

УДК 621.001.63

Д-р техн. наук В.С. Хорошилов,  
канд. техн. наук В.Е. Шатихин, А.Е. Геленко, В.Н. Балашов,  
Д.В. Маслей, А.Ф. Романюк

## О ПОКАЗАТЕЛЯХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ АНАЛИЗА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТИЧЕСКИХ ОРБИТАЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

*Рассмотрена проблема использования существующих показателей динамических характеристик для оценки долговечности зубчатых механизмов автоматических орбитальных станций. Отмечено, что они не учитывают эволюцию, обусловленную воздействием износа в течение всего длительного срока эксплуатации. Предложено введение нового показателя коэффициента повышения динамической нагрузки, учитывающего ее эволюцию вследствие износа. В качестве примера приведен коэффициент повышения динамической нагрузки.*

*Розглянуто проблему використання існуючих показників динамічних характеристик з метою оцінювання довговічності зубчастих механізмів автоматичних орбітальних станцій. Відзначено, що вони не враховують еволюцію, яка зумовлена впливом зносу протягом усього тривалого строку експлуатування. Запропоновано введення нового показника коефіцієнта підвищення динамічного навантаження, який ураховує його еволюцію внаслідок зносу. Як приклад наведено коефіцієнт підвищення динамічного навантаження.*

*In the paper we investigated use of available dynamic factors to estimate durability of gear-drive mechanisms of automated orbital stations. It was found out that evolution due to impact of wear during the long-term service life was not taken into consideration. We proposed to introduce a new factor: dynamic load increase coefficient that would take into account evolution caused by wear. Dynamic load increase coefficient is presented as an example.*

Вопрос использования автоматических орбитальных станций (другое название – космические станции боевого базирования) для решения задач обороноспособности страны становится все более актуальным в связи с обостряющейся на протяжении последнего времени международной обстановкой.

Истории вопроса создания автоматических орбитальных станций (АОС), разработанным опытным образцам, путям дальнейшего развития АОС посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных авторов. Обобщая современные концептуальные подходы создания АОС, можно выделить два главных направления. Первое базируется на реализации принципиально новых конструкторских и технологических решений создания АОС, второе – на использовании или совершенствовании имеющихся конструкторско-технологических решений, полученных при разработке космических аппаратов сегодняшнего дня.

В рассматриваемой статье авторы придерживаются второго направления развития АОС, в частности рассматриваются

зубчатые механизмы, являющиеся составной частью приводов гибких конструкций (солнечных батарей, радиолокационных станций и т.д.), как и сами конструкции, по аналогии с существующими образцами.

Особенности проектирования АОС обусловлены, в частности, следующими требованиями к ним:

- 1) длительный срок эксплуатации;
- 2) значительная масса АОС (несколько десятков или несколько сотен тонн);
- 3) большой диапазон решаемых задач;
- 4) относительно невысокая рабочая орбита (для большинства АОС).

Безусловно, рассмотрены в основном те требования к АОС, которые увязаны с описанными в статье исследованиями.

Реализация перечисленных выше эксплуатационных требований предполагает обеспечение необходимой надежности узлов и механизмов АОС. Важное место среди них могут занимать зубчатые механизмы, в частности редукторы, электромеханических приводов не только многочис-

ленных гибких конструкций АОС бортового обеспечивающего комплекса, но и различных манипуляторов, прицелов, устройств наведения и т.п.

Учитывая эксплуатационные факторы, зубчатые механизмы вышеперечисленных устройств подвержены длительным и значительным массово-инерционным нагрузкам. Для большинства из них нагрузка имеет динамический характер и определяется динамическими характеристиками. Важность исследования динамических характеристик для обеспечения надежности зубчатых механизмов, входящих в состав, например, электромеханических приводов, изложена в многочисленных источниках, в том числе в [1, 3].

В статье рассматривается долговечность зубчатого механизма электропривода – редуктора, ответственного узла, резервирование которого для АОС не всегда возможно и целесообразно.

Среди общепринятых динамических характеристик зубчатого механизма укажем сопротивление, мощность, коэффициент [1, 2].

В качестве примера рассмотрим динамический коэффициент зубчатого механизма. Формула динамического коэффициента  $K_o$  имеет вид [2]:

$$K_o = 1 + \left(1 - \frac{M_{стат}}{M^\Sigma}\right) \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_{нач}^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}, \quad (1)$$

где  $M^\Sigma$  – среднее суммарное (сумма статического и динамического сопротивлений) сопротивление;  $M_{стат}$  – статическое сопротивление нагрузки;  $J$  – приведенный момент инерции нагрузки;  $c_{12}$  – жесткость передач;  $w_{нач}$  – начальная скорость удара зубьев в зацеплении;  $\Theta$  – частота свободных колебаний;  $\varepsilon$  – среднее ускорение выходного вала редуктора.

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

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

Величина  $w_{нач}$  определяется исходя из следующего соотношения [2]:

$$w_{нач} = \sqrt{2\varepsilon_{\varepsilon.з} \Delta\delta_{max\Sigma}}, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_{\varepsilon.з}$  – ускорение выборки зазора в зубчатом зацеплении;  $\Delta\delta_{max\Sigma}$  – максимальный зазор с учетом кинематической погрешности (мертвого хода для реверсивного движения) и упругого хода. В случае выборки зазоров  $\Delta\delta_{max\Sigma} = 0$ . Следовательно, исходя из выражения (2)  $w_{нач} = 0$ , и тогда

$$M_{max} = 2M_{дин} + M_{стат}. \quad (4)$$

Для наглядности перепишем после несложных преобразований формулу (2) в следующем виде:

$$M_{max} = M_{дин} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 w_{нач}^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}\right) + M_{стат}. \quad (5)$$

Динамические нагрузки могут быть преобладающими, вызывающими разрушение зубчатых механизмов АОС [3]. Поэтому для оценки динамических нагрузок приводов АОС, у которых динамическое сопротивление значительно превышает статическое, возникает необходимость ввода коэффициента, учитывающего только динамические нагрузки и, кроме того, позволяющего оценить их эволюцию в течение всего времени эксплуатации. Таким образом, рассмотрим случай  $M_{стат} = 0$ ; разделив выражение (5) на (4), с учетом (3) получим соотношение величины эволюции динамических нагрузок  $\nu$  (авторы предложили назвать данную величину коэффициентом повышения динамической нагрузки). Так, данный коэффициент позволяет оценить увеличение динамических нагрузок вследствие эволюции зазоров  $\Delta\delta_{max\Sigma}$ , вызванной износом,

$$\nu = \frac{1 + \sqrt{1 + \frac{2\varepsilon_{\varepsilon.з} \Delta\delta_{max\Sigma} c_{12}^2}{J^2 \varepsilon^2 \Theta^2}}}{2}. \quad (6)$$

Как следует из вышеизложенного,  $\upsilon$  отличается от  $K_d$  тем, что динамический коэффициент представляет собой отношение максимальной нагрузки (включая и статическую составляющую) к средней нагрузке, а  $\upsilon$  – отношение максимальной динамической нагрузки, обусловленной наработкой в течение какого-то определенного времени, к максимальной динамической нагрузке при нулевой наработке. Более полное представление о распределении нагрузки в процессе эксплуатации дает  $\upsilon$  для случая наступления предельного износа зубьев  $U_{\max}$ .

Аналитическая зависимость  $\Delta\delta_{\max\Sigma} = f(U_{\max})$  носит относительно громоздкий объем [4]. Подобно  $K_d$  коэффициент повышения динамической нагрузки может определяться как для всего механизма, так и для отдельной ступени. Применение  $\upsilon$  на этапе проектирования механизма АОС будет способствовать более точному учету действующих на механизм нагрузок.

Если подытожить вышесказанное, то можно сказать, что оба коэффициента описывают эволюцию динамических нагрузок в процессе эксплуатации АОС, но коэффициент повышения динамической нагрузки более "нагляден" для применения в быстроходных механизмах, а динамический коэффициент целесообразно применять для механизмов, у которых статическое сопротивление соизмеримо с динамическим.

В качестве сравнительного примера использования обоих коэффициентов эволюции рассмотрим семиступенчатый зубчатый редуктор электропривода радиолокационной антенны КА "Океан-О", у которого превышение динамического сопротивления по отношению к статическому составляет 34, поэтому для исследования динамических нагрузок более целесообразно использовать  $\upsilon$ .

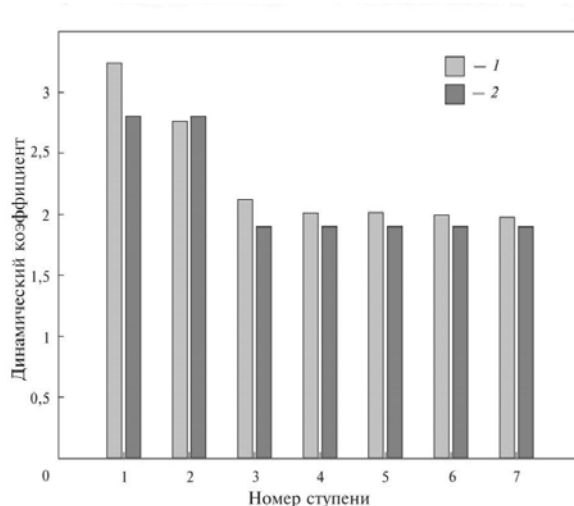


Рис. 1. Зависимость  $K_d$  от номера ступени

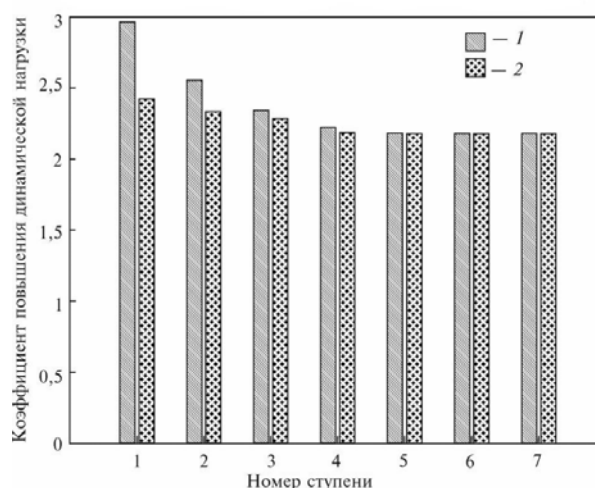


Рис. 2. Зависимость  $\upsilon$  от номера ступени

На рис. 1 и 2 представлены для всех семи ступеней редуктора уровни динамических нагрузок для случаев начальной (нулевой) наработки (2) и при достижении предельного износа (1). Как следует из рисунков, наиболее критичной является первая скоростная ступень.

### Выводы

1. Общепринятые показатели динамических характеристик зубчатых механизмов АОС не учитывают их эволюцию в течение длительного срока эксплуатации АОС вследствие износа соприкасающихся поверхностей зубчатых колес и подшипниковых опор.

2. Общепринятые показатели динамических характеристик целесообразно приме-

нять для зубчатых механизмов, у которых динамическое сопротивление незначительно превышает статическое.

3. Для анализа зубчатых механизмов АОС, у которых динамическое сопротивление значительно превышает статическое, целесообразна разработка новых показателей динамических характеристик, учитывающих износ. В качестве одного из предложенных показателей представлен коэффициент увеличения динамической нагрузки.

4. Необходима разработка критериев применения общепринятых показателей динамических характеристик либо их новых показателей, в том числе по вопросу кратности превышения динамического сопротивления над статическим.

#### **Список использованной литературы**

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. Шатіхін В.Є. та ін. Врахування зносу зубчатих передач при оцінюванні динамічних характеристик приводу сонячних батарей / В.Є. Шатіхін, Л.П. Семенов, В.С. Хорошилов, В.М. Попель, Г.А. Костенко // *Космічна наука і технологія.* – К., 2006. – Т. 12, № 4. – С. 33-37.

Статья поступила 04.01.2015