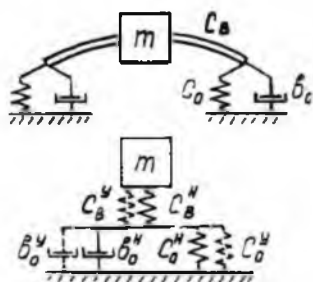


Д.Е.Чегодаев, М.Е.Проданов, С.М.Штейнберг

О ВЫБОРЕ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Успешное развитие турбостроения невозможно без широкого использования новейших достижений в области автоматического регулирования. Высокопроизводительные турбоагрегаты обычно имеют пассивную роторную систему, которая проектируется для работы либо на определенной частоте вращения, либо в узком диапазоне частот вращения ротора. Удовлетворить всем ограничениям, наложенным на динамическое поведение пассивных роторных систем, практически невозможно. В их состав необходимо вводить активные элементы управления. Такие роторные системы аналогично управляемым виброзащитным системам можно называть управляемые роторные системы (УРС). По определению /1/ "это - системы автоматического управления вибрацией объекта с целью снижения ее до заданного уровня в определенных точках или области пространства в заданном диапазоне частот или временной области, для определенного класса внешних воздействий." В работе /2/ приведены их описание и классификация.

Для обеспечения эффективного гашения вибрации ротора УРС турбомашин важно правильно выбрать закон управления динамическими параметрами ротора и его опорных узлов. При анализе возможностей различных законов управления следует различать "идеальное управление" и его практическую реализацию. На примере одномассового симметричного ротора (рис. 1) можно показать, что управление с целью снижения амплитуды вибрации вала ротора на критической частоте вращения требует практически мгновенного изменения таких параметров системы, как жесткость или масса. Рассмотрим вибрационное состояние ротора вблизи критической частоты вращения при изменении жесткостных



Р и с. 1. Схема одномассового симметричного ротора

характеристик системы в интервале времени Δt , определяющем соответственно интервал изменения частоты вращения ротора $\Delta\omega$. В случае возбуждения ротора гармонической центробежной силой от дисбаланса уравнения движения запишутся:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_g + C_g(x_g - x_o) = p\omega^2 e^{j\omega t}; \\ C_g(x_g - x_o) - b_o \dot{x} - C_o x_o = 0, \end{cases} \quad (I)$$

где m - масса ротора; C_g - коэффициент упругости вала ротора; C_o, b_o - коэффициенты упругости и вязкого сопротивления опор; x_g, x_o - радиальные перемещения вала ротора в его центре и опоре; ω - фиксированная частота вращения ротора; $p\omega^2$ - амплитуда возбуждающей силы; b - дисбаланс ротора.

Решение системы (I) определяется в виде гармонических функций

$$\begin{aligned} \tilde{x}_g &= x_g e^{j\omega t}; \\ \tilde{x}_o &= x_o e^{j\omega t}. \end{aligned}$$

Переходя к безразмерным величинам

$$\bar{C} = \frac{C_g}{C_o}, \text{ где } C_o = \text{const}; \beta_o = \frac{b_o}{2m\omega_o}; \gamma = \frac{\omega}{\omega_o},$$

где $\omega_o = \sqrt{\frac{C_o}{m}}$ - собственная частота вращения, получим выражения для коэффициента динамичности центра вала ротора:

$$x_g = \frac{\tilde{x}_g m}{p} = \gamma^2 \sqrt{\frac{(1 + \bar{C})^2 + 4\beta_o^2 \gamma^2}{[\bar{C} - (1 + \bar{C})\gamma^2]^2 + 4\beta_o^2 \gamma^2 (\bar{C} - \gamma^2)^2}} \quad (2)$$

Допустим, управление характеристиками системы осуществляется путем изменения коэффициентов упругости или вязкого сопротивления вала или опор ротора (см. рис. I), т.е. выполняются следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \bar{C} &= \bar{C}^H \pm C^y(\omega); \\ \beta_o &= \beta_o^H \pm \beta_o^y(\omega), \end{aligned}$$

где индексом „H“ отмечено начальное постоянное (проектируемое для пассивных систем) значение параметра, а индексом „y“ - управляю -

ное воздействие. Будем считать, что величины параметров $\bar{C}^H(\omega)$, $\bar{C}^S(\omega)$ являются функциями только частоты вращения ω .

При разгоне ротора УРС /3/ начальная относительная жесткость выбирается максимально возможной \bar{C}_{max} , чтобы максимум амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) находился в области высоких частот вращения. На определенной частоте вращения $\gamma_{пер}$ необходимо произвести переключение относительной жесткости \bar{C} до значения $\bar{C}_{min} = \bar{C}^H - \bar{C}^S$, чтобы дальнейшему разгону ротора соответствовала падающая ветвь АЧХ, максимум которой сместится в крайнее левое положение. В идеальном случае, т.е. при релейном переключении, этот процесс должен происходить практически мгновенно на фиксированной частоте вращения, чтобы амплитуда вибраций не превысила значения, соответствующего началу переключения. Реальные системы инерционны. Для переключения их параметров требуется некоторый промежуток времени. При этом большую часть времени закон переключения можно рассматривать как линейный и лишь на малом участке изменения параметра можно считать близким к релейному закону.

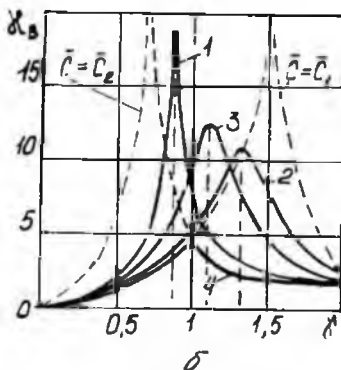
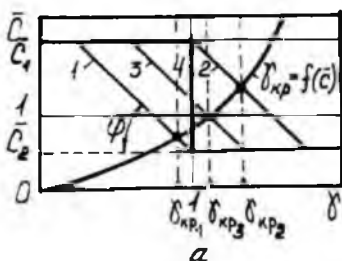
Рассмотрим случай, когда во всем диапазоне управления ($\bar{C}_{min} \dots \bar{C}_{max}$) закон изменения относительной жесткости ($\Delta \bar{C} = \bar{C}_1 - \bar{C}_2$) — линейный. Сравним его с релейным законом переключения. На рис. 2, а показаны три варианта выбора линейного закона переключения и соответствующие им АЧХ системы, изображенные на рис. 2, б, построенные по зависимости (2) при изменении относительной жесткости \bar{C} по законам 1, 2, 3 в сравнении с релейным законом переключения 4 на частоте

$\gamma_{пер}$:

- 1 — завершение переключения происходит на $\gamma_{пер}$;
- 2 — начало переключения происходит на $\gamma_{пер}$;
- 3 — промежуточный вариант линейного закона.

Угол наклона линейного закона переключения выбирается средним $\alpha = 45^\circ$. Пунктиром показаны АЧХ системы, соответствующие фиксированным предельным значениям жесткости \bar{C}_1 и \bar{C}_2 . Так как за время переключения система проходит критическую частоту вращения, на рис. 2, а построим график зависимости $\gamma_{кр}$ от величины относительной жесткости \bar{C} при отсутствии демпфирования в системе ($\beta_0 = 0$). На зависимости (2) при отсутствии демпфирования

$$\gamma_{кр}^2 = \frac{\bar{C}}{\bar{C} + 1} \quad (3)$$



Р и с. 2. Варианты выбора закона переключения (а) и соответствующие им АЧХ системы (б)

Кривая $\delta_{кр} = f(\bar{C})$ пересекает кривые изменения жесткости в точках, соответствующих критическим частотам, которым соответствует максимум АЧХ. Можно отметить три основные закономерности изменения максимумов амплитуды вибрации в зависимости от выбора закона переключения жесткости (см. рис. 2, а, б).

1. Максимумы АЧХ при переключении жесткости по линейным законам 1, 2, 3 значительно выше, чем при релейном переключении 4.

2. Чем раньше по частоте начинается переключение, тем больше максимум АЧХ. Его величина определяется значением относительной жесткости \bar{C} на критической частоте $\delta_{кр}$.

3. При управлении по любому закону переключения максимум АЧХ соответствует частоте точек пересечения кривой $\delta_{кр} = f(\bar{C})$ и графика закона переключения.

Закон управления реальной УРС должен удовлетворять налагаемому на ее работу ограничению по максимуму амплитуды вибрации. Возникнет вопрос: "Как обеспечить минимум максимальной амплитуды вибрации на переходном режиме работы?". Как следует из вышесказанного, необходимо подобрать составляющие закон управления элементарные законы переключения: релейный, линейный и др. Прелюбительным требованиям в наибольшей мере удовлетворяет релейный закон переключения. Необходимо выбрать диапазон релейного переключения $\Delta \bar{C} = \bar{C}_1 - \bar{C}_2$ и зафиксировать его положение относительно начального значения управляемого параметра (например \bar{C}^*).

Определим частоту переключения для этого диапазона изменения жесткости $\Delta \bar{C}$, считая, что амплитуда вибрации в момент переключения на частоте $\gamma_{пер}$ остается неизменной. Приравняем выражение для коэффициентов динамичности при максимальной \bar{C}_1 и минимальной \bar{C}_2 жесткостях, т.е. $x_{21} = x_{22}$ или

$$\gamma_{пер}^2 \sqrt{\frac{(\bar{C}_1 - 1)^2 + 4\beta_0^2 \gamma_{пер}^2}{[\bar{C}_1 - (\bar{C}_2 + 1)\gamma_{пер}^2]^2 + 4\beta_0^2 \gamma_{пер}^2 (\bar{C}_1 - \gamma_{пер}^2)^2}} = \gamma_{пер}^2 \sqrt{\frac{(\bar{C}_2 + 1)^2 + 4\beta_0^2 \gamma_{пер}^2}{[\bar{C}_2 - (\bar{C}_2 + 1)\gamma_{пер}^2]^2 + 4\beta_0^2 \gamma_{пер}^2 (\bar{C}_2 - \gamma_{пер}^2)^2}}$$

Преобразуя это равенство при $\beta_0 = 0$, получим

$$(\bar{C}_1 + 1)(\bar{C}_2 - \gamma_{пер}^2)(\bar{C}_2 + 1) = (\bar{C}_2 + 1)[\gamma_{пер}^2(\bar{C}_1 + 1) - \bar{C}_1]$$

Частота переключения определится как

$$\gamma_{пер}^2 = \frac{2\bar{C}_1\bar{C}_2 + \bar{C}_1 + \bar{C}_2}{2(\bar{C}_1\bar{C}_2 + \bar{C}_1 + \bar{C}_2 + 1)} \quad (4)$$

Можно показать, что частота релейного переключения приближенно равна критической частоте вращения недемпфированного ротора, имеющего относительную жесткость $\bar{C}^H = \sqrt{\bar{C}_1\bar{C}_2}$.

Для этого запишем интервал регулирования в общем виде

$$\Delta \bar{C} = a\bar{C}^H - \frac{\bar{C}^H}{a}$$

Тогда абсолютное отличие относительной частоты переключения

$$\gamma_{пер}^2 \text{ (4) от критической } \gamma_{кр}^2 \text{ (3) определится как}$$

$$\Delta \gamma^2 = \gamma_{пер}^2 - \gamma_{кр}^2 = \frac{2(\bar{C}^H)^2 + a\bar{C}^H + \frac{\bar{C}^H}{a}}{2[\bar{C}^H + a\bar{C}^H + \frac{\bar{C}^H}{a} + 1]} - \frac{\bar{C}^H}{\bar{C}^H + 1}$$

и относительная ошибка -

$$\frac{\Delta \gamma^2}{\gamma^2} = \frac{(a-1)(1-\bar{C}^H)}{2(\bar{C}^H a + 1)(\bar{C}^H + a)}$$

Из графиков зависимости

$$\frac{\Delta \gamma^2}{\gamma^2} = f(\bar{C}^H) \quad \text{и} \quad \frac{\Delta \gamma^2}{\gamma^2} = f(a)$$

(рис. 3, 4) видно, что даже при больших значениях $\bar{C}^H = 2$ и $a = 4$ максимальная относительная погрешность определения частоты переключения не превышает 8%. Следовательно, релейное переключение параметра \bar{C} со значения \bar{C}_1 на \bar{C}_2 следует производить на критической частоте вращения, соответствующей жесткости \bar{C}^H :

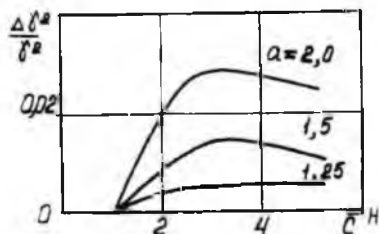
$$\gamma_{пер} = \gamma_{кр} = \sqrt{\frac{\bar{C}^H}{\bar{C}^H + 1}}$$

Таким образом, можно предложить следующую последовательность формирования реального закона управления, обеспечивающего снижение коэффициента динамичности α_0 . Определив положение критической частоты $\gamma_{пер}$ по начальной жесткости \bar{C}^H , выбирается тип регулятора, способного обеспечить заданный диапазон релейного переключения жесткости $\Delta \bar{C}$. Зная этот диапазон, можно определить коэффициент a и пределы переключения по формулам

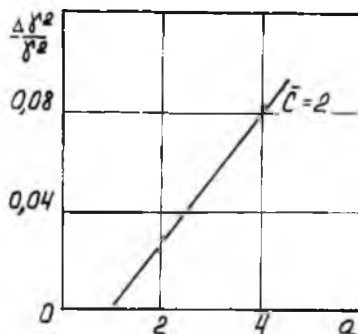
$$a = \frac{\Delta \bar{C}}{2\bar{C}^H} \sqrt{\left(\frac{\Delta \bar{C}}{2\bar{C}^H}\right)^2 + 1}; \quad \bar{C}_1 = a\bar{C}^H; \quad \bar{C}_2 = \frac{\bar{C}^H}{a}$$

Амплитуда вибрации при переходе через критическую частоту вращения будет тем меньше, чем больше выбрали диапазон $\Delta \bar{C}$.

Если необходимо обеспечить большой диапазон переключения жесткости с \bar{C}_{max} до \bar{C}_{min} , то до значения \bar{C}_1 и после значения \bar{C}_2 можно использовать линейный закон переключения, который легче реализовать на практике. При этом амплитуда вибраций не должна превышать допустимого значения.



Р и с. 3. Зависимость относительной погрешности определения частоты переключения от величины относительной жесткости \bar{C}^H



Р и с. 4. Зависимость относительной погрешности определения частоты переключения от величины коэффициента a

Библиографический список

1. Генкин М.Д., Елевов В.Г., Яблонский В.В. Методы управляемой виброзащиты машин. - М.: Наука, 1985. - 240 с.

2. Чегодаев Д.Е. Активные системы управления динамикой роторов // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 128-138.

3. А.с. 1280223 (СССР). Гидростатическая опора /Д.Е.Чегодаев, М.Е.Проданов, С.М.Штейнберг, С.Н.Мелентьев. - Опубл. в Б.И. 1986, № 48.

УДК 621.452:681.521.34

В.П.Шорин, А.Г.Гимадиев, Г.И.Берестнев

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРОВАННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ

Одним из важных направлений повышения статической точности систем управления и контроля энергетических установок является Устранение систематической погрешности в информационных цепях. К такой погрешности относится "увод" среднего давления в цепи, обусловленный нелинейным осреднением колебаний давления в местных сопротивлениях, в гасителях колебаний рабочей среды. В работах /1, 2/ показано, что при измерении пульсирующего давления величина статической погрешности может составить 20...25% от амплитуды основной гармоники. Расчет и анализ статической погрешности многозвенных цепей, содержащих несколько дросселирующих элементов, сопряжен с трудоемкими математическими выкладками. Целью проведенных исследований явилась разработка методики, алгоритма и программы расчета статических и частотных характеристик гидравлических цепей, содержащих несколько нелинейных дросселирующих элементов при полигармонических колебаниях давления на входе.

При расчетах предполагается, что гидравлическая цепь (рис. 1) подсоединена к источнику полигармонических колебаний давления