

УДК 528

А. Л. Макаров¹, В. Е. Шатихин², В. С. Хорошилов¹, Г. В. Петренко¹, О. В. Цуканов¹, В. М. Попель¹

¹Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К.Янгеля», Дніпропетровськ

²Державне космічне агентство України, Київ, e-mail: shatw@land.ru

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Рассматривается вопрос повышения точности оценки действующих в зубчатом зацеплении редуктора динамических нагрузок привода исполнительных механизмов космического аппарата. Для уточнения оценки динамических нагрузок на этапе проектирования привода исполнительных механизмов, обеспечивающих движение солнечных батарей, антенн, различных манипуляторов и т. д., обосновано применение динамического коэффициента, а также предложено и обосновано применение коэффициента повышения динамической нагрузки. Получены сравнительные диаграммы уровней динамических нагрузок по предложенному и базовому методам.

ВВЕДЕНИЕ

Оценка надежности бортового привода исполнительных механизмов является одной из головных задач по обеспечению выполнения космическим аппаратом (КА) возложенных на него целевых функций. Одним из наиболее распространенных приводов в современных КА является электрический привод. Важное место в структуре электропривода различных устройств продолжает занимать редуктор, использующий цилиндрические зубчатые передачи с эвольвентными профилями. Несмотря на все более широкое применение в космической технике механизмов с зубчатыми циклоидальными профилями, альтернатива полной замены зубчатых механизмов с эвольвентными зубчатыми профилями до настоящего времени все еще не найдена.

Развитие современных КА с учетом новых повышенных сроков эксплуатации, внедрения новых материалов и технологий обуславливает необходимость повышения точности оценки

безотказности зубчатых передач электропривода КА. Одним из ключевых факторов, определяющих безотказность, является точный учет расчетным методом действующих динамических нагрузок. По настоящее время данная проблема является актуальной и нерешенной. В предлагаемой статье рассматривается метод повышения точности оценки динамических нагрузок на этапе проектирования электропривода КА, в составе которого находится редуктор с жесткими колесами прямозубых цилиндрических передач.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Зубчатые колеса редуктора электропривода исполнительных механизмов КА в зависимости от срока эксплуатации и условий нагружения могут рассчитываться на контактные и изгибные напряжения. Составной частью в расчете действующих напряжений на этапе проектирования являются коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки внешнего и внутреннего характера по ГОСТ 21354-87, которые определяются приближенно. Меньшие значения коэффициентов принимают, в частности, при высокой степени точности изготовления зубчатых колес и малой окружной скорости [3]. Кроме

© А. Л. МАКАРОВ, В. Е. ШАТИХИН, В. С. ХОРОШИЛОВ, Г. В. ПЕТРЕНКО, О. В. ЦУКАНОВ, В. М. ПОПЕЛЬ, 2014

того, необходимо заметить, что ГОСТ не учитывает эволюцию нагрузок, связанных с износом находящихся в зацеплении поверхностей зубьев. Поэтому повышение точности определения динамических нагрузок остается очень важной задачей. Следует заметить, что предлагаемый подход не заменяет действующие ГОСТы и не решает в целом проблему точного учета ударных нагрузок на зубья во время зацепления, но повышает достоверность их определения для рассматриваемого случая математической модели с жесткими зубчатыми колесами. Полученные результаты фактически дополняют действующие нормативные документы в части оценки динамических нагрузок в зубчатом зацеплении.

С целью повышения точности учета динамических нагрузок, действующих на зубчатые колеса, предложено в расчетах использовать динамический коэффициент K_d [2] для зубчатой передачи (ступени) в соответствии с выражением (1) и коэффициент увеличения динамических нагрузок (8), о котором будет сказано ниже:

$$K_d = 1 + \left(1 - \frac{M_{ct}}{M^\Sigma} \right) \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_n^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}, \quad (1)$$

где M^Σ — среднее суммарное сопротивление (сумма статического и динамического сопротивлений), M_{ct} — статический момент нагрузки, J — приведенный момент инерции нагрузки, c_{12} — жесткость передач, w_n — начальная скорость удара зубьев в зацеплении, Θ — частота свободных колебаний, ε — среднее ускорение выходного вала.

Представленная формула в целом позволяет учитывать нагрузки, вызванные неточностью изготовления зубчатых колес и их опор, а также упругие колебания валов редуктора, изменения массово-инерционных характеристик полезной нагрузки, статического сопротивления и других факторов, обусловленных эксплуатацией КА.

Максимальная нагрузка передач привода с учетом формулы (1) определяется соотношением согласно [2]

$$M_{\max} = M^\Sigma + (M^\Sigma - M_{ct}) \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_n^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}. \quad (2)$$

В свою очередь [1],

$$M^\Sigma - M_{ct} = M_d, \quad (3)$$

поэтому выражение (2) можно записать в виде

$$M_{\max} = M^\Sigma + M_d \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_n^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}. \quad (4)$$

Величина w_n определяется исходя из выражения [2]:

$$w_n = \sqrt{2\varepsilon_{вз} \Delta\delta_{C_{\max\Sigma}}}, \quad (5)$$

где $\varepsilon_{вз}$ — ускорение выборки зазора в зацеплении, $\Delta\delta_{C_{\max\Sigma}}$ — максимальный зазор с учетом кинематической погрешности (мертвого хода для реверсивного движения) и упругого хода. В случае выборки зазоров $\Delta\delta_{C_{\max\Sigma}} = 0$, $w_n = 0$ и тогда

$$M_{\max} = 2M_d + M_{ct}. \quad (6)$$

Для наглядности перепишем после несложных преобразований формулу (4) в следующем виде:

$$M_{\max} = M_d \left(1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_n^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}} \right) + M_{ct}. \quad (7)$$

Рассмотрим снова выражение (1) определения динамического коэффициента. Оно учитывает как динамические, так и статические нагрузки. Необходимо заметить, что значительный интерес, в частности для определения безотказности и ресурса, представляет эволюция максимальных динамических нагрузок с течением эксплуатации привода. Увеличению динамических нагрузок будет способствовать износ рабочих поверхностей зубчатых колес и опор подшипников. Динамические нагрузки являются преобладающими нагрузками, вызывающими разрушение узлов привода [1, 3]. Поэтому для оценки динамических нагрузок приводов, у которых динамическое сопротивление значительно превышает статическое (они также широко используются в ракетно-космической технике), возникла необходимость ввода коэффициента, учитывающего только динамические нагрузки и, кроме того, позволяющего оценить их эволюцию с течением времени эксплуатации.

Таким образом, рассматриваем случай $M_{ct} = 0$. Разделив выражение (7) на (6), получим соотношение, показывающее величину эволюции динамических нагрузок ν (авторы предложили назвать данную величину коэффициентом повышения динамической нагрузки). Так, данный коэффициент позволяет оценить увеличение

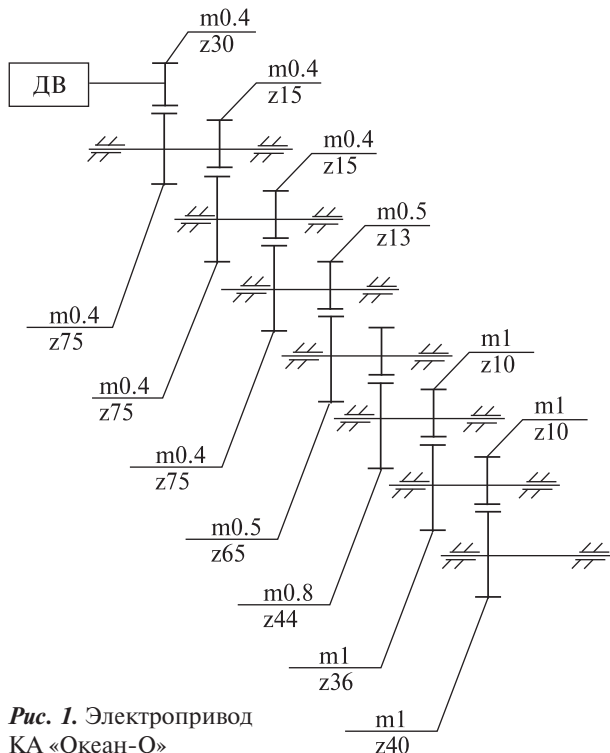


Рис. 1. Электропривод КА «Океан-О»

динамических нагрузок вследствие эволюции зазоров $\Delta\delta_{C_{max\Sigma}}$, вызванной износом, полагая, что в выражении (7) все составные члены, кроме w_H (5), являются постоянными:

$$v = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_H^2}{J^2 \epsilon^2 \Theta^2}} \right). \quad (8)$$

Максимальный зазор $\Delta\delta_{C_{max}}$ с течением времени эксплуатации привода будет включать, помимо постоянного люфта, также прирост вследствие износа рабочих поверхностей зубчатых колес $\delta_{C_{max div}}$.

Следующие аналитические выражения подтверждают сказанное выше [2]:

$$\delta_{C_{max\Sigma}} = \frac{M_{ст}}{c_{12}} + \delta_{C_{max}},$$

$$\epsilon_{вз} = \frac{M_{п}}{J}, \quad (9)$$

$$\delta_{C_{max}} = \delta_{C_{max const}} + \delta_{C_{max div}},$$

где $M_{п}$ — пусковой момент приводного двигателя, $\delta_{C_{max const}}$ — приведенный к валу двигателя

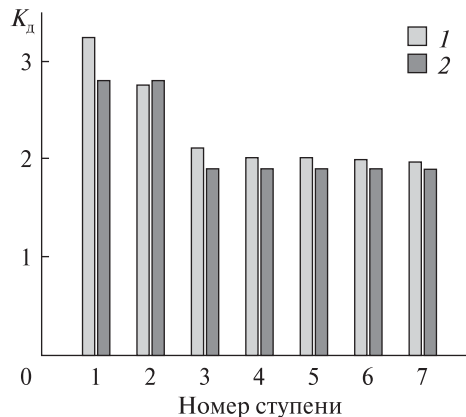


Рис. 2. Зависимость динамического коэффициента от номера ступени (1 — предложенный метод, 2 — общепринятый метод)

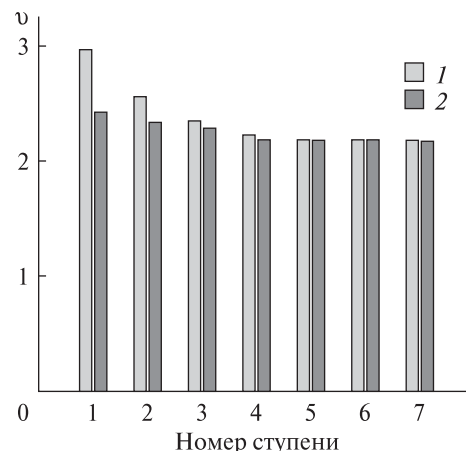


Рис. 3. Зависимость коэффициента повышения динамической нагрузки от номера ступени (1 — при достижении предельного износа, 2 — нулевая наработка)

зазор (люфт) с учетом кинематической погрешности или мертвого хода.

Как следует из (1) и (8), v отличается от K_d тем, что динамический коэффициент представляет собой отношение максимальной нагрузки (включая и статическую составляющую) к средней нагрузке, а v — отношение динамической нагрузки при нулевой наработке к динамической нагрузке, обусловленной наработкой в течение какого-то определенного времени. В нашем случае v определяет отношение максимальной динамической нагрузки, обусловленной изно-

сом, к максимальной динамической нагрузке без учета износа (начало эксплуатации привода). Поэтому численные значения ν должны быть меньше, чем значения, соответствующие данным режимам и условиям работы механизма значений K_d .

Итак, оба коэффициента описывают эволюцию динамических нагрузок в процессе эксплуатации КА, но коэффициент повышения динамической нагрузки более «нагляден» для применения в быстроходных механизмах; кроме того, исследование ν позволяет помимо анализа факторов, способствующих увеличению динамической нагрузки, также разрабатывать мероприятия по увеличению назначенного ресурса зубчатых колес и опор подшипников.

Определению износа зубчатых колес посвящено большое количество работ, в проведенных исследованиях для определения $\delta_{C_{\max div}}$ использованы методики, изложенные в источниках [3, 4].

В качестве примера эволюции динамических нагрузок вследствие износа был рассмотрен электропривод одного из отечественных космических аппаратов «Океан-О» (рис. 1). Семиступенчатый герметичный привод антенного устройства приводится в движение электрическим двигателем постоянного тока ДПР-52-Н-03М, превышение динамического сопротивления по отношению к статическому составляет 34, поэтому для исследования динамических нагрузок также целесообразно использование ν .

Результаты проведенных исследований представлены на рис. 2 и 3. В качестве переменной составляющей $\delta_{C_{\max div}}$ рассматривался максимальный мертвый ход зубчатых передач. Аналитическая связь между эволюцией максимального мертвого хода и износом рабочих поверхностей зубчатых колес, опор подшипников изложена в [4].

На рис. 2 представлен для всех семи ступеней редуктора графический сравнительный анализ (с помощью диаграмм) уровня динамических нагрузок в соответствии с общепринятым методом (2) и предложенным в статье методом с использованием динамического коэффициента (1). Здесь рассмотрен случай для наработки в 100 часов, причем для всего привода $K_d = 2.34$.

Несложно заметить, что на тихоходных ступенях различие незначительное, большая разница наблюдается на самой быстроходной первой ступени.

На рис. 3 представлена эволюция коэффициента повышения динамической нагрузки для первых трех ступеней редуктора для случаев начальной (нулевой) наработки (2) и при достижении предельного износа (1).

Как следует из полученных графических зависимостей, значительные расхождения уровня динамических нагрузок по базовому и авторскому методам наблюдаются на самой быстроходной первой ступени, имеющей наименьший ресурс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены аналитические соотношения для уточнения действующих в эвольвентном зубчатом зацеплении динамических нагрузок; обосновано использование динамического коэффициента; предложено и обосновано использование коэффициента повышения динамической нагрузки.

2. Получены диаграммы распределения уровня динамического коэффициента и коэффициента повышения динамической нагрузки в зависимости от ступени привода; проведено сравнение полученных результатов с базовым методом.

3. Показано, что наиболее целесообразно использование полученных результатов наряду с базовым методом для уточнения действующих динамических нагрузок при проектировании наименее надежных скоростных ступеней редуктора.

4. Предложенный коэффициент повышения динамической нагрузки целесообразно использовать для анализа быстроходных механизмов, у которых динамическое сопротивление значительно превышает статическое.

5. Полученные результаты могут быть использованы для уточнения назначенного ресурса эвольвентных зубчатых передач.

1. Вульфсон И. И., Ерихов М. Л., Коловский М. З. Механика машин. — М.: Высш. шк., 1996. — 510 с.

2. *Ключев В. И.* Теория электропривода. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 560 с.
3. *Проников А. С.* Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 574 с.
4. *Шатихин В. Е., Семенов Л. П., Хорошилов В. С. та ін.* Врахування зносу зубчатих передач при оцінюванні динамічних характеристик приводу сонячних батарей // *Космічна наука і технологія.* — 2006. — **12**, № 4. — С. 33—37.

Стаття надійшла до редакції 14.07.14

*О. Л. Макаров, В. Е. Шатихин, В. С. Хорошилов,
Г. В. Петренко, О. В. Цуканов, В. М. Попель*

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ КОСМІЧНОГО АПАРАТА

Розглядається питання підвищення точності оцінки динамічних навантажень у зубчатому зачепленні приводу виконавчих механізмів космічного апарата. Для уточнення оцінки динамічних навантажень на етапі проектування приводу виконавчих механізмів, що забезпечують

рух сонячних батарей, антен, різноманітних маніпуляторів тощо, обґрунтовано застосування динамічного коефіцієнта, а також запропоновано та обґрунтовано застосування коефіцієнта підвищення динамічного навантаження. Отримано порівняльні діаграми рівнів динамічних навантажень за запропонованим та базовим методами.

*A. L. Makarov, V. E. Shatikhyn, V. S. Horoshilov,
G. V. Petrenko, O. V. Tsukanov, V. M. Popel'*

SOME INCREASE OF DYNAMIC LOADS OF SPACECRAFT ACTUATING MECHANISMS DRIVE

We consider the possibility to increase the assessment accuracy of dynamic loads operating in gear engagement for drive gearbox of spacecraft actuating mechanisms. To improve dynamic loads data assessment on the design stage of the following devices: solar panels, antennas, various manipulators etc., the application of dynamic ratio is substantiated and the application of the dynamic loads increasing ratio is proposed and substantiated. Comprehensive diagrams of dynamic load levels due to the proposed and basic methods are obtained.