УДК 621.5

В.Ю. РУТКОВСКИЙ, В.М. СУХАНОВ, В.М. ГЛУМОВ, С.Д. ЗЕМЛЯКОВ

Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА И ЕГО АВАРИЙНОГО ОТКЛЮЧЕНИЯ

Построена модель динамики механической части турбокомпрессора с учетом упругих радиально-угловых колебаний вала. Разработана математическая модель структуры выходного сигнала датчика частоты вращения (ДЧВ), учитывающая искажения геометрии воздушного зазора магнитной цепи датчика, вызываемые вибрациями вала, и введены уравнения связи некоторых показателей технического состояния опор вала с параметрами сигнала датчика. Предложен метод идентификации меняющейся по мере износа величины зазора в подшипниковых опорах, основанный на детектировании выходного сигнала ДЧВ. На основе методов адаптивной фильтрации синтезирован алгоритм начального поиска и последующего слежения за некоторыми показателями качества функционирования контролируемого объекта. Предложена система и алгоритмы аварийного отключения турбокомпрессора с использованием настраиваемой эталонной модели в контуре наблюдения за техническим состоянием его подшипниковых опор.

турбокомпрессор, математическая модель, датчик частоты вращения, измерения, обработка сигналов

Введение

Техническое состояние роторов и трансмиссии газотурбинных установок (ГТУ), применяемых на компрессорных станциях магистральных газо- и нефтепроводов во многом определяет ресурс и надежность силовой установки, а также техническую и экологическую безопасность функционирования системы перекачки нефтепродуктов в целом.

Особое значение в обеспечении нормальной работы ГТУ имеет исправное состояние трансмиссионных подшипников и качество смазочного материала в зазорах подшипниковых опор [1]. В указанной работе решалась задача стендовой диагностики состояния подшипников трансмиссии на основе вибрационных методов поиска и распознавания динамических признаков соответствия информационной характеристики диагностируемого объекта требуемому показателю качества. Видимым недостатком данного подхода является ограниченность области его применения задачами выявления неисправных образцов по результатам вибрационных испытаний на специальных стендовых установках. По этой причине предложенные в [1] алгоритмы диагностики не пригодны для применения в актуальной задаче оперативного контроля технического состояния трансмиссии ГТУ.

Основной целью предлагаемого нами "on-line" контроля является непрерывное слежение за медленно меняющимися по причине износа параметрами объекта в процессе его функционирования. Учитывая известную актуальность проблемы обеспечения безаварийной работы систем перекачки нефтепродуктов, в работе рассматриваются некоторые вопросы синтеза системы оперативного контроля технического состояния трансмиссионных подшипников ГТУ, обеспечивающей, в конечном счете, своевременное отключение силовой установки при аварийной ситуации, связанной с выходом контролируемых параметров за пределы допустимой области.

1. Математическая модель трансмиссии ГТУ

В работе [2] авторами была введена модель многокомпонентной трансмиссии ТВД достаточно общего вида (рис. 1) и получены дифференциальные

© В.Ю. Рутковский, В.М. Суханов, В.М. Глумов, С.Д. Земляков

уравнения движения вращающихся инерционных масс этой механической системы с учетом изгибной и крутильной нежесткости вала (c_f, c_ω), а также с учетом конечной жесткости масляной пленки b_i в зазорах подшипниковых опор вала.

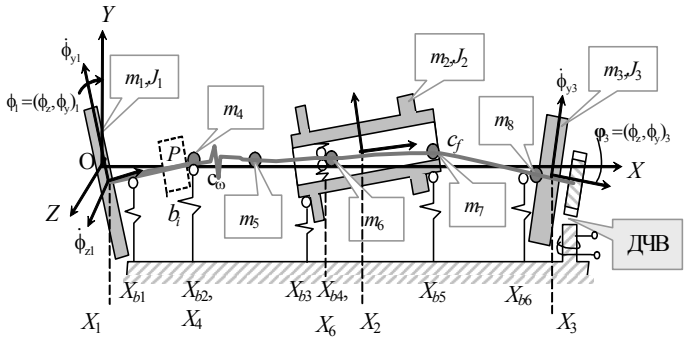

Рис. 1. Конфигурация упругой трансмиссии ТВД с ДЧВ

Учитывая существующую практику использования в качестве нефте- газоперекачивающего агрегата отработавшие установленный срок авиационные газо-турбинные двигатели, воспользуемся полученными в [2] результатами для формирования математической модели приводной части (трансмиссии) компрессорной установки системы перекачки нефтепродуктов. С этой целью для осуществления перехода к наиболее часто используемым типам трансмиссий одновальных ТВД [3] в полученной в [2] математической модели трансмиссии, следует принять $c_f, c_\omega = \infty$, $m_2, J_2 = 0$, $\Omega = (\Omega_X, \Omega_Y, \Omega_Z) \equiv 0$. Такой предельный переход соответствует преобразованию исходной механической структуры, представленной на рис. 1, к новой структуре (рис. 2),

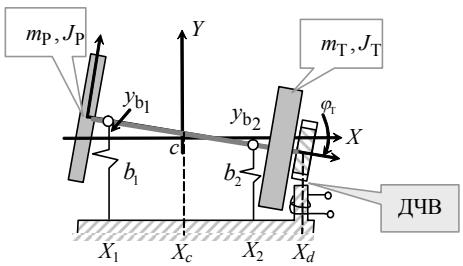

Рис. 2. Конфигурация жестковальной трансмиссии в системе координат, связанной с корпусом ГТУ

состоящей из жесткого вала длиной l_S и массой m_S с закрепленными на его концах диском турбины ($m_T, J_T^{X,Y,Z}$) и компрессором (m_P, J_P). Вся система вращается на двух подшипниковых опорах. Наличие масляных зазоров Δ_b при этом обуславливают дополнительные радиальную (y_c) и угловую (φ_T) степени свободы перемещения вала. Осевые смещения вала не учитываются. Предполагается, что опоры вала расположены достаточно близко к точкам крепления турбины и компрессора. На рис. 2 обозначено: c – центр масс системы; X_1, X_2, X_d – фиксированные координаты опор и места установки датчика оборотов вала; X_c – вычисляемая координата центра масс системы:

$$X_c = m_\Sigma^{-1}(m_T + m_S/2), \quad m_\Sigma = m_T + m_P + m_S. \quad (1)$$

Кинетическая энергия турбокомпрессора при наличии указанных степеней свободы равна

$$T_{T-P} = \frac{1}{2}\left(J_{T-P}^X \dot{\alpha}^2 + J_{T-P}^Z \dot{\varphi}_T^2 + m_\Sigma \dot{y}_c^2\right), \quad (2)$$

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

$$J_{T-P}^Z = J_T^Z + J_P^Z + (m_P + m_S/2)X_c^2 + \\ +(m_T + m_S/4)(l_S - X_c)^2 - l_S X_c m_S/4 -$$

главный момент инерции турбокомпрессора относительно поперечной оси Z_c, проходящей через его центр масс; $J_{T-P}^X = J_T^X + J_P^X$ – осевой момент инерции турбокомпрессора; $(l_S - X_c) = m_\Sigma^{-1}(m_P + m_S/2)$.

Потенциальную энергию системы, определяемую упругим сжатием масляной плёнки в зазорах подшипниковых опор, запишем в виде

$$\Pi_{T-P} = \frac{1}{2}\left[b_1 y_{b1}^2 + b_2 y_{b2}^2\right], \quad (3)$$

где $y_{b1} = y_c + \varphi_T X_c$, $y_{b2} = y_c - \varphi_T(l_S - X_c)$ – результирующие смещения вала в зазорах относительно его "невозмущенного" состояния $y_{b1} = y_{b2} = 0$; b_1, b_2 – коэффициенты податливости масляной плёнки в соответствующих подшипниках.

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

$$\begin{aligned} J^{X}_{T-P}\ddot{\alpha} &= M_T - M_P; \\ J^{Z}_{T-P}\ddot{\varphi}_T + (l_1^2 b_1 + l_2^2 b_2)\varphi_T + (l_1 b_1 - l_2 b_2) y_c &= 0; \\ m_\Sigma \ddot{y}_c + (l_1 b_1 - l_2 b_2)\varphi_T + (b_1 + b_2) y_c &= -m_\Sigma g. \end{aligned} \qquad (4)$$

где M_T – приложенный к турбине движущий момент; M_P – момент нагрузки со стороны компрессора; влияние демпфирующих сил (antihunt action) со стороны вязкого масла на колебания вала не учитывается; для краткости обозначено:

$$X_c \equiv l_1;\ (X_c - l_S) \equiv l_2;\ \ l_1 + l_2 = l_\Sigma.$$

2. Модель сигналов индукционного датчика частоты вращения вала

Для измерения угловой скорости вращения турбины $\omega_T = \dot{\alpha}$ используется стандартный датчик частоты вращения (ДЧВ) индукционного типа. Чувствительным элементом датчика является индуктивная катушка, помещенная в магнитное поле B (индукция в зазоре датчика), создаваемое постоянным магнитом неподвижного статорного полюса. На вал, частоту вращения которого требуется измерять, напрессована индукторная шестерня, зубья (полюса) которой, пробегая мимо полюса статора, приводят к перераспределению магнитного потока постоянного магнита. Таким образом, при идеальном вращении вала (без учета его люфтовых смещений) напряжение $u_{\tilde{\omega}}(\omega_T)$, снимаемое с индукционной катушки ДЧВ, приближенно может быть описано синусоидальной функцией, амплитуда и частота которой зависят от величины угловой скорости турбины ω_T:

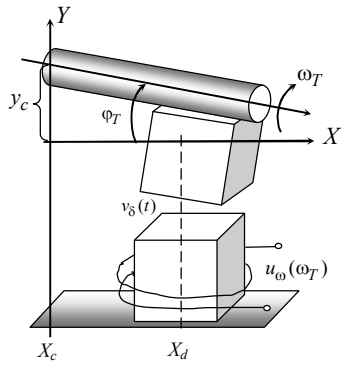

Рис. 3. К определению геометрии объема воздушного зазора в цепи магнитопровода ДЧВ

$$\bar{u}_\omega(\omega_T) = U(\omega_T)\sin z\omega_T t, \qquad (5)$$

где $U(\omega_T) = \bar{U}_\omega = k_\Phi z\omega_T$, $k_\Phi = 2w\tilde{\Phi}_m$; $\omega = z\omega_T$ – несущая частота сигнала датчика; z – число зубьев индукторной шестерни; w – число витков катушки; $\tilde{\Phi}_m$ – известная амплитуда переменной составляющей потока, зависящая от магнитодвижущей силы и крайних значений сопротивления магнитной цепи ДЧВ. Для формировании модели сигналов ДЧВ при наличии поперечных колебаний вала в пространстве масляных зазоров подшипниковых опор необходимо учесть, что угловые колебания вала φ_T в месте установки индукторной шестерни X_d и его упругие радиальные смещения y_c приводят к изменению геометрического объема воздушного зазора магнитной цепи датчика v_δ. Это меняет его сопротивление и, следовательно, величину магнитной индукции, определяющую амплитуду сигнала (5).

Из рис. 3, являющегося фрагментом рис. 2, видно, что объем воздушного зазора в момент совмещения полюсов индуктора и статора с учетом рассматриваемых двух типов упругих смещений оси вала может быть определен зависимостью

$$v_\delta(t) = v_{\delta 0} + s_\delta[y_c(t) + l_d\varphi_T(t)], \qquad (6)$$

где $v_{\delta 0}$ – номинальный объем индукционного зазора при отсутствии радиально-угловых смещений вала, s_δ – площадь полюсного наконечника; $l_d = (X_d - X_c) > 0$.

Входящие в (6) обобщенные координаты $\varphi_T(t)$ и $y_c(t)$ являются решениями системы (4), которые могут быть записаны в виде суммы двух главных колебаний с частотами ω_1 и ω_2, определяемыми из "уравнения частот" для той же системы (4) [6]:

$$\begin{aligned} \varphi_T &= C_1(b_1 + b_2 - m_\Sigma\omega_1^2)\sin(\omega_1 t + \phi_1) + \\ &+ C_2(b_1 + b_2 - m_\Sigma\omega_2^2)\sin(\omega_2 t + \phi_2); \\ y_c &= (l_2 b_2 - l_1 b_1)[C_1\sin(\omega_1 t + \phi_1) + C_2\sin(\omega_2 t + \phi_2)], \end{aligned} \qquad (7)$$

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

Подстановка выражений (7) в (6) дает

$$v_\delta(t) = v_{\delta 0} + s_\delta\{[A_1\sin(\omega_1 t+\phi_1)+ \\ +A_2\sin(\omega_2 t+\phi_2)]\}, \quad (8)$$

где

$$A_i = C_i[b_1(l_d-l_1)+b_2(l_d+l_2)-l_d m_\Sigma\omega_i^2],\ \ i=1,2\,. \quad (8a)$$

Вытекающая из (8) периодичность изменения геометрии индукционного зазора $v_\delta(t)$ и, в конечном счете, к изменению величины магнитной индукции, напрямую влияет на амплитуду наводимой в обмотке статорного полюса ЭДС. Последнее определяет появление на выходе ДЧВ модулированного (при $\dot{\alpha}=\omega_T=\text{const}$) двухчастотным (пропорциональным функции $v_\delta(t)$) сигналом вида:

$$u_\omega(t) = k_B v_\delta(y_c(t),\varphi_T(t))\,U(\omega_T)\sin z\omega_T t\,, \quad (9)$$

где k_B – коэффициент связи изменения геометрического объема зазора с величиной его магнитной проводимости.

3. Уравнения связи некоторых показателей технического состояния опор вала с параметрами сигнала ДЧВ

Техническое состояние опор вала в значительной степени определяется качеством смазки подшипников и величиной масляного зазора, увеличивающегося со временем по мере износа шейки вала (spindle). Как ухудшение качества смазки, так и увеличение зазора вызывают снижение упругости масляной пленки (b_i) и, следовательно, понижение собственных частот поперечных колебаний вала ω_1, ω_2. Для установления количественной связи между этими параметрами выпишем характеристическое уравнение системы (4) в операторной форме

$$\begin{vmatrix} J^X_{T-P}p^2 & 0 & 0 \\ 0 & J^Z_{T-P}p^2+(b_1l_1^2+b_2l_2^2) & b_1l_1-b_2l_2 \\ 0 & b_1l_1-b_2l_2 & m_\Sigma p^2+(b_1+b_2) \end{vmatrix} = 0\,. \quad (10)$$

Подставляя сюда $p=j\omega$, получим уравнение, определяющее собственные частоты системы (4)

$$J^Z_{T-P}m\omega^4 - [J^Z_{T-P}(b_1+b_2)+ \\ +m_\Sigma(b_1l_1^2+b_2l_2^2)]\omega^2 + b_1b_2l_S^2 = 0, \quad (11)$$

решениями которого относительно квадратов частот являются

$$\omega^2_{1,2} = (2J^Z_{T-P}m_\Sigma)^{-1}\{[*]\mp\sqrt{[*]^2-4J^Z_{T-P}m_\Sigma b_1b_2l_S^2}\}, \quad (12)$$

где $[*]=[J^Z_{T-P}(b_1+b_2)+m_\Sigma(b_1l_1^2+b_2l_2^2)]$, а положительность подкоренного выражения определяется соотношением

$$[*]^2 - 4J^Z_{T-P}m_\Sigma b_1b_2l_S^2 = [J^Z_{T-P}(b_1+b_2)- \\ -m_\Sigma(b_1l_1^2+b_2l_2^2)]^2 + 4J^Z_{T-P}m_\Sigma(b_1l_1-b_2l_2)^2\,.$$

Если частоты ω_1, ω_2 известны, т.е. поддаются измерению или оцениванию, то, используя свойства корней квадратного уравнения применительно к (11), получим искомые соотношения, устанавливающие связь параметров b_1, b_2 контролируемого объекта с параметрами ω_1, ω_2 огибающей выходного сигнала ДЧВ (9):

$$\omega_1^2+\omega_2^2 = (J^Z_{T-P}m_\Sigma)^{-1}[J^Z_{T-P}(b_1+b_2)+ \\ +m_\Sigma(b_1l_1^2+b_2l_2^2)]; \quad (13) \\ \omega_1^2\omega_2^2 = (J^Z_{T-P}m_\Sigma)^{-1}b_1b_2l_S^2.$$

Отсюда нетрудно определить

$$b_i = \frac{J^Z_{T-P}m_\Sigma}{2(J^Z_{T-P}+m_\Sigma l_i^2)}\Big[(\omega_1^2+\omega_2^2)\pm \\ \pm\sqrt{(\omega_1^2+\omega_2^2)^2-\frac{4(J^Z_{T-P}+m_\Sigma l_1^2)(J^Z_{T-P}+m_\Sigma l_2^2)}{J^Z_{T-P}m_\Sigma l_S^2}\omega_1^2\omega_2^2}\Big], \quad (14)$$
$$i=1,2\,.$$

4. Выявление некоторых дефектов трансмиссии и наблюдение за их развитием по результатам обработки сигнала ДЧВ

Из множества элементов, входящих в роторную группу турбокомпрессора, наиболее подвержены износу подшипниковые опоры вала. Причиной этого

являются повышенные динамические нагрузки на опоры со стороны вращающегося вала. Процесс износа взаимодействующих поверхностей пары вращения (вал-подшипник) сопровождается постепенным увеличением зазора h_i, $i = 1, 2$, предназначенного для поддержания устойчивой масляной пленки, предотвращающей сухое трение между трущимися деталями. Можно принять, например, $h(t) = h_0 + k_h t$, (h_0 – начальный зазор, k_h – коэффициент скорости износа рабочих поверхностей пары вращения). Увеличение зазора может быть обнаружено путем наблюдения за амплитудой огибающей (8), возрастание которой по мере увеличения $h(t)$ углубляет модуляцию несущей сигнала ДЧВ (5) до значений $A_{\max} = (A_1 + A_2)_{\max} - h_0 \le \Delta_h$, где Δ_h – предельно допустимый износ.

Одновременно с ростом зазора увеличивается толщина пленки, что ведет к уменьшению ее жесткости ($b_i = ESh_i^{-1}$) и, как следствие, к снижению величины частот ω_1, ω_2 радиальных колебаний вала. Следовательно, оценки $\hat{\omega}_1(t)$ и $\hat{\omega}_2(t)$, позволяющие вычислять отклонения $\Delta\omega_{1,2}(t) = \omega_{1,2}^0 - \hat{\omega}_{1,2}(t)$ от номинальных значений частот $\omega_{1,2}^0$ неизношенной трансмиссии, так же могут быть использованы для диагностики величины зазора и качества смазки в подшипниковых опорах.

Из (8) и (14) видно, что и максимальная амплитуда $A_{\max}$ модулирующего сигнала, и девиация (deviation) частоты $\Delta\omega_{1,2}$ зависят от контролируемых параметров b_1, b_2, т.е. являются информационно содержательными компонентами в задаче диагностики технического состояния трансмиссии турбокомпрессора. Однако из-за большей простоты реализации схем измерения частоты и более высокой точности их работы, предпочтение следует отдать системе, реализующей слежение за частотами ω_1, ω_2 огибающей сигнала ДЧВ с последующим вычислением текущих значений b_1, b_2 по формулам (14).

Тем не менее, необходимо отметить полезность прямого оценивания максимальной амплитуды $A_{\max}$ модулирующего сигнала, как параметра, непосредственно влияющего на целостность сальниковых уплотнений, разрушение которых в рассматриваемом классе устройств может привести к экологически недопустимым последствиям.

5. Демодуляция сигнала ДЧВ, фильтрация и слежение за частотами огибающей

При решении рассматриваемых в данном разделе задач в основном используются стандартные методы теории обработки сигналов [5]. В связи с этим последовательность решения задач, вынесенных в заголовок раздела, может быть определена в виде блок-схемы компьютерного моделирования (в среде Matlab-Simulink) системы оценивания параметров b_1, b_2 и $A_{\max}$ определяющих техническое состояние трансмиссии (рис. 4).

Будем предполагать, что $\omega_1, \omega_2 << \omega_T$ и что известные в настоящее время методы демодуляции [5] позволяют выделить переменную составляющую $\tilde{u}_v$ низкочастотной огибающей (8) выходного сигнала ДЧВ (9) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \tilde{u}_v(t) &= \tilde{u}_{v1}(t) + \tilde{u}_{v2}(t) = \\ &= A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2), \end{aligned} \quad (15)$$

где $A_i = A_i(t), \omega_i = \omega_i(t)$ – медленно изменяющиеся во времени (по мере деградации параметра b_i) функции, значения которых на ограниченных интервалах времени могут быть определены по формулам (8а) и (12) в предположении, что начальные значения параметров b_i на этих интервалах известны.

Не представляет заметной сложности и решение задачи предварительного разделения сигнала (15) с помощью двух полосовых фильтров Φ_1 и Φ_2 на

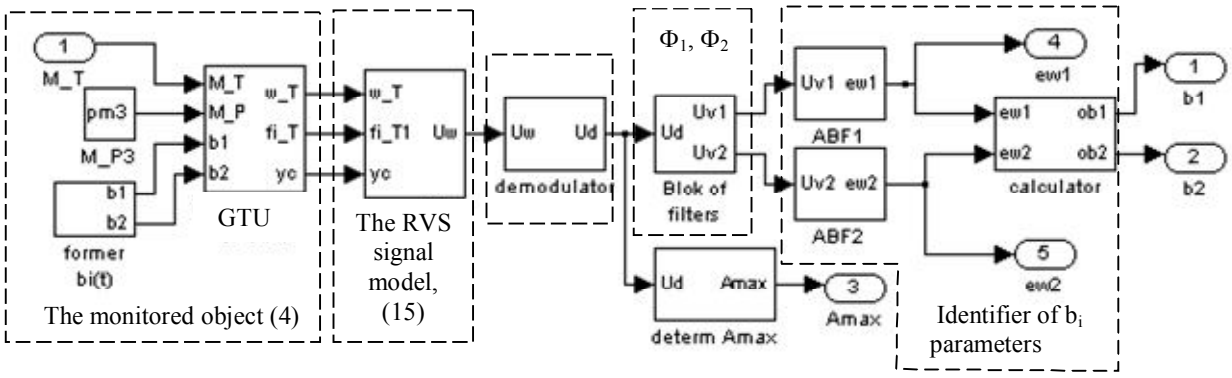

Рис. 4. Схема моделирования системы оценивания технического состояния трансмиссии по выходу ДЧВ

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 $0 < \omega_{11} \le 0,5(3\omega_1 - \omega_2)$, $\omega_{12} = 0,5(\omega_1 + \omega_2)$ 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 вычисляются по формулам (12), либо могут быть определены заранее на основании стендовых испытаний.

На рис. 5 приведен пример моделирования процесса обработки сигнала $u_\omega(t)$ с выхода ДЧВ (осц. 1 на рис. 5) в присутствии шумов измерения. В блоке "demodulator" (рис. 4) из сигнала сначала отфильтровывается несущая (460 Гц). Демодулированный сигнал $\tilde{u}_v(t)$, представляющий собой сумму упругих радиально-угловых колебаний вала с частотами $\omega_1(2\pi)^{-1} = 12,5$ Hz и $\omega_2(2\pi)^{-1} = 22$ Hz, подается далее на входы двух широкополосных фильтров Φ_1 и Φ_2 (осц. 2 на рис. 5). Третья осциллограмма на рис. 5 отображает сигналы $\tilde{u}_{v1}(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \psi_1)$ и $\tilde{u}_{v2}(t) = A_2 \sin(\omega_2 t + \psi_2)$ на выходе фильтров Φ_1 и Φ_2, выделенные из суммарной огибающей (осц. 2).

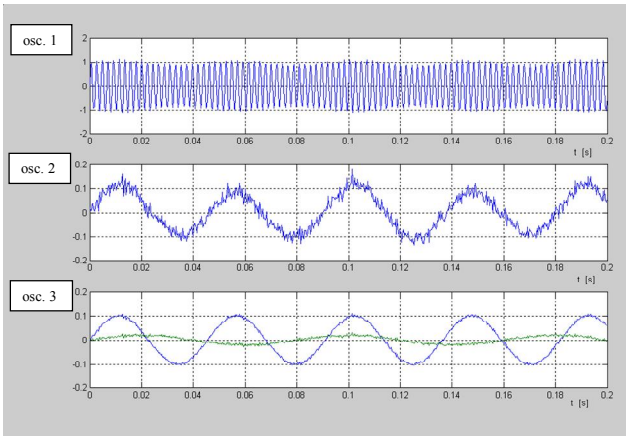

Рис. 5. Процессы обработки сигнала с выхода ДЧВ

Далее каждый из выделенных сигналов $\tilde{u}_{v1}(t)$ и $\tilde{u}_{v2}(t)$ поступает на вход соответствующего блока (ABF1, ABF2) идентификации текущего значения частот $\omega_1(t)$ и $\omega_2(t)$. Решение задачи затруднено из-за плохой определенности начального значения идентифицируемого параметра $\omega_i(0)$ и его изменения, хотя и медленного, в процессе эксплуатации турбокомпрессора.

Для преодоления указанной трудности воспользуемся дифференциальным методом идентификации [6]. Идентифицируемым параметром является собственная частота ω_i поперечных колебаний вала $y_c(t)$, $\varphi_\Gamma(t)$, отображаемых огибающей $u_{vi}(t)$ сигнала ДЧВ (9). Предполагается, что значение ω_i не-

известно, но находится в диапазоне полосы пропускания широкополосного фильтра Φ_i. В соответствии с [6] при решении задачи идентификации используется поисково-следящая система, предназначенная для поиска полезного сигнала $\tilde{u}_{vi}(t)$, определения его частоты ω_i и слежения за возможными ее изменениями. Эта система состоит из трех управляемых сигналом $\tilde{u}_{vi}$ резонансных фильтров Ψ_k вида

$$\ddot{x}_k + \Omega_k^2 x_k = (\tilde{u}_{vi} - \dot{x}_k)k_\Psi\,,\ k = 1 \div 3\,, \qquad (16)$$

где x_k – выходные координаты фильтров; k_Ψ – коэффициент усиления ($k_\Psi << 1$); $\Omega_1 = \tilde{u}^0 - \Delta_\Omega$, $\Omega_2 = \tilde{u}^0$, $\Omega_3 = \tilde{u}^0 + \Delta_\Omega$; $\tilde{u}^0$ – начальное значение сигнала, управляющего резонансной частотой фильтра; Δ_Ω – сдвиг резонансной частоты.

Компьютерная реализация системы поиска и слежения приведена на рис. 6.

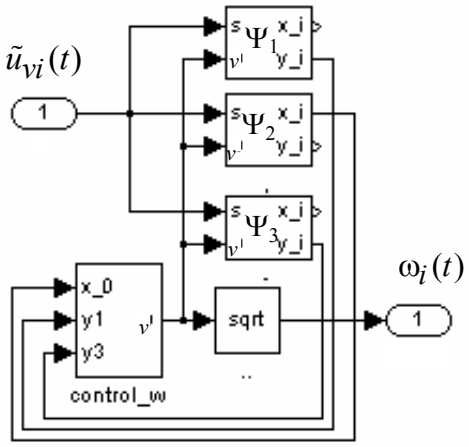

Рис. 6. Блок-схема системы определения частоты вибраций

В качестве частоты ω_i полезного сигнала $\tilde{u}_{vi}$ в диапазоне

$\omega_{11} \le \omega_1 \le \omega_{12}$, $i = 1$ (или $\omega_{21} \le \omega_2 \le \omega_{22}$, $i = 2$)

принимается значение частоты настраиваемого фильтра, при которой величина огибающей выходного сигнала фильтра имеет максимальное значение.

Соответствующая вычислительная процедура основывается на анализе разности значений огибающих ($\bar{x}_k$) выходных сигналов третьего и первого фильтров $R = \bar{x}_3 - \bar{x}_1 \approx (\partial A/\partial\Omega)2\Delta_\Omega$, расчет которой при реализации на ЦВМ преобразуется в итеративную процедуру настройки вида

$$v^{j+1} = v^j + a(\bar{x}_3^j - \bar{x}_1^j)\,,$$

где $j = \overline{1,n}$ определяет последовательность тактов вычисления; a – коэффициент, обеспечивающий (при достаточно большом $n > N$) сходимость процедуры настройки к максимальному значению амплитуды выхода фильтра Ψ_2, при котором $\Omega_2 \approx \omega_i$.

Индикатором завершения процесса настройки может служить момент выполнения условия малости сигнала $|u_\omega - x_2| \le \varepsilon$.

На рис. 7 приведена реализация процесса поиска частоты $\omega_1^0 = 540$ с$^{-1}$ при начальном отклонении, величина которого составляет около 10% от действительного значения.

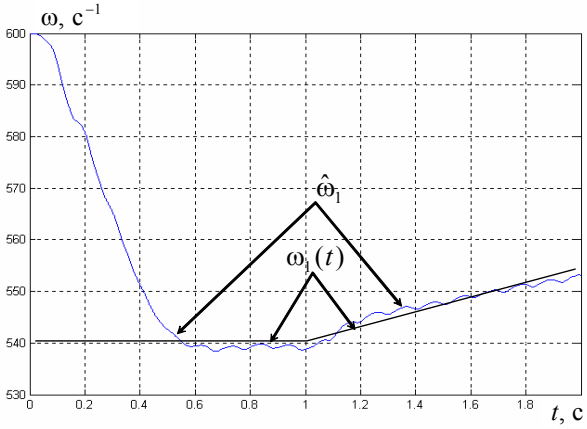

Рис. 7. Процесс поиска частоты ω_1 и последующего слежения за ее изменением

Видно, что время поиска при таком отклонении составляет примерно 0,5 с.

Начиная с t = 1 с, моделируется вызванный внешними причинами процесс изменения частоты $\omega_1(t) = k\omega t$.

Как видно из графика $\hat{\omega}_1(t)$, представленного на рис. 7, следящая система с приемлемой точностью справляется с задачей идентификации достаточно быстро изменяющегося параметра.

Вычислительная процедура (14), реализуемая в выходном блоке "calculator" идентификатора (рис. 4), завершает процесс определения текущего значения параметра b_i, содержащего комплексную информацию о величине зазора и качестве смазки в подшипниковых опорах турбокомпрессора.

6. Система аварийного отключения турбо-компрессора с использованием эталонной модели

Представленную на рис. 4 блочную структуру можно принять за модель реальной системы, заданной уравнениями турбокомпрессора (4), датчика частоты вращения вала (8), (9) и уравнениями (15), (16) системы идентификации параметров радиально-угловых колебаний вала. В процессе эксплуатации системы по разным причинам, в том числе, из-за износа подшипниковых опор, ухудшения качества смазки и т.п. параметры системы, а значит и коэффициенты уравнений, меняются, смещая рабочую точку в область, соответствующую предаварийному состоянию объекта. Для слежения за удалением точки от ее начального положения, соответствующего исходному (неизношенному) состоянию контролируемого объекта, введем эталонную модель, уравнения которой соответствуют уравнениям "реального объекта" (4), (8), (9), (15), (16) в его неизношенном состоянии. При этом коэффициенты уравнений эталонной модели остаются неизменными в процессе эксплуатации турбокомпрессора за исключением коэффициента вязкости масла μ, влияющего на суммарную жесткость b_i масляной пленки в зазоре подшипника так, что

$$b_i = b_i(\mu, h) \approx k_b(k_\mu \mu + k_h h_i), \qquad (17)$$

где k_μ, k_h – априори известные коэффициенты связи жесткости масляной подушки в зазоре с вязкостью смазки и величиной зазора.

Начальная настройка коэффициента эталонной модели μ_r^0 может осуществляться по результатам замера вязкости масла при его смене и далее изменяться программным способом в соответствии с известным законом эксплуатационного старения применяемого типа масла так, что

$$\mu_r(t) = \mu_r^0 - f_\mu(t), \quad f_\mu > 0 .$$

Другим, возможно более точным способом настройки коэффициента $\mu_r(t)$, позволяющим следить за текущим показателем вязкости масла μ в объекте, является вычислительная процедура, использующая оценку $A_{\max\max}$, получаемую в результате обработки массива значений $A_{\max}$ с выхода блока "determ $A_{\max}$" (рис. 4) на заранее выбранном интервале наблюдения. Учитывая, что $A_{\max\max i} \le k_A h_i$ и полагая постоянный коэффициент связи k_A известным, подставим предельное значение $h_i \approx k_A^{-1} A_{\max\max i}$ в (17). В итоге получим искомый алгоритм настройки эталонной модели в следующем виде:

$$\mu_r(t) \approx k_\mu^{-1}[k_b^{-1}\hat{b}(t) - k_h k_A^{-1} A_{\max\max}]. \qquad (18)$$

Реализация этого алгоритма настройки в эталонной модели, включенной параллельно контролируемому объекту (4) (рис. 8), позволяет получить на ее выходе сигнал $\omega_{r\,i}(t)$, в идеале отличающийся от сигнала оценки контролируемого параметра объекта $\hat{\omega}_i(t)$ только из-за отличия текущего значения зазора h_i подшипниковой опоры вала от установленного в эталонной модели постоянного параметра $h_{\text{г}\,i}^0$, соответствующего неизношенному состоянию трансмиссии.

Определим указанное различие уравнением вида

$$\varepsilon_{\omega i}(t) = \omega_{\text{г}\,i}(t) - \hat{\omega}_i(t) \qquad (19)$$

и назначим некоторую допустимую область

$$\left|\varepsilon_{\omega i}(t)\right| \le \varepsilon_{\max}, \ \varepsilon_{\max} = \text{const} > 0 ,$$

находясь в пределах которой оценка (19) соответствует критерию эксплуатационной нормы функционирования контролируемого объекта.

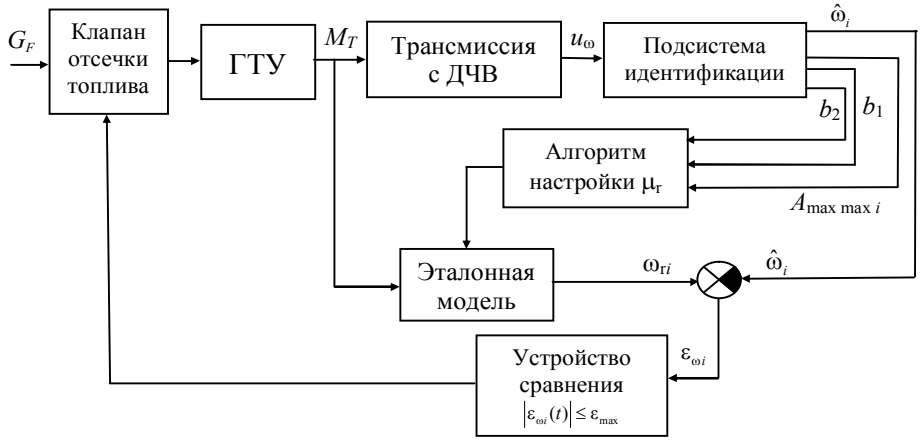

Рис. 8. Блок-схема адаптивной системы аварийного отключения турбокомпрессора

При выходе оценки (19) на границу указанной области, соответствующей недопустимо большой величине зазора, блок сравнения текущего состояния трансмиссии с начальным (рис. 8) подает сигнал на отключение турбокомпрессора.

Заключение

Предложенный в работе способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов удобен тем, что, используя для решения задачи лишь "шумовую" компоненту штатного датчика частоты вращения вала, позволяет оценивать в реальном времени степень изношенности пары вращения без использования дополнительного оборудования для измерения вибрационных колебаний вала. Применение настраиваемой эталонной модели в цепи защиты турбокомпрессора от разрушения по причине выхода подшипниковой опоры из строя снижает вероятность возникновения аварийной ситуации с экологически непредсказуемыми последствиями.

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. Научн. техн. журн. – 2006. – № 10/36. – С. 152-156.

2. Земляков С.Д., Суханов В.М. Математическая модель многокомпонентной трансмиссии авиационного двигателя для целей мониторинга // Авиационно-космическая техника и технология. Научн. техн. журн. . – 2006. – № 10/36. – С. 138-143.

3. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1970. –270 с.

4. Кузьмин П.А. Малые колебания и устойчивость движения. – М.: Наука, 1973. – 180 с.

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

6. Расстригин Л.А. Системы экстремального управления. – М.: Наука, 1974. – 632 с.

Поступила в редакцию 28.05.2007

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