

УДК 621.5

В.М. СУХАНОВ, В.М. ГЛУМОВ*Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова, РАН, Москва, Россия***РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЯ ПОДШИПНИКОВЫХ
ОПОР И РЕДУКТОРНОЙ СВЯЗИ ДВУХВАЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ
ТУРБОКОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ ДВУХ ДАТЧИКОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ**

Сформирована математическая модель двухвальной трансмиссии турбокомпрессорного агрегата с учетом радиально-угловых и условно крутильных колебаний системы двух связанных редукторной передачей жестких валов. Определены структурные модели выходных сигналов двух датчиков частоты вращения (ДЧВ), установленных на противоположных концах системы валов. Даны приближенные уравнения связи некоторых показателей технического состояния подшипниковых опор вала и зазоров редукторного зацепления с параметрами периодической функции, полученной на основе фильтрации и сравнительной обработки сигналов двух упомянутых датчиков. Приведен пример моделирования процесса оценивания величины зазора в шестеренчатой передаче редуктора трансмиссии ГТУ.

турбокомпрессор, редуктор, математическая модель, датчик частоты вращения, измерения, обработка сигналов**Введение**

Многокомпонентные силовые агрегаты движущихся объектов, турбокомпрессорные установки нефтеперекачивающих станций и т.п. как правило включают в себя силовые трансмиссии, характеризующиеся повышенными динамическими нагрузками и сопровождающимися их вибрациями, связанными с эксцентриситетом вращающихся масс и с люфтовыми зазорами из-за износа подшипниковых пар, износа поверхностей сопряженных зубчатых пар устройств редукторной связи. Эти развивающиеся во времени дефекты следует рассматривать как возможную причину возникновения аварийной ситуации в процессе функционирования агрегата, в результате которой, например, может произойти катастрофическая утечка нефтепродуктов. Таким образом, понятна актуальность проблемы организации контроля текущего технического состояния подшипниковых опор и ряда жизненно важных параметров других элементов и узлов трансмиссий, обеспечивающих безопасность функционирования энергосиловых агрегатов в целом.

В работе [1] рассмотрена задача стендовой диагностики состояния подшипников трансмиссии на

основе вибрационных методов поиска и распознавания динамических признаков соответствия информационной характеристики проверяемого объекта требуемому показателю качества. Недостатком такого подхода является необходимость останова агрегата для проведения проверочных испытаний на стенде. В [2] предложен способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов на основе использования "шумовой" компоненты штатного датчика частоты вращения вала, позволяющий оценивать в реальном времени степень изношенности пары вращения без использования дополнительного оборудования для измерения вибраций вала.

В настоящей работе предложенный в [2] подход модифицируется и применяется далее не только для контроля технического состояния подшипников, но и для контроля изменяющейся в процессе износа величины зазора в зубчатых зацеплениях редуктора.

1. Математическая модель двухвальной трансмиссии с редукторной связью

На рис. 1 схематически представлена механическая структура двухвальной трансмиссии с редук-

торной передачей вращения (P) от турбины (m_1, J_1) к компрессору (m_2, J_2). На рисунке обозначены

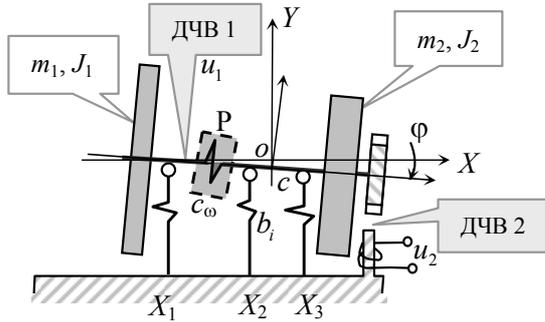


Рис. 1. Конфигурация двухвальной трансмиссии ГТУ с редуктором (P) и двумя ДЧВ.

X_1, X_2, X_3, X_c – координаты размещения опор вала и центра масс c системы. Учитывается податливость масляной пленки в зазорах подшипниковых опор ($b_i, i = 1, 2, 3$) и в зазорах зубчатой пары редуктора (c_ω), допускающая упругие радиально-угловые и условно крутильные колебания вала с амплитудами, не превышающими размера зазоров. Под условно крутильными понимаются колебания относительно "скручивания" (осевого сдвига) жестких валов турбины и компрессора из-за упругости c_ω редукторной связи. Наличие указанных степеней подвижности рассматриваемой механической системы обуславливает необходимость введения следующей группы обобщенных координат:

α_1 – угол осевого вращения вала турбины, φ – поворот оси вала относительно оси cZ , перпендикулярной к плоскости опорной системы координат cYX ,

y_c – радиальное смещение центра масс механической системы вдоль оси cY . Дополнительной координатой является угол осевого вращения вала компрессора $\alpha_2 = i_P \alpha_1$, i_P – коэффициент редукции.

Кинетическая энергия трансмиссии при наличии указанных степеней свободы равна

$$T = \frac{1}{2} (J_1^X \dot{\alpha}_1^2 + J_2^X \dot{\alpha}_2^2 + J_\Sigma^Z \dot{\varphi}^2 + m_\Sigma \dot{y}_c^2), \quad (1)$$

где $\dot{\alpha}_1$ – угловая скорость вращения вала турбины;

m_Σ, J_Σ^Z – суммарная масса и главный момент инерции турбокомпрессора относительно оси cZ ; J_1^X, J_2^X – осевые моменты инерции турбины и компрессора.

Потенциальную энергию системы, определяемую упругим сжатием масляной пленки в зазорах шестеренчатого зацепления редуктора и в зазорах подшипниковых опор, запишем в виде

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_\omega \delta_\alpha^2 + \sum_{i=1}^3 b_i y_i^2], \quad (2)$$

где $\delta_\alpha = (\alpha_2 - i_P \alpha_1)$ – относительное "скручивание" валов из-за зазоров в зубчатом зацеплении $y_i = y_c + X_i \varphi, i = \overline{1, 3}$ – радиальные смещения вала в пространстве зазоров i -х подшипниковых опор относительно его "невозмущенного" состояния.

Используя выражения (2), (3) и известный формализм Лагранжа, получим уравнения динамики рассматриваемого объекта в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_1^X \ddot{\alpha}_1 - i_P c_\omega \delta_\alpha &= M_T; \\ J_2^X \ddot{\alpha}_2 + c_\omega \delta_\alpha &= -M_K; \\ J_\Sigma^Z \ddot{\varphi} + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i^2 \right) \varphi + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i \right) y_c &= 0; \\ m_\Sigma \ddot{y}_c + \left(\sum_{i=1}^3 b_i X_i \right) \varphi + \left(\sum_{i=1}^3 b_i \right) y_c &= -m_\Sigma g. \end{aligned} \quad (4)$$

где M_T – приложенный к турбине движущий момент; M_K – момент нагрузки со стороны компрессора; g – ускорение силы тяжести.

Из (4) видно, что для принятой модели механической системы (рис. 1) математическая модель объекта распадается на две независимые подсистемы: уравнения вращения ГТД с наложенными крутильными колебаниями из-за упругости масляной пленки в зазорах шестеренчатого зацепления редуктора (первые два уравнения) и уравнения упругих радиально-угловых колебаний вала в пространстве масляных зазоров подшипниковых опор (вторые два уравнения в системе (4)).

где $C_i, \phi_i, i = 1, 2$ – произвольные постоянные, зависящие от начальных условий.

Подстановка выражений (7) в (6) дает

$$v_8(t) = v_{80} + s_8 \{ [A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2)] \}, \quad (8)$$

где

$$A_j = C_j \left[\sum_{i=1}^3 b_i (X_D - X_i) - X_D m_\Sigma \Omega_j^2 \right], \quad j = 1, 2. \quad (9)$$

Вытекающая из (8) периодичность изменения объема воздушного зазора $v_8(t)$ приводит к периодическому изменению величины магнитной индукции, что напрямую влияет на амплитуду ЭДС, наводимой в обмотке статорного полюса. Это приводит к модуляции невозмущенного сигнала ДЧВ $\bar{u}_i(\omega_i)$ двухчастотной (Ω_1, Ω_2) огибающей (8).

На рис. 2 представлена структурная схема, соответствующая модели (4) механической части ГТУ, замкнутой на информационную систему измерения частот вращения турбины (ДЧВ-1) и компрессора (ДЧВ-2).

3. Алгоритм оперативного оценивания величины зазоров в подшипниковых опорах вала

Как показано в [2] значения частот Ω_1 и Ω_2 модулирующего сигнала зависят от величины масляных зазоров подшипниковых опор. Действительно с ростом зазора увеличивается толщина пленки, что ведет к уменьшению ее жесткости ($b_i = ES h_i^{-1}$, где E, S – вязкость масла и площадь контакта) и, как следствие, к снижению величины частот Ω_1, Ω_2 радиальных колебаний вала.

При оценивании частот Ω_1, Ω_2 предполагается, что $\Omega_1, \Omega_2 \ll \omega_l$ и что известные в настоящее время методы демодуляции [5] позволяют выделить переменную составляющую низкочастотной огибающей (8) выходного сигнала ДЧВ-1 (или ДЧВ-2) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \tilde{u}_v(t) &= \tilde{u}_{v1}(t) + \tilde{u}_{v2}(t) = \\ &= A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2), \end{aligned} \quad (10)$$

где $A_i = A_i(t), \Omega_i = \Omega_i(t), i = 1, 2$ – медленно изменяющиеся во времени (по мере деградации параметра b_i) функции, значения которых на ограниченных интервалах времени могут быть определены по формулам (9) в предположении, что начальные значения параметров b_i на этих интервалах известны.

Не представляет заметной сложности [2] и решение задачи предварительного разделения сигнала (8) с помощью двух полосовых фильтров Φ_1 и Φ_2 на две компоненты $\tilde{u}_{v1}(t) = A_1 \sin(\Omega_1 t + \phi_1)$ и $\tilde{u}_{v2}(t) = A_2 \sin(\Omega_2 t + \phi_2)$. Полоса пропускания каждого из фильтров определяется из условия отсутствия пересечения полос при максимально возможном диапазоне пропускаемых частот. При этом для фильтра низкой частоты Φ_1 левая и правая границы полосы пропускания определяются значениями $0 < \Omega_{11} \leq 0,5(3\Omega_1 - \Omega_2), \Omega_{12} = 0,5(\Omega_1 + \Omega_2)$ соответственно. Для фильтра Φ_2 соответствующие характеристики принимают значения: $\Omega_{21} = \Omega_{12}, \Omega_{22} = 0,5(3\Omega_2 - \Omega_1)$. Начальные значения собственных частот Ω_1, Ω_2 могут быть определены заранее на основании решения частотного уравнения системы (4)

$$\begin{vmatrix} J_\Sigma^Z \Omega^2 + \sum_{i=1}^3 b_i X_i^2 & \sum_{i=1}^3 b_i X_i \\ \sum_{i=1}^3 b_i X_i & m_\Sigma \Omega^2 + \sum_{i=1}^3 b_i \end{vmatrix} = 0, \Rightarrow b_i = b_i(\Omega_1, \Omega_2). \quad (11)$$

Найденные решения позволяют вычислять также отклонения $\Delta \Omega_{1,2}(t) = \Omega_{1,2}^0 - \Omega_{1,2}(t)$ от номинальных значений частот $\Omega_{1,2}^0$ неизношенной трансмиссии и, таким образом, могут быть использованы для диагностики изменяющейся величины зазора в подшипниковых опорах по формулам

$$h_i(t) = ES b_i^{-1}(\Omega_1, \Omega_2). \quad (12)$$

4. Алгоритм оперативного оценивания величины зазоров в шестеренчатом зацеплении редукторной передачи

В основу используемого в данной работе алгоритма оценивания величины зазора в редукторной передаче положены результаты работы [3].

Выходные сигналы ДЧВ-1 и ДЧВ-2 вида (5) при выборе в качестве опорного "низкочастотного" сигнала u_1 , снимаемого с выхода ДЧВ-1, перепишем в виде

$$u_1 = \tilde{U}_1 \sin z_1 \omega_1 t; u_2 = \tilde{U}_2 \sin(z_2 \omega_2 t - \varphi_{00}), \quad (13)$$

где $\tilde{U}_i = k_{Bi} v_{\delta i}(y_c, \varphi) U_i$, $i = 1, 2$; z_1, z_2 – числа зубьев индукторных шестерен ДЧВ-1 и ДЧВ-2; $\varphi_{00} = \bar{\varphi}_{00} + \tilde{\varphi}$ – фазовый сдвиг сигнала u_2 относительно u_1 ; $\tilde{\varphi}$ – переменная компонента фазового сдвига сигналов, зависящая от угла относительного "скручивания" валов $\delta_\alpha(t)$, $\bar{\varphi}_{00} = const$ – статическая компонента фазового сдвига, зависящая от геометрических параметров элементов измерительной системы ДЧВ-1 и ДЧВ-2.

Предполагается, что задача формирования импульсов γ_0 , соответствующих нулевым значениям сигналов $u_i(t)$ решена [3], причем

$$\text{sign} \gamma_0 = \begin{cases} +1 \forall u_i = 0, \dot{u}_i > 0, i = 1, 2; \\ -1 \forall u_i = 0, \dot{u}_i < 0. \end{cases}$$

Из-за упругости масляного зазора в зубчатом зацеплении редуктора при передаче момента от турбины к компрессору появляется угол относительного сдвига валов δ_α , изменяющий исходную конфигурацию измерительного узла информационной системы из-за поворота индукторной шестерни $z^{(2)}$ относительно шестерни $z^{(1)}$ на угол δ_α .

Для определения угла относительного сдвига валов δ_α можно применить предложенную в [3] идею укорочения по высоте зуба $z_0^{(1)}$ индукторной шестерни ДЧВ-1. Реализация этой идеи приводит к заметному уменьшению амплитуды сигнала u_1 при

прохождении укороченного зуба под полюсом статора, что позволяет идентифицировать $0_0^{(1)}$ -точку как начало отсчета, которому сопоставляется момент времени $t = t_0$. Пусть t_1 – ближайший к t_0 момент реализации $0_0^{(2)}$ -точки сигнала u_2 . Тогда $\tau_0 = t_1 - t_0$ фиксируется. Пусть далее t_2 – момент реализации $0_1^{(2)}$ -точки сигнала u_2 . Тогда $t_2 - t_1 = T_2$ подающийся измерению период сигнала u_2 . По результатам измерения интервала τ_0 и периода T_2 относительный упругий сдвиг валов вычисляется с помощью формулы [3]

$$\delta_\alpha = \eta_2 \tau_0 T_2^{-1}, \quad (14)$$

где η_2 – "шаг" индукторной шестерни $z^{(2)}$ ДЧВ-2, за который принимается угловой размер пары "зуб-паз".

На рис. 3, а приведены осциллограммы сигналов ДЧВ-1 и ДЧВ-2, полученные в результате моделирования динамики структуры, представленной на рис. 2. Исследовался режим, ориентировочно соответствующий работе ГТУ на режиме "0,4N" ($N = 8800$ ($\partial_\delta = 4^\circ$), $\omega_1 = 120$ об/с). Базовые параметры измерительной системы определяются величинами $z_1 = 12$, $\eta_2 = 30^\circ$, $z_2 = 40$, $\eta_2 = 9^\circ$. Один из совмещенных зубьев шестерни $z^{(1)}$ имеет укорочение, что отображается на осциллограмме появлением в начале каждого оборота вала положительной полуволны с заметно сниженной амплитудой (рис. 3, а). На рис 3, б воспроизведен процесс оценивания установившегося значения угла скручивания $\partial_\delta = 4^\circ$ по формуле (14), для алгоритма с укороченным зубом $z_0^{(1)}$ при отсутствии шумов измерения. Видно, что ошибка оценивания, вызванная погрешностью измерения "нулей" сигналов u_1 и u_2 , в среднем не превышает $\pm 0,05\%$ от текущего значения оценки.

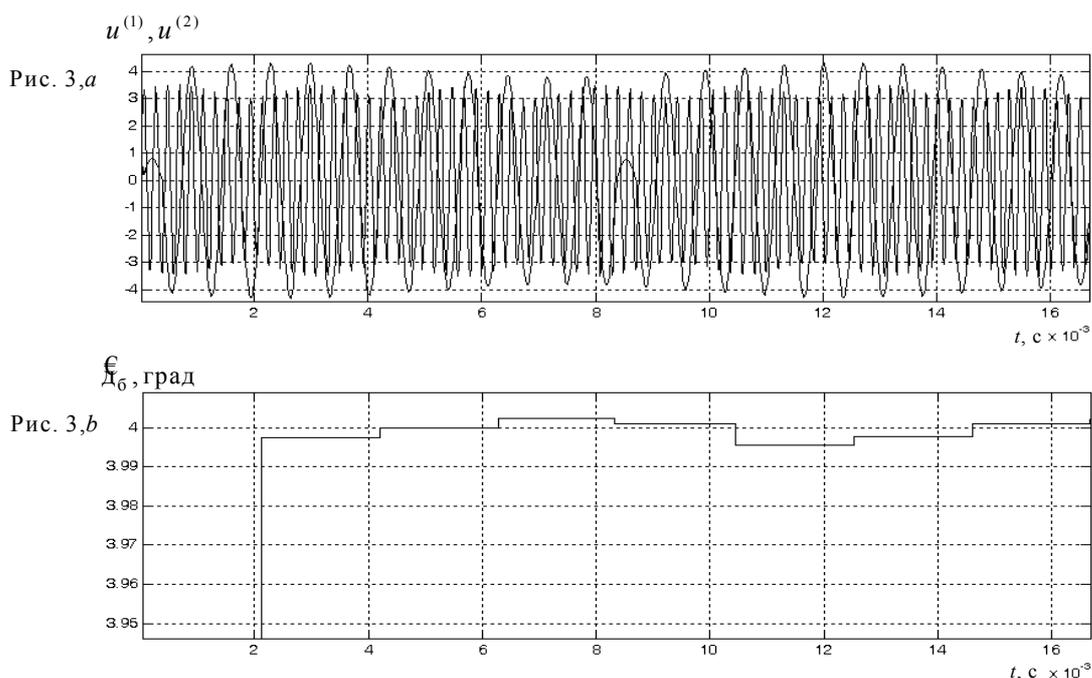


Рис. 3. Моделирование процесса оценивания угла скручивания вала с измерительной системой при наличии укороченного зуба индукторной шестерни ДЧВ-2

Заключение

Предложенный в работе способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов и величины зазора шестеренчатого зацепления редукторной связи двухвальной трансмиссии ГТУ удобен тем, что, используя для решения задачи лишь процедуру дополнительной обработки сигналов двух штатных датчиков частоты вращения вала, позволяет осуществлять контроль параметров трансмиссии ГТУ в реальном времени без использования дополнительного оборудования.

Литература

1. Диагностика состояния подшипников трансмиссии газотурбинного двигателя в пространствах статистик характерных последовательностей вибраций / А.П. Горшков, Т.П. Грызлова, Б.И. Комаров, В.Т. Шепель // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – №.10/36. – С. 152-156.

2. Адаптивная система контроля технического состояния подшипниковых опор турбокомпрессор-

ного агрегата и его аварийного отключения / В.Ю. Рутковский, В.М. Суханов, В.М. Глумов, С.Д. Земляков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 9/45. – С. 101-109.

3. Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 360 с.

4. Новый подход к определению угла скручивания вала трансмиссии ТВД для целей идентификации момента турбины и повышения степени безопасности ее функционирования / В.Ю. Рутковский, С.В. Епифанов, В.Н. Харитонов, В.М. Суханов, В.М. Глумов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10/26. – С. 125-134.

5. Френкс Л. Теория сигналов. – М.: Сов. радио, 1974. – 344с.

Поступила в редакцию 6.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Н. Крутова, Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия.