

Библиографический список

1. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. - М.:Машиностроение, 1976. - 216 с.
2. Кузнецов Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. - Проблемы прочности, 1970, № 10, с.74-77.
3. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Программа эквивалентных испытаний газотурбинных двигателей. - Проблемы прочности, 1970, № 10, с.14-19.
4. Кузнецов Н.Д. Прочность деталей турбины ГТД в условиях сложного нагружения и связанные с ней проблемы. - Проблемы прочности, 1982, № 3, с.10-14.
5. Цейтлин В.И., Федорченко Д.Г. Оценка циклической долговечности деталей, работающих при сложных программах нагружения. - Проблемы прочности, 1983, № 2, с.13-19.
6. Серенсен С.В. Малоцикловое сопротивление при повышенных температурах и несущая способность элементов конструкций. - В кн.: Материалы Всесоюзного симпозиума по малоцикловой усталости при повышенных температурах, Челябинск, 1974, вып.4, с.3-46.

УДК 621.822

Д.Е. Чегодаев

АКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИКОЙ РОТОРОВ

Современная тенденция к созданию быстроходных многорежимных турбомашин выявила ограниченность роторных опорных узлов пассивного типа, т.е. не изменяющих своих характеристик в процессе работы. Такие опоры, настроенные на определенный динамический режим, не в состоянии эффективно демпфировать вибрацию на других режимах, возможных в работе машин. К тому же введение активного управления позволяет проходить критические скорости вращения роторов с ограниченным уровнем амплитуд.

Проблема управления колебательными динамическими системами рассмотрена и во многом решена в работах /1,2,3/, в которых показана

эффективность активных методов управления для подавления динамических возмущений в механических системах различного назначения. Однако такая быстро прогрессирующая отрасль, как турбомашиностроение, недостаточно полно использует преимущества активных средств управления динамическими режимами роторов.

Целью настоящей работы является систематизация известных способов и рассмотрение некоторых новых средств управления колебаниями в роторных системах.

Классификация активных систем управления динамикой роторов представлена на рис.1 и далеко не исчерпывает всей полноты возможных решений. Основа классификации – разделение по принципу гашения колебаний, физической природе исполнительного устройства и способу технической реализации объекта управления.

Изменение упругих характеристик опорных узлов (рис.2,а), может быть достигнуто с помощью электрогидравлической, гидропневматической, механической или электромагнитной системы, управление в которой обеспечивается переменной геометрией или введением дополнительных элементов, а в первых двух случаях – и свойствами рабочей среды или давлением подачи рабочего компонента.

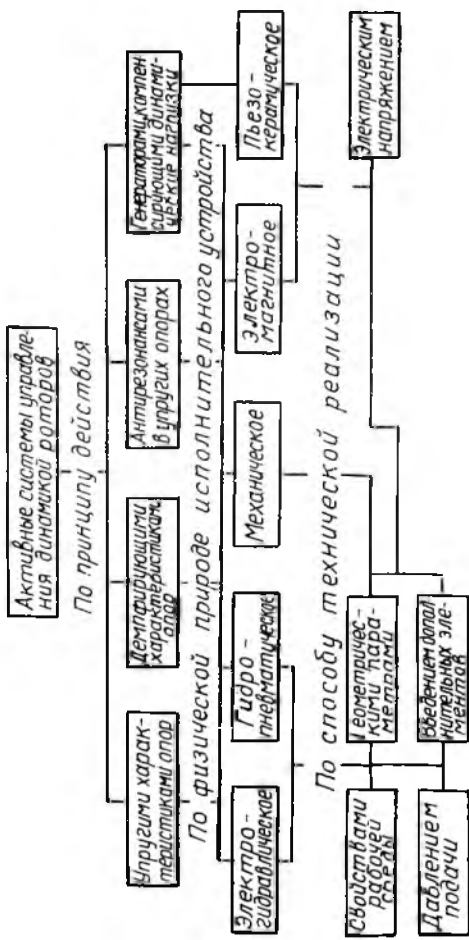
Изменение демпфирующих характеристик опорных узлов (рис.2,б) достигается теми же средствами, что и в первом случае.

При постановке демпферов, совмещенных с опорами, эффективно использование явления "антирезонанса" опорных масс (рис.2,в), изменяемого при необходимости теми же средствами, что и в первом случае.

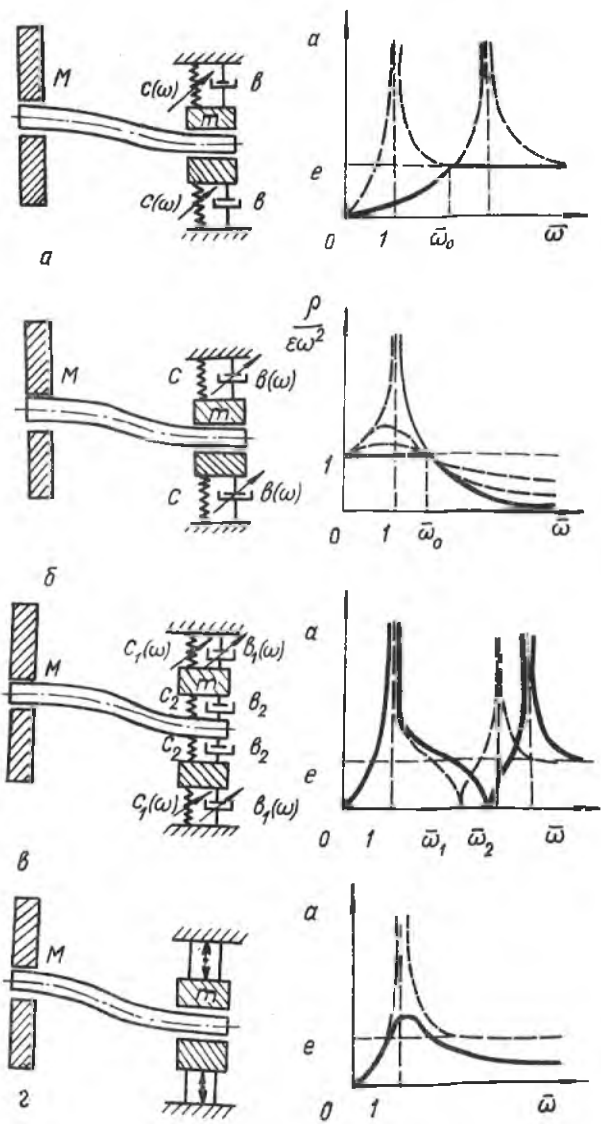
Эффективно создание в демпфирующей точке противофазного воздействия от дополнительного источника силы (вибратора) (рис.2,г) любой физической природы.

Сущность снижения виброактивности ротора изменением его упругих характеристик, поясняемая диаграммой на рис.2,а, состоит в уменьшении жесткости системы на частоте ω_0 (переходы рабочего процесса с правой амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) на левую). Этим достигается минимально возможная амплитуда колебания по сравнению с пассивными схемами во всем рабочем диапазоне частот (выделенная на рис.2,а линия). Такая схема управления динамическими характеристиками приведена в работах /1,4,5/.

Техническая реализация описанного принципа может осуществляться изменением жесткости опор /6,7/ или всей системы "ротор-опоры" /8/. В работах /6,7/ показана возможность изменения жесткости соответ-



Р и с. 1. Классификация активных систем управления динамикой роторов



Р и с. 2. Способы управления динамикой роторов: а – упругими характеристиками; б – демпфирующими характеристиками; в – динамическим гасителем; г – внешней средой

венно гидростатических и магнитных опор при изменении частоты возмущения шипа в подшипнике. В работе /8/ представлена схема ротора с изменением длины (жесткости) вала при изменении частоты вращения. Во всех описанных случаях достигается существенное снижение амплитуды вибрации ротора на критических скоростях вращения.

В случае постановки управляемых в процессе разгона и остановки ротора демпферов /9/ появляется возможность снижения динамических сил в опорных узлах. Физическая основа этого явления состоит в обеспечении максимально достижимого коэффициента демпфирования в диапазоне частот $[0, \omega_b = \sqrt{2}']$ и снижении его до минимума за частотой $\bar{\omega}_b = \sqrt{2}$. Это обеспечивает АЧЗ по закону, выделенному на рис.2,б сплошной линией. Здесь ρ - безразмерная величина реакции опоры, ε - безразмерный дисбаланс.

Явление управляемого антирезонанса может быть положено в основу создания роторов низкой вибрационной активности. В этом случае энергия колебаний ротора поглощается колебаниями промежуточной втулки массой m (см.рис.2,в).Изменение положения антирезонанса может осуществляться теми же средствами, что и в случаях, описанных ранее. Этот принцип применяется для снижения амплитуд вибрации роторов гироскопов /10/ и электрических машин /11,12/.Он имеет тот недостаток, что антирезонанс занимает очень узкую частотную полосу и весьма чувствителен к соотношению упругодемпферных элементов в связях.

В работе /2/ приводится порядок выбора закона управления динамическим гасителем колебаний с оптимальным качеством. Применительно к роторным системам, где требуется уменьшить колебания массы ротора, эффект достигается путем приложения силового воздействия $R_2(t)$ в демпфере (см.рис.2,в). Тогда

$$x_1(t) = x_{10}(t) + \ell_{21}(\rho)R_2(t), \quad (1)$$

где $x_{10}(t)$ и $x_1(t)$ - колебания ротора до и после введения управления; $\ell_{21}(\rho)$ - оператор динамической податливости, связывающей перемещения ротора с силой, приложенной в демпфере. Поскольку управляющее воздействие формируется по результатам измерения колебаний на роторе, в случае линейного управления имеем

$$R_2(t) = -W(\rho)x_1(t), \quad (2)$$

где $W(\rho)$ - передаточная функция разомкнутой передаточной цепи, связывающей измерительные и исполнительные звенья; знак минус означает, что обратная связь отрицательна.

Подставляя (2) в (I), получаем

$$x_1(t) = \frac{1}{1 + \ell_{21}(p)W(p)} x_{10}(t) = h(p)x_{10}(t).$$

Оператор $h(p)$ характеризует эффективность активного динамического гашения в опоре ротора. При моногармоническом возбуждении, характерном для роторных систем, эффективность гашения на частоте ω обеспечивается при выполнении условия

$$|h_0(\omega) = |h(i\omega)| = \frac{1}{|1 + \ell_{21}(i\omega)W(i\omega)|} < 1.$$

Это условие гарантированно выполняется, если

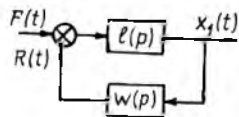
$$|\ell_{21}(i\omega)W(i\omega)| > 2,$$

т.е. при увеличении $|W(i\omega)|$.

Следует отметить, что при использовании активных динамических гасителей подавляются составляющие процесса, частоты которых располагаются в диапазоне эффективности гасителей и практически не оказывают влияния на более высокочастотные компоненты, лежащие вне указанного диапазона.

Большой интерес в последнее время появился к использованию методов виброгашения, основанных на создании в демфируемой точке (в опорных узлах роторов) противофазного воздействия от дополнительного источника силы (вибратора). Структурная динамическая схема активного виброгасителя приведена на рис.3.

Здесь $\ell(p)$ — передаточная функция объекта (динамическая податливость опорного узла ротора), $F(t)$ — внешнее возмущение в той же точке от дисбаланса ротора. Передаточная функция регулятора $W(p)$ связывает силу тяги виброгасителя $R(t)$, частично компенсирующего внешнее возмущение, с виброперемещением ротора x_1 .



Р и с. 3. Структурная схема активного виброгасителя

В работе /13/ приводится условие оптимальности выбора $W(p)$. В качестве критерия оптимальности приняты минимальные значения амплитуд перемещения $|x_1(i\omega)|$, скорости $\omega|x_1(i\omega)|$ и ускорения $\omega^2|x_1(i\omega)|$ при ограниченной амплитуде силы тяги $|R(i\omega)|$.

Для того чтобы условие оптимальности выполнялось, т.е. чтобы

сила тяги $R_1(t)$ была противофазна внешнему возмущению $F(t)$, достаточно, если на частоте возмущения ω выполнялось условие

$$W(i\omega) = -\frac{k}{\varepsilon(i\omega)},$$

где k - коэффициент обратной связи.

Очевидно, что в этом случае разность комплексных амплитуд $F(i\omega)$ и $R(i\omega)$ по модулю минимальна и соответственно минимальна амплитуда вибрации ротора.

Управление во всех описанных системах осуществляется компенсацией дополнительных источников энергии внешних сил или относительных перемещений объекта специальной системой, содержащей:

чувствительные элементы - датчики (D), регистрирующие силы или амплитуды возбуждения;

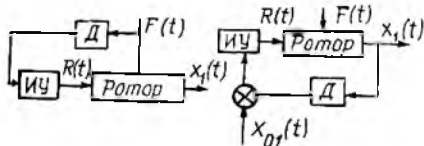
исполнительные устройства ($IУ$), формирующие управляющие воздействия на объект;

цепи обратной связи, контролирующие качество снижения динамического процесса и передающие сигналы управления на исполнительные устройства.

В зависимости от физической природы рабочего процесса $IУ$ различают гидравлические, пневматические, электромеханические, электромагнитные системы активного управления колебаниями роторов.

В общем случае управление может быть реализовано на принципе компенсации возмущения (рис. 4, а), компенсации отклонения регулируемой

величины (рис. 4, б) либо на комбинации обоих этих методов. В первом случае возмущение, вызванное дисбалансом ротора, регистрируется датчиком (D) и исполнительное устройство ($IУ$) вырабатывает управляющее воздействие $R(t)$. Последнее компенсирует возмущение $F(t)$, подде-



Р и с. 4. Структурная схема управления: а - компенсацией возмущения; б - компенсацией отклонения

рживая движение ротора в заданных пределах. Для управления по отклонению не требуется знания характеристики возмущения. В этом случае регистрируется отклонение регулируемой величины (отклонение ротора) от заданного значения. Рассогласование сигналов подается на $IУ$, которое

обрабатывает управление $R(t)$, компенсирующее отклонение заданной координаты ротора.

Общим для всех систем управления является то, что их эффективность возрастает при повышении коэффициента усиления цепи обратной связи. Однако это приводит к снижению запаса устойчивости системы в целом.

Кроме того, всякая активная система управления имеет ограниченный диапазон функционирования, определяемый инерционными свойствами системы и элементов цепи обратной связи. При выборе точек установки датчиков (снятие первичной информации) следует их максимально удалить от узлов собственных форм колебаний ротора. Наиболее удачным следует признать установку датчиков на сосредоточенных массах (компрессор, турбина) или непосредственно на опорах.

Фактором, сдерживающим более широкое применение роторов с активным управлением характеристик опорных узлов, является необходимость в дополнительном источнике энергии и достаточно сложной системе управления, однако несомненным является то, что подобные роторы будут находить все более широкое применение в современной технике.

Рассмотрение простейшей модели симметричного одномассового ротора на упругодемпферных опорах (рис. 2, а, б) приводит к следующему уравнению в операторной форме, описывающему его динамику:

$$\begin{cases} p^2 x_1 + N \omega_0^2 (x_1 - x_2) = \bar{P}_0 \omega^2, \\ N \omega_0^2 (x_1 - x_2) - \omega_0^2 x_2 - 2\delta \omega_0 p x_2 - \bar{P}_y = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь

$$\bar{a}_1 = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad N' = \frac{C_1}{C_2}; \quad \omega_0^2 = \frac{C_2}{M}; \quad \delta = \frac{b}{2M\omega_0}; \quad \bar{P}_0 = \frac{P_0}{M}; \quad \bar{P}_y = \frac{P_y}{M};$$

p - оператор Лапласа; C_1 - суммарная жесткость опор;

C_2 - изгибная жесткость вала; M - сосредоточенная масса ротора;

b - коэффициент вязкого трения; P_0 - внешняя сила; P_y - управляющая сила; x_1, x_2 - перемещения в опоре и центра массы ротора.

Наиболее общий закон управления имеет вид [14]

$$U_y = k_y (1 + \alpha p) x_2, \quad (4)$$

где k_y, α - коэффициенты усиления в цепи управления.

Из выражения (3) с подстановкой уравнений (4) и $p = i\omega$ находится передаточная функция в виде

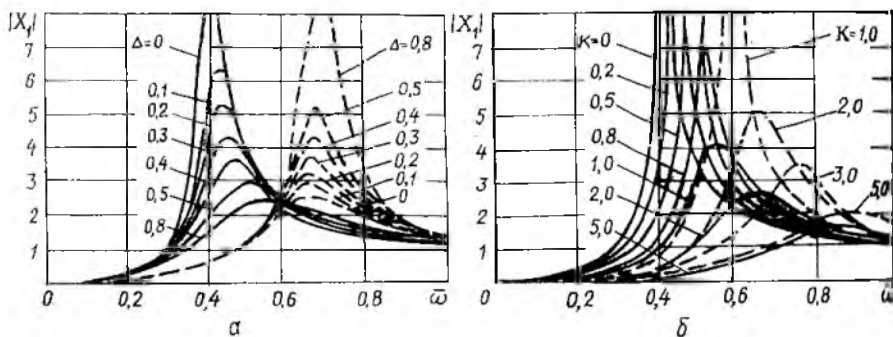
$$X_1 = \frac{x_1}{P_0} = \bar{\omega}^2 \frac{N+1+i\omega 2\delta}{N(1+K) - \bar{\omega}^2(1+N) + i\omega 2[\Delta N + \delta(N - \bar{\omega}^2)]},$$

$$\left(K = \frac{k_y}{c_1}, \Delta = \frac{k_y \alpha}{2M\omega_0} \right),$$

модуль которой

$$|X_1| = \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{(N+1)^2 + 4\delta^2 \bar{\omega}^2}{[N(1+K) - \bar{\omega}^2(1+N)]^2 + 4\bar{\omega}^2[\Delta N + \delta(N - \bar{\omega}^2)]^2}}$$

является амплитудно-частотной характеристикой ротора. Таким образом, можно проанализировать эффективность управления динамикой ротора, силой P_y , пропорциональной смещению (параметр K) и скорости смещения (параметр Δ) центральной массы. Влияние этих параметров в роторной системе с $N = 0,2$ и $\delta = 0,8$ проявляется по-разному (рис.5). Параметр Δ в диапазоне малых значений K снижает ампли-



Р и с. 5. Амплитудно-частотные характеристики активного ротора: а - при $K = 0; 1,0$; б - при $\Delta = 0; 0,5$

туду колебаний и смещает резонанс в сторону увеличения частоты (см. рис.5,а, $K = 0$ - сплошные линии), т.е. Δ проявляется аналогично увеличению демпфирования в системе.

Однако для $K = 1,0$ (штриховые линии на рис.5,а) увеличение Δ приводит к росту амплитуды колебаний. Причем увеличение K сопровож-

дается увеличением резонансной частоты системы, что характерно для увеличения ее жесткости.

Влияние параметра K при фиксированном Δ более однозначно (рис. 5, 6). В обоих случаях для $\Delta = 0$ (сплошные линии) и $\Delta = 0,5$ (пунктирные линии) увеличение K приводит к снижению амплитуды вибрации ротора и смещению резонансной частоты в сторону больших частот.

Таким образом, с помощью введения активной цепи управления можно получить практически любой закон изменения амплитуды вибрации ротора во всем частотном диапазоне. Однако следует иметь в виду, что неправильно подобранные коэффициенты K и Δ могут привести к существенному ухудшению динамических характеристик ротора или даже к потере его устойчивости.

Библиографический список

1. Черноусько Ф.Л., Акуленко Л.Р., Соколов Б.Н. Управление колебаниями. - М.: Наука, 1980. - 383 с.
2. Вибрация в технике: Справочник /Под ред. К.В.Фролова.- М.: Машиностроение, 1981. Т.6. - 456 с.
3. Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. Методы активного гашения вибраций механизмов. - В кн.: Динамика и акустика машин. - М.: Наука, 1971, с.70-88.
4. Фролов К.В. Уменьшение амплитуды колебаний резонансной системы путем управляемого изменения параметров. - Машиноведение, 1965, № 3, с.
5. Блиссеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем. - Новосибирск: Наука (Сибирское отделение), 1978. - 219 с.
6. А.с. 979739 (СССР). Гидростатическая опора /А.И.Белоусов, Д.В.Чегодаев, А.М.Бросайло и др. - Опубл. в Б.И., 1982, № 45.
7. *Reinhard Katterloher. Aktive Magnetlager In praktischen Einsatz.-Ingenieur Digest, 1978, v.17, №4, s. 91-93.*
8. *Sandler B. Adaptive Mechanisms (Automatic Vibration Control).-Journal of sound and Vibration, 1980, 73(2), p. 161-175.*
9. *Taylor D.L., Fehz V.S. Analysis and Design of Segmented Dampers for Rotor Dynamic Control.-Journal of Lubrication Technology, 1982, v.104, Jan., p.84-90.*

10. Дидковский В.С., Павловский М.А. Нестационарные колебания гироскопа с динамическим гасителем колебаний при разгоне ротора. - Доклады АН УССР. Сер. А., Физико-математические и технические науки, 1975, № 12, с.1096-1100.
11. *Cunningham R.E., Guntez G.J., Fleming D.P. Design of An Oil Squeeze Film Damper Bearing For A Multimass Flexible Rotor Bearing System. - NASA TN-D-7892, p.30.*
12. Кравцова Е.В., Поздняк Э.Л. Влияние места установки и характера возмущений на эффективность виброгасителей в роторных системах. - Машиноведение, 1980, № 4, с.32-37.
13. Иносов С.В., Севериновский М.Л. Оптимальное управление активным виброгасителем. - Машиноведение, 1979, № 3, с.10-11.
14. *Allaize P.E., Lewis P.W., Knight J.D. Active Vibration Control of a Single Mass rotor on Flexible Supports. - Journal of the Franklin Institute, Vol. 315, No. 3, pp. 211-222, March, 1983.*

УДК 531:539.3

Б.Ф.Шорр, О.Б.Каплунова

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ БАЛКИ НА УПРУГОВЯЗКОМ ОСНОВАНИИ ПРИ ДВИЖУЩИХСЯ НАГРУЗКАХ

В развитие работы /1/, где рассматривалось воздействие движущейся нагрузки на пластину - полосу с малой изгибной жесткостью, ниже приводится решение задачи об изгибных колебаниях балки на упруговязком основании под действием внезапно приложенной к ней, а затем движущейся с переменной скоростью силы Q_0 . Как и в работе /1/, для решения используется численный метод прямого математического моделирования волновых процессов /2-5/. Алгоритм "разнесения" движущейся нагрузки по границам тех элементов, на которые она воздействует в течение расчетных малых промежутков времени Δt /1/, не зависит от конкретного вида элементов и поэтому остается в силе и для данной задачи.