

УДК 729.68

**В. Е. Шатихин<sup>1</sup>, Л. П. Семенов<sup>1</sup>, А. Л. Макаров<sup>2</sup>,  
В. С. Хорошилов<sup>2</sup>, В. М. Попель<sup>2</sup>, С. Р. Игнатович<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Національне космічне агентство України, Київ

<sup>2</sup> Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» імені М. К. Янгеля», Дніпропетровськ

<sup>3</sup> Національний авіаційний університет – Аерокосмічний інститут, Київ

## АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПРИВОДА СОЛНЕЧНОЙ БАТАРЕИ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА С ДЛИТЕЛЬНОМ СРОКОМ ЖИЗНИ

*Розглядається метод прогнозування ймовірності безвідмовної роботи приводу сонячних батарей космічного апарата на етапі його проектування. Використовується регресійна модель, у якій за регресор вибрано величину динамічного опору приводу сонячної батареї. Встановлено аналітичні співвідношення між динамічним опором та ймовірністю безвідмовної роботи механічної частини приводу сонячних батарей, побудовано відповідні регресійні залежності.*

В настоящее время в связи с увеличением срока жизни, расширением спектра решаемых задач космическими аппаратами дистанционного зондирования Земли (КА ДЗЗ) более актуальной становится задача прогнозирования надежности его бортовых агрегатов.

Сопутствующими факторами длительной эксплуатации КА ДЗЗ, оказывающими влияние на надежность узлов и подсистем КА, являются, в частности, изнашивание трущихся деталей и узлов, изменение физико-механических свойств углепластиковых фермовых выносных конструкций под действием временного фактора и факторов космического пространства (ФКП).

Указанные факторы в общем виде разделяют на факторы, обусловленные воздействием внешних сил и сил внутреннего взаимодействия. Краткая классификация сил и вызываемые ими воздействия приведены на рис. 1.

Указанные воздействия приводят к увеличению вынужденных колебаний (вибраций) КА, что вызывает уменьшение надежности КА ДЗЗ. Одним из наиболее виброактивных устройств КА ДЗЗ является привод солнечной батареи (ПСБ).

Предлагается метод прогнозирования вероятности  $P$  безотказной работы ПСБ на этапе

его проектирования с использованием регрессионного анализа, в качестве регрессора служит динамическое сопротивление  $R$ , что позволяет оценить эволюцию величины  $P$  привода солнечной батареи в течение срока активной эксплуатации КА.

Суть метода состоит в том, что под суммарным воздействием внешних и внутренних возмущений каркасы панелей СБ приобретают линейные и угловые перемещения, что вызывает изменение момента инерции ПСБ  $J$ , и следовательно, изменение динамического момента ПСБ  $M_{\text{дин}}$ :

$$M_{\text{дин}} = J \varepsilon_{\text{max}},$$

где  $\varepsilon_{\text{max}}$  — максимальное ускорение выходного вала ПСБ.

Вследствие линейных и угловых перемещений каркасов панелей СБ величина  $J$  увеличивается. Необходимо отметить, что  $\varepsilon_{\text{max}}$  также увеличивается вследствие эволюции погрешностей изготовления элементов зубчатого зацепления редуктора, вызванной изнашиванием. В общем виде эволюция  $\varepsilon_{\text{max}}$  может быть представлена следующим образом [2]:

$$\varepsilon_{\text{max}} = \varepsilon_{\text{в}} i, \quad i = i_0 \left( 1 + \sum_1^n \Delta i_l \cos \Theta_l t \right),$$

где  $i$  и  $i_0$  — текущее и начальное передаточное соотношение зубчатой передачи; — соотношение зубчатой передачи;  $\varepsilon_{\text{в}}$  — ускорение входного

вала ПСБ;  $n$  — количество валов и зацеплений в кинематической схеме ПСБ;  $l$  — количество видов погрешностей в кинематической схеме ПСБ;  $\Theta$  — спектр частот возмущений передаточного соотношения ПСБ, обусловленный различными видами погрешностей.

Динамическое сопротивление  $M_{\text{дин}}$  и статическое сопротивление  $M_{\text{ст}}$  нагрузки составляют полный момент сопротивления нагрузки, для преодоления которого двигателю ПСБ необходимо создать соответствующий вращающий момент  $M_{\text{вр}}$ :

$$M_{\text{вр}} \geq M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}.$$

Привод солнечных батарей большинства современных КА дистанционного зондирования Земли относится к устройствам, у которых преобладает динамическое сопротивление над статическим вследствие минимальных значений ускорения свободного падения на высотах полета КА, что обуславливает незначительные весовые составляющие  $M_{\text{ст}}$ . Еще одним показателем наличия большого значения  $M_{\text{дин}}$  является высокое значение коэффициента динамичности

$$K_d = \frac{\varepsilon_{\text{max}}}{\varepsilon_c} > 2,$$

где  $\varepsilon_c$  — среднее ускорение выходного вала ПСБ.

Увеличение  $M_{\text{дин}}$  вызывает более интенсивный износ сопряженных деталей и узлов ПСБ, и следовательно, уменьшение значения  $P$ . Поэтому исследование динамического сопротивления актуально для прогноза показателя вероятности безотказной работы ПСБ.

Предложенный метод наиболее целесообразен при следующих условиях:

- значительная масса КА (>2 т);
- большая площадь каркасов панелей СБ (>30 м<sup>2</sup>);
- длительный срок жизни (>5 лет);
- наличие редуктора ПСБ;
- значительное превышение  $M_{\text{дин}}$  ПСБ над  $M_{\text{ст}}$  (более чем в четыре раза);
- существенный коэффициент динамичности ПСБ (>2).

Проведено математическое моделирование эволюции  $M_{\text{дин}}$  в течение 15 лет для КА ДЗЗ массой 6 тонн с номинальным значением  $M_{\text{дин}} = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$  и площадью углепластиковых



Рис. 1. Схема изменения динамического сопротивления бортовых агрегатов

каркасов панелей СБ в 100 м<sup>2</sup> с учетом влияния потери массы от воздействия вакуума, температуры и атомарного кислорода, а также изменения жесткости каркасов в течение 15 лет эксплуатации. Методика моделирования изложена в работах [5, 7].

В основных постулатах математическая модель определения надежности для ПСБ с зубчатым редуктором представляется в виде таблицы [5—7].

В таблице  $A^e$  — работа внешних сил, действующих на ПСБ;  $A^i$  — работа внутренних сил ПСБ;  $\rho^*$  — погонная масса каркаса панели СБ;  $\rho$  — плотность материала каркаса панели СБ;  $P_z$  — интегральная силовая составляющая внешних сил;  $m_z$  — интегральная моментная составляющая внешних сил;  $T^z$  — результирующая сил внутреннего взаимодействия;  $M_{Cz}$  — результирующий момент сил внутреннего взаимодействия;  $P_H$  — нормальная составляющая силы зацепления;  $k_z^*$  — орт системы отсчета размещенной на деформированном каркасе панели СБ;  $K_{Cz}$  — кинетический момент отдельного элемента каркаса СБ;  $u_0$  — линейная деформация фрагмента каркаса панели СБ;  $\Omega_0$  — угловая деформация каркаса панели СБ;  $l$  — длина каркаса;  $dz$  — виртуальное перемещение фрагмента каркаса панели ПСБ в направлении оси  $z$ ;  $\Delta a, b, c$  — изменение геометрических размеров сторон

каркаса панели СБ под воздействием ФКП;  $B$  — ширина венца зубчатого колеса;  $\alpha$  — угол зацепления зубчатого колеса редуктора ПСБ;  $R_1, R_2$  — радиусы зубчатых колес (ведущего и ведомого выходной ступени редуктора);  $J_1, J_2$  — моменты инерции зубчатых колес;  $k$  — коэффициент износостойкости;  $n$  — число оборотов зубчатой передачи;  $i$  — передаточное отношение зубчатой передачи;  $\delta_{\text{СМАХ}}$  — максимальный зазор (люфт)

выходной ступени без учета износа;  $w_{\text{уд}}$  — скорость удара зубьев выходного звена редуктора ПСБ;  $H_C$  — толщина зуба;  $p_1, p_2$  — погрешности в люфтах опор;  $f_a$  — допуск на граничное межосевое расстояние;  $\chi$  — коэффициент, учитывающий связь между величиной износа зуба и его толщиной;  $U_{\text{МАХ}}$  — максимальное изнашивание зуба;  $T$  — срок эксплуатации ПСБ;  $\Phi$  — нормированная функция Лапласа;  $M_{H0}$  — математи-

**Основные уравнения математической модели прогнозирования надежности ПСБ**

Назначение	Аналитические выражения
<p>Определение линейных и угловых перемещений каркасов панелей СБ с помощью принципа малых перемещений (метода конечных элементов и др.)</p>	$\delta A^e = \delta A^i,$ $\delta A^e = \int_0^l \mathbf{p}_z \delta \mathbf{u}_0 dz + \int_0^l \mathbf{m}_z \delta \Omega_0 dz - \int_0^l \rho^* \frac{\partial^2 \mathbf{u}_0^2}{\partial t^2} \delta \mathbf{u}_0 dz + \int_0^l \frac{\partial}{\partial t} \mathbf{K}_{c_i} \delta \Omega_0 dz,$ $\delta A^i = \int_0^l \mathbf{T}^z \frac{\partial}{\partial z} \delta \mathbf{u}_0 dz + \int_0^l \mathbf{M}_{c_z} \frac{\partial}{\partial z} \delta \Omega_0 dz - \int_0^l (\mathbf{T}^z \times \mathbf{k}_z^*) \delta \Omega_0 dz + \int_0^l (\mathbf{r}_{c_z} \times \mathbf{T}^z) \delta \Omega_0 dz$
<p>Определение изменения момента инерции каркаса панелей СБ (для математической модели в виде пластины)</p>	$\Delta J_{\text{ПСБ}} = \frac{\rho \Delta abc}{12} (a^2 + u_0^2)$
<p>Определение динамического сопротивления ПСБ</p>	$M_{\text{дин}} = J_{\text{ПСБ}} \varepsilon$
<p>Определение силы нормального зацепления выходного зубчатого колеса</p>	$P_H = \frac{M_{\text{дин}} + M_{\text{СТАТ}} + S}{R_1}$
<p>Определение изнашивания зубчатого <math>J</math>-го колеса редуктора</p>	$U_J = k \frac{P_H}{B} \left[ \left( 1 - \frac{R_1}{R_2} \right) \right] \frac{i+1}{i} n$
<p>Определение суммарного мертвого хода зубчатой передачи с учетом изнашивания зубчатых колес.</p>	$\Delta \delta_{\text{СМАХ}\Sigma} = \sum_{J=1}^{2J} \left( \frac{0.25}{\text{tg}^2 \alpha} \right) \frac{H_{CJ} U_J \chi_J + H_{CJ+1} U_{J+1} \chi_{J+1}}{\sqrt{\frac{0.25}{\text{tg}^2 \alpha} (H_{CJ}^2 + H_{CJ+1}^2 + 2f_a^2 + p_1^2 + p_2^2)}}$
<p>Определение скорости удара зубчатых колес выходного звена</p>	$w_{\text{уд}} = \sqrt{2\varepsilon_B (\delta_{\text{СМАХ}} + \Delta \delta_{\text{СМАХ}\Sigma})}$
<p>Определение ударной силы, действующей на ПСБ и учет ее в силе нормального зацепления</p>	$S = J_1 J_2 \frac{w_{\text{уд}} R_1 - w_{\text{уд}} R_2}{J_1 R_2^2 + J_2 R_1^2}$
<p>Определение вероятности безотказной работы ступени редуктора</p>	$P_C = 0.5 + \Phi \left( \frac{U_{\text{JМАХ}} M_{H0} - v_{\text{CP}} T}{\sqrt{\sigma_H^2 + \sigma_v^2 T^2}} \right)$
<p>Определение вероятности безотказной работы редуктора (механической части) ПСБ</p>	$P_P = \prod_{i=1}^M P_{C_i} P_{C_{i+1}} \dots P_{C_M}$

ческое ожидание толщины зуба;  $\sigma_H$  — среднее квадратичное отклонение толщины зуба;  $v_{CP}$  — среднее значение скорости изнашивания зуба передачи;  $\sigma_v$  — среднее квадратичное отклонение скорости изнашивания;  $P_C$  — вероятность безотказной работы ступени редуктора.

Параметры линейной регрессии  $P = aR + b$ , где  $R$  — динамическое сопротивление ПСБ и  $P$  — вероятность безотказной работы ПСБ, находятся решением следующей системы уравнений [3]:

$$\sum_{i=1}^n P_i = Na + b \left( \sum_{i=1}^n R_i \right), \quad \sum_{i=1}^n R_i P_i = a \left( \sum_{i=1}^n R_i \right) + b \left( \sum_{i=1}^n R_i^2 \right),$$

где  $n=15$  — число наблюдений, соответствующих количеству годов эксплуатации КА.

По данным вычислений изменений динамического сопротивления от 2000 до 2160 кг·м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup> и  $P$  от 0.98 до 0.83 в течение 15 лет эксплуатации КА (см. рис. 2) получено уравнение регрессии  $P = 2.8593 - 0.00094R$ . При этом коэффициенты детерминации  $D^2$ , эластичности  $K$  и корреляции  $r$  составили

$$D^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{15} (P_i - \hat{P}_i)^2}{\sum_{i=1}^{15} (P_i - \bar{P})^2} = 0.99, \quad K = b \frac{\bar{R}}{\bar{P}} = 2.03, \quad r = 0.91,$$

где  $P_i$  — действительные значения вероятности безотказной работы,  $\hat{P}_i$  — полученные расчетные значения вероятности безотказной работы с помощью регрессии,  $\bar{R}$ ,  $\bar{P}$  — средние.

Проверка с помощью  $t$ -критерия Стьюдента и  $F$ -критерия Фишера показала, что гипотезы о наличии корреляции и достоверности уравнения в целом принимаются для уровня значимости  $\alpha = 0.05$ .

Точное прогнозирование, которое выполняется с помощью уравнения регрессии, дополняется расчетом стандартной ошибки  $S$  и интервальной оценкой прогнозного значения  $P$ :

$$S(\hat{P}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i - \hat{P}_i)^2}{n-2} \left( 1 + \frac{1}{n} + \frac{(R - \bar{R})^2}{\sum_{i=1}^n (R_i - \bar{R})^2} \right)},$$

$$\hat{P} - t_{\alpha} S(\hat{P}) \leq P_{np} \leq \hat{P} + t_{\alpha} S(\hat{P}).$$

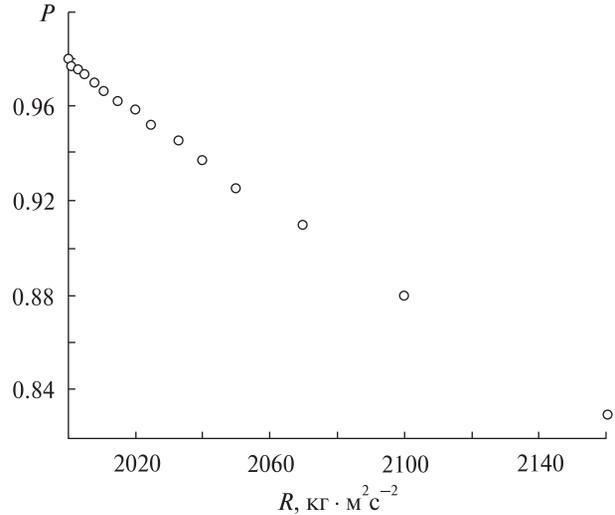


Рис. 2. Зависимость вероятности безотказной работы  $P$  от динамического сопротивления  $R$  привода солнечной батареи

Например, для динамического сопротивления  $R = 2120$  кг·м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup> получим  $P = 0.8665 \pm 0.010$  при уровне значимости  $\alpha = 0.05$ .

## ВЫВОДЫ

1. Использование на этапе проектирования КА в качестве регрессора динамического сопротивления ПСБ позволяет осуществить с использованием регрессионного анализа предварительную оценку вероятности безотказной работы механической части ПСБ при условии значительного превышения динамического сопротивления ПСБ над статическим.

2. В качестве критерия целесообразности применения предложенного метода для прогнозирования надежности ПСБ рекомендуется использовать коэффициент динамичности.

3. Использование регрессионного анализа позволит с указанной достоверностью произвести оценку вероятности безотказной работы ПСБ КА в течение его срока активного существования.

4. Предложенный метод можно использовать для прогнозирования вероятности безотказной работы других бортовых агрегатов КА ДЗЗ, в частности спецпанелей и конструкции антенн.

1. Вульфсон И. И., Ерихов М. Л., Коловский М. З. Механика машин. — М.: Высшая школа, 1996. — 510 с.
2. Гаврилов В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. — М.: Машиностроение, 1963. — 432 с.
3. Приходько А. И. Практикум по эконометрике. Регрессионный анализ средствами Excel. — Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. — 250 с.
4. Слюдинов М. Н. Надежность и точность механизмов приводов систем управления летательными аппаратами. — М.: Машиностроение, 1984. — 350 с.
5. Шатихин В. Е., Борисенко В. М., Федоренко В. А. и др. Условия кинематического контакта в задаче об обтекании несущих поверхностей летательного аппарата // Технологические системы. — 2005. — № 3. — С. 66–70.
6. Шатихин В. Е., Семенов Л. П., Артеменко Ю. Г. и др. Визначення динамічних характеристик каркасів сонячних батарей методом можливих переміщень // Технологические системы. — 2006. — № 4. — С. 26–31.
7. Шатихин В. Е., Семенов Л. П., Хорошилов В. С. и др. Врахування зносу зубчатих передач при оцінюванні динамічних характеристик приводу сонячних батарей // Космічна наука і технологія. — 2006. — **12**, № 4. — С. 33–37.

*Надійшла до редакції 01.10.10*

*V. E. Shatikhin, L. P. Semenov, O. L. Makarov,  
V. S. Khoroshilov, V. M. Popel', S. R. Ignatovich*

#### RELIABILITY ANALYSES OF SOLAR PANEL DRIVE FOR LONG LIFETIME SPACECRAFTS

We consider the prediction method of reliability probability for solar panel drive design using regression analyses. We deduced analytical relations between dynamical resistance and reliability probability of mechanical unit of solar panel drive for large Earth observation satellites. The relative regression functions are constructed.