрузки; $C_{\text{П}i}$ — приведенная к валу рассматриваемой ступени жесткость передач; $\omega_{\text{НАЧ}i}$ — начальная скорость удара зубьев в зацеплении рассматриваемой ступени; Θ_i — частота свободных колебаний ступени; ϵ_i — ускорение выборки зазора в зацеплении ступени.

Представленная формула учитывает динамические нагрузки, вызванные износом зубчатых колес, а также упругие колебания валов редуктора, изменения массово-инерционных характеристик полезной нагрузки, статическое сопротивление и другие факторы, обусловленные длительной эксплуатацией КА. Выражение для определения динамического коэффициента (5) для рассматриваемой i -й ступени подтверждает вышеизложенное.

Величина $w_{\text{НАЧ}i}$, которая изменяется в зависимости от величины износа зубьев, определяется следующими соотношениями [4]:

$$w_{\text{НАЧ}i} = \sqrt{2\varepsilon_i \Delta\delta_{\text{СМАХ}i}}, \quad \Delta\delta_{\text{СМАХ}i} = \frac{C_{\text{П}i}}{J_{\text{ДВ}i}} + \Delta\delta_{\text{ИЗ}i}, \quad (6)$$

где $J_{\text{ДВ}i}$ — момент инерции двигателя и передач, приведенных к ступени; $\Delta\delta_{\text{СМАХ}i}$ — приведенный к валу двигателя максимальный люфт зубчатых передач редуктора, обусловленных износом и упругими колебаниями вала передачи.

Увеличение $\Delta\delta_{\text{СМАХ}i}$ обусловлено увеличением бокового зазора j_n вследствие изнашивания поверхностей зубьев, находящихся в зацеплении.

Как известно из источника [1], нормальный боковой зазор j_{ni} определяет мертвый ход i -й зубчатой передачи. Как видно из рис. 4, увеличение износа по боковым поверхностям зубьев вызывает увеличение j_{ni} . Учитывая то, что боковой зазор j_{ni} измеряется по нормали к зацеплению [1], можно считать, что увеличение износа равно увеличению бокового зазора, деленное на косинус угла профиля. При этом, для более быстрого ведущего колеса учитывается максимальный допустимый износ, а для ведомого колеса величина износа $U_{i(i+1)}$ определяется соответствующими преобразованиями из формулы (1). Выражение для мертвого хода зубчатой передачи без учета зазоров в подшипниковых узлах представлено формулой (7)

$$\Delta\delta_{\text{ИЗ}i} = (j_{ni} + U_{\text{МАХ}Ci} + U_{i(i+1)}) / (r_{wi} / \cos^2 \alpha). \quad (7)$$

где α — угол профиля зуба; r_{wi} — радиус делительной окружности колеса; $U_{\text{МАХ}Ci}$ — предельный износ при отсутствии внешней динамической составляющей,

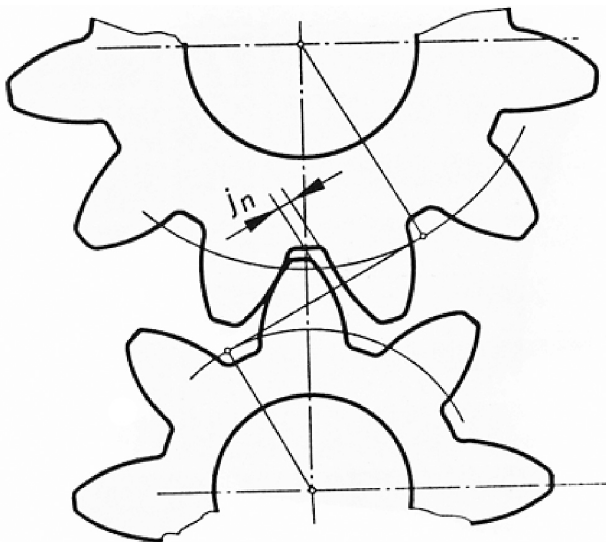


Рис. 4. Боковой зазор

т.е. в формуле (4) вместо $K_{\text{ДИН}}$ берется 1 согласно источнику [5].

Как видно из формулы (6) увеличение мертвого хода вызывает увеличение начальной скорости удара зубчатых колес и увеличение динамического коэффициента (7), что приводит к уменьшению назначенного ресурса.

Таким образом, в соответствии с вышеизложенным, формула (1) будет иметь вид

$$L_i = \frac{0.5H_0 \left(1 - \sqrt{\frac{K_{\text{ДИН}}}{n_3}}\right)}{k_i \frac{P_N}{b} \left(1 - \frac{r_{\text{ПР}i(i+1)}}{r_i}\right) \left(\frac{u+1}{u}\right)}. \quad (8)$$

причем, $K_{\text{ДИН}}$, с учетом (6), (7) определяется с использованием выражения

$$K_{\text{ДИН}} = 1 + \left(1 - \frac{M_{\text{СТАТ}i}}{M_i^{\Sigma}}\right) \times \sqrt{1 + \frac{2C_{\text{П}i}^2 \left(\frac{C_{\text{П}i}}{J_{\text{ДВ}i}} + (j_{ni} + U_{\text{МАХ}Ci} + U_{i(i+1)}) / (r_{wi} / \cos^2 \alpha)\right)}{J_i^2 \varepsilon_i \Theta_i^2}}. \quad (9)$$

Необходимо отметить, что в случае превышения коэффициента перекрытия, равного 1, как это бывает на практике, задача определения динамических нагрузок сводится к решению статически неопределенной системы. Уточнение ресурса с учетом приработочного износа произведено на основании статистических данных о продолжительности приработочного износа.

На рис. 5 и 6 представлены значения динамических коэффициентов для ступеней редуктора и величин назначенного ресурса (в часах) первых трех колес редуктора с учетом износа и без него. Относительное небольшое увеличение коэффициента динамичности за счет износа с 1,05 до 1,1 вызвало уточнение оценки ресурса колес в части его уменьшения в среднем на 10%.

На рис. 5 нижняя кривая обозначает динамический коэффициент K_{d1} без учета износа, а верхняя кривая K_{d2} — с учетом износа зубьев колес для всех 7 ступеней (ось абсцисс графика) редуктора привода. На рис. 6 левые столбцы обозначают ресурс первых трех зубчатых колес редуктора (ось абсцисс графического изображения диаграмм) с учетом износа, правые — без него. Как видно, ресурс редуктора в целом определяется ресурсом первых зубчатых колес, поэтому рассматривать ресурс остальных колес (4-го и т. д.) нецелесообразно. Отсюда вытекают возможные рекомендации в части мероприятий по повышению долговечности редуктора, в частности:

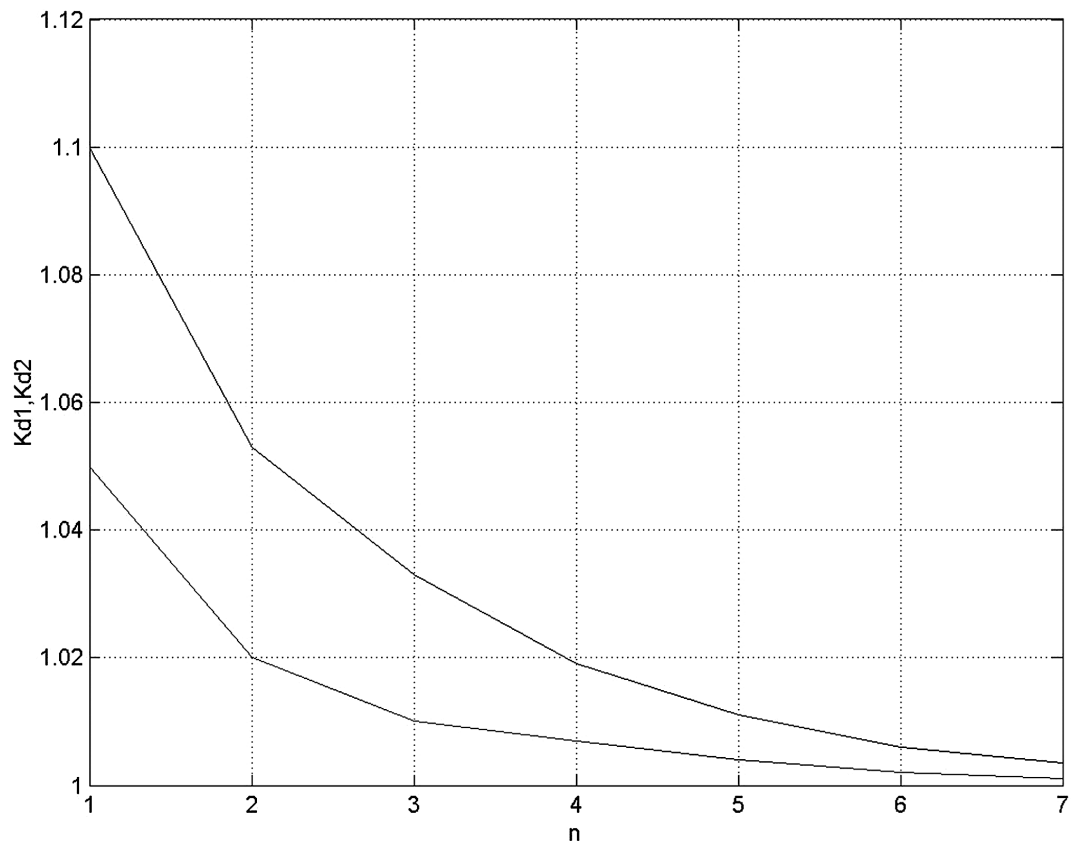


Рис. 5. Динамические коэффициенты ступеней с учетом износа и без него

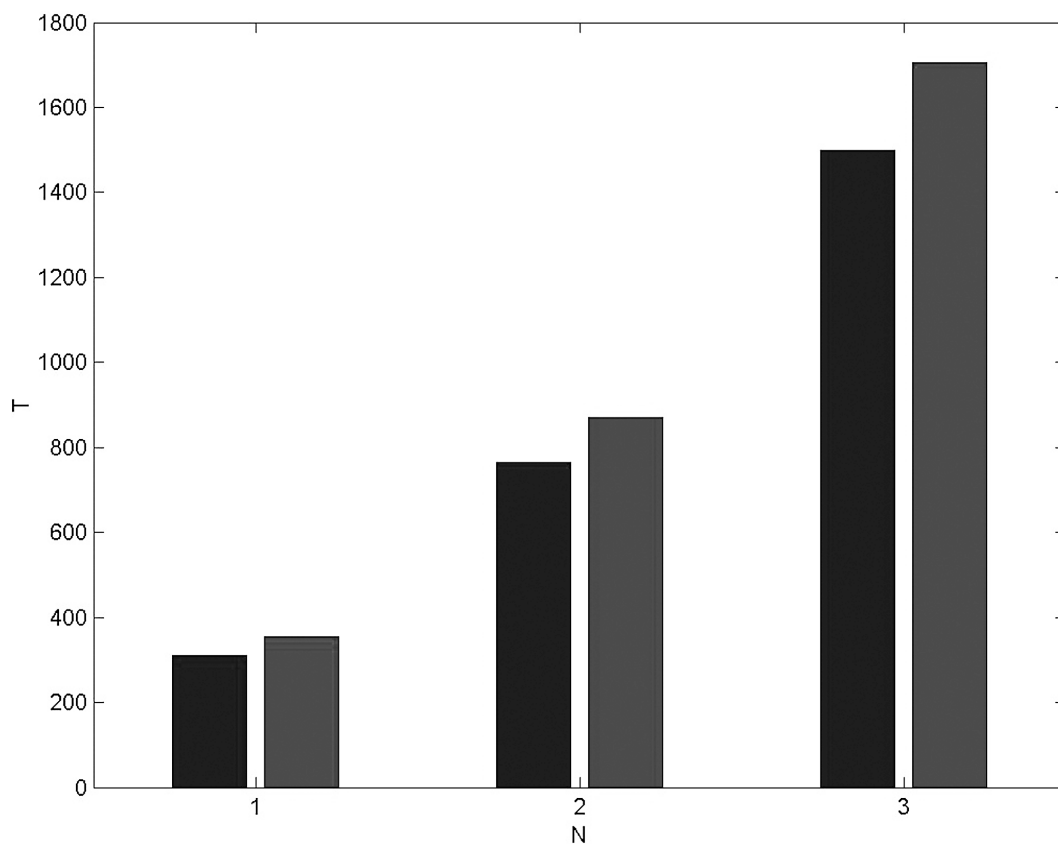


Рис. 6. Ресурс зубчатых колес

- дублирование высокоскоростного первого колеса;
- повышение коэффициента зацепления зубчатых колес;
- применение материалов с повышенной износостойкостью для скоростных ступеней редуктора;
- увеличение ширины венца зубчатых колес.

Как видно, в перечень предложенных мероприятий не включены мероприятия по уменьшению или устранению мертвого хода, которые широко публикуются в отечественной и зарубежной специальной литературе, поскольку необходимо заметить, что реализация отмеченных мероприятий может иметь следствием увеличение массы и энергопотребления КА, поэтому для каждого случая увеличения долговечности необходимо соответствующее технико-экономическое обоснование.

Выводы

1. Направления развития современных КА подтверждают необходимость совершенствования и разработки более точных аналитических методов оценки ресурса бортовых агрегатов на стадии их проектирования.

2. Предложенный метод оценки ресурса зубчатых передач по предельному износу с использованием предлагаемого выражения динамического коэффициента позволяет повысить точность определения назначенного ресурса зубчатых механизмов с коэффициентом перекрытия 1 в среднем на 10% путем учета ударных нагрузок, обусловленных изнашиванием зубчатых колес с учетом упругих колебаний валов, разброса допусков зубчатых колес и опор подшипников. Предложенное выражение динамического коэффициента для оценки динамических (удар-

ных) нагрузок может быть использовано при проектировании бортовых агрегатов с зубчатыми передачами для орбитальных средств с длительным сроком эксплуатации.

3. Расчеты показали, что составляющая мертвого хода ступени редуктора от воздействия износа, более чем на порядок превышает составляющую мертвого хода, вызванную упругостью вала.

4. Применение предложенного метода наиболее эффективно для скоростных ступеней редуктора, которые являются наиболее «слабыми» с точки зрения контактной прочности.

5. Разработанный метод можно применить также в общем машиностроении для проектирования зубчатых редукторов с длительным сроком эксплуатации.

6. Целесообразно продолжение исследований для коэффициента перекрытия большего 1, учета разброса допусков на зубчатые колеса и подшипники, включая их опоры, эволюции статического сопротивления передач и полезной нагрузки.

Литература

- [1] Вульфсон И.И., Ерихов М.Л., Коловский М.З. Механика машин. — М.: Высшая школа, 1996. — 510 с.
- [2] ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления».
- [3] Заблонский К.И. Детали машин. — К.: Выща школа, 1985. — 518 с.
- [4] Ключев В.И. Теория электропривода. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 560 с.
- [5] Проников А.С. Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 574 с.
- [6] Слюдииков М.Н. Надежность и точность механизмов приводов систем управления летательными аппаратами. — М.: Машиностроение, 1984. — 350 с.

Shatikhin V. E.¹, Makarov A. L.², Khoroshilov V. S.², Popel V. M.², Balashov V. N.²

¹ State Space Agency of Ukraine. Ukraine, Kiev

² Yuzhnoye, State-owned Design Office named after M. K. Yangel. Ukraine, Dnepropetrovsk

ACCURACY INCREASING OF OPERATON TIME ASSESSMENT FOR GEAR MECHANISMS OF SPACECRAFT

The accuracy increasing of assigned operation time assessment for gear mechanisms of spacecraft is considered. The accuracy increasing means of assigned operation time assessment for gear mechanisms on the example of one electric drive gearbox of Earth remote satellite are substantiated. The analytical expressions concerning of determination of assigned operation time for the gearbox in view of increased accuracy are obtained. The recommendations of steps related to operation time increasing are developed.

Keywords: assigned operation time, drive gearbox, accuracy increasing.

**References**

- [1] Vulfson I.I. Machine mechanics. — M.: Vysshaya shkola, 1996. 510 p.
- [2] GOST 21354-87. External involute spur gear transmissions.
- [3] Zablonsky K.I. Machine components. — Kyiv: Vyshcha shkola, 1985. 518 p.
- [4] Klyuchev V.I. The theory of electrical drive. — M.: Energoatomizdat, 1988. 560 p.
- [5] Pronikov A.S. Machine reliability. — M.: Mashinostroyenie, 1978. 574 p.
- [6] Sludikov M.N. Aircrafts controlling systems drive mechanisms reliability and accuracy. — M.: Mashinostroyenie, 1984. 350 p.