

Е. В. Шахматов

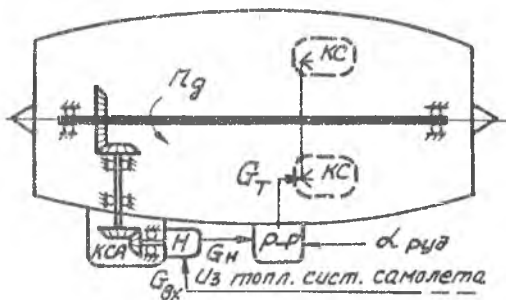
О ВИБРОАКУСТИЧЕСКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЭЛЕМЕНТОВ  
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ И ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ  
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведена методика оценки динамического взаимодействия механических элементов и гидравлических цепей систем топливопитания двигателей. Показано влияние характеристик топливных магистралей на переходный процесс в системе.

Анализ динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей и энергетических установок показывает, что надежность систем в значительной степени зависит от вибрационных и пульсационных нагрузок, действующих в их элементах и агрегатах [1, 2]. В работе [2] установлена взаимосвязь колебаний рабочей жидкости, генерируемых плунжерным насосом, с колебаниями вала гидромотора. Пульсации рабочей жидкости в плунжерном гидронасосе могут стать причиной колебаний крутящего момента его привода и генерируемого насосом шума [3]. Компрессия жидкости в запертом объеме шестеренных насосов также влияет на их вибрационные характеристики и шум [4]. В свою очередь, механические звенья авиационных двигателей имеют свой собственный спектр колебаний [5]. Так, например, спектр вибраций коробки приводов самолетных агрегатов (КСА) ГТД расположен в диапазоне частот (0,5–10) кГц, а диапазон частот пульсаций жидкости, генерируемых топливным шестеренным насосом, составляет на различных режимах  $\sim$ (0,1–2) кГц. Поскольку указанные диапазоны частот перекрываются, то на отдельных режимах возможно совпадение характерных частот колебаний механического привода и пульсаций за насосом, что может привести к резонансу в гидромеханической системе.

С учетом того, что привод КСА осуществляется с определенным передаточным отношением от ротора ГТД, можно определить взаимодействие частот вращения ротора и привода КСА. А подача топлива насосом к регулятору и в камеру сгорания может воздействовать на частоту вращения ротора ГТД. Процесс взаимодействия гидромеханических элементов

двигателя может быть условно представлен в виде схемы, изображенной на рис. 1. Низкочастотные колебания частоты вращения ротора могут передаваться через всю гидромеханическую систему в камеру сгорания и, таким образом, может быть образован замкнутый колебательный контур. А в отдельных (местных) контурах, например, "КСА-гидронасос", могут возникать высокочастотные колебания.



Р и с. 1. Схема взаимодействия гидромеханических элементов системы топливопитания ИТД: КСА - коробка приводов самолетных агрегатов, Н - топливный насос, Р - Р - регулятор расхода топлива, КС - камера сгорания

Используя методы теории автоматического управления, проанализируем взаимодействие элементов системы, изображенной на рис. 1.

Уравнение ТРД как объекта регулирования, записанное в определенной форме и в безразмерных параметрах, имеет вид [6]

$$(T_g S + 1) \delta \bar{n}_g = K_g \delta \bar{G}_T, \quad (1)$$

где  $\delta \bar{n}_g$ ,  $\delta \bar{G}_T$  - относительные отклонения частоты вращения и расхода топлива;  $T_g$ ,  $K_g$  - постоянная времени и коэффициент усиления двигателя на заданном режиме;  $S$  - оператор Лапласа.

Взаимосвязь частоты вращения ротора и привода насоса с учетом динамических свойств КСА в общем виде можно описать уравнением второго порядка

$$(T_K^2 S^2 + T_K \xi_K S + 1) \delta \bar{n}_K = K_K \delta \bar{n}_g, \quad (2)$$

где  $\delta \bar{n}_K$  - относительное отклонение частоты вращения вала КСА;  $T_K$ ;  $\xi_K$  - постоянная времени и коэффициент демпфирования, зависящие от конструктивных параметров КСА;  $K_K$  - коэффициент усиления КСА.

Достаточно сложным является механизм преобразования энергии в шестеренном топливном насосе [7]. Однако в первом приближении можно определить

$$(T_w^2 S^2 + T_w \xi_w S + 1) \delta \bar{n}_w = K_M \delta \bar{M}, \quad (3)$$

где  $\delta \bar{n}_w$  - относительное отклонение частоты вращения шестерен качающегося узла насоса;  $K_M$  - коэффициент усиления;  $T_w, \xi_w$  - постоянная времени и коэффициент демпфирования блока шестерен;

$\delta \bar{M} = \delta \bar{M}_{AP} + \delta \bar{M}_{TP} + \delta \bar{M}_P$  - относительное отклонение суммарного момента сопротивления шестерен;  $\delta \bar{M}_{AP}$  - относительное отклонение момента сопротивления, обусловленное перепадом давления на входе и выходе насоса;  $\delta \bar{M}_{TP}$  - относительное отклонение момента сопротивления, обусловленное силами трения;  $\delta \bar{M}_P$  - относительное отклонение момента, обусловленное компрессией жидкости в зоне зацепления шестерен.

Для предварительного анализа принимаем  $\delta \bar{M}_{AP} \gg \delta \bar{M}_{TP}$  и  $\delta \bar{M}_{AP} \gg \delta \bar{M}_P$ , что может быть достигнуто за счет оптимизации конструкции насоса [7], тогда

$$\delta \bar{M} \approx \delta \bar{M}_{AP} = K_{PH} \delta \bar{P}_H - K_{P_{Bx}} \delta \bar{P}_{Bx}, \quad (4)$$

где  $\delta \bar{P}_{Bx}, \delta \bar{P}_H$  - относительные отклонения давлений рабочей жидкости на входе и выходе насоса;  $K_{PH}, K_{P_{Bx}}$  - коэффициенты передачи.

Учитывая, что момент сопротивления шестерен (его отклонение  $\delta M$ ) препятствует вращению привода насоса, запишем:

$$\delta \bar{n}_H = \delta \bar{n}_K - \delta \bar{n}_w, \quad (5)$$

где  $\delta \bar{n}_H$  - относительное отклонение частоты вращения приводной ресоры шестеренного насоса.

В свою очередь, частота вращения насоса определяет расход топлива [6]:

$$\delta \bar{G}_H = K_{GH} \delta \bar{n}_H, \quad (6)$$

где  $K_{GH}$  - коэффициент усиления системы топливопитания по частоте вращения привода топливного насоса.

Соотношения между расходами и давлениями на входе и выходе насоса зависят от импедансов присоединенных цепей [8]:

$$\delta \bar{P}_{\beta x} = \bar{Z}_{\beta x} \delta \bar{G}_{\beta x}, \quad (7)$$

$$\delta \bar{P}_H = \bar{Z}_H \delta \bar{G}_H,$$

где  $\delta \bar{P}_{\beta x}$ ,  $\delta \bar{G}_{\beta x}$  и  $\delta \bar{P}_H$ ,  $\delta \bar{G}_H$  - соответственно относительные отклонения давлений и расходов на входе и выходе насоса;  $\bar{Z}_{\beta x}$  и  $\bar{Z}_H$  - относительные импедансы присоединенных к насосу топливных магистралей со стороны входа и нагнетания.

Далее с учетом перепада давления на дроссельном кране и равенства расходов через дроссельный кран и форсунки [6] определим

$$\delta \bar{G}_T = K_{gr} \delta \bar{P}_H, \quad (8)$$

где  $K_{gr}$  - коэффициент усиления, зависящий от перепада давления на дроссельном кране и топливных форсунках.

В том случае, когда перед шестеренным насосом имеется подкачивающий центробежный насос, приводимый от КСА, расход  $\delta \bar{G}_{\beta x}$  будет зависеть от  $\delta \bar{n}_K$ :

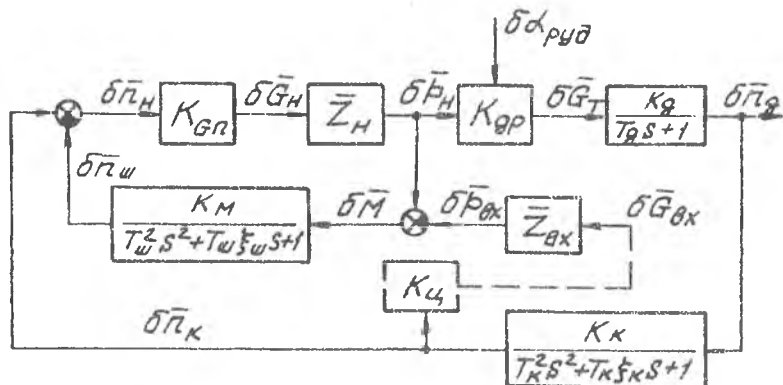
$$\delta \bar{G}_{\beta x} = K_u \delta \bar{n}_K, \quad (9)$$

где  $K_u$  - коэффициент усиления центробежного насоса по частоте вращения его привода. Уравнения (1)-(9) позволяют построить структурную схему (рис. 2) и определить взаимосвязь параметров в гидромеханической системе подачи топлива ГТД. Из структурной схемы видно, что динамические свойства системы зависят как от параметров механических элементов (ротор ГТД, КСА, привод насоса), так и от параметров гидравлических магистралей ( $\bar{Z}_{\beta x}$  и  $\bar{Z}_H$ ).

В общем случае  $\bar{Z}_{\beta x}$  и  $\bar{Z}_H$  включают в себя элементы активного, индуктивного и емкостного сопротивлений [8]:

$$\begin{aligned} \bar{Z}_{\beta x} &= \bar{R}_{\beta x} + \bar{L}_{\beta x} S + \frac{C_{\beta x}}{S}, \\ \bar{Z}_H &= \bar{R}_H + \bar{L}_H S + \frac{C_H}{S}, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $\bar{R}_{вх}$  и  $\bar{R}_н$  — относительные значения активных сопротивлений топливных линий на входе и выходе насоса;  $\bar{L}_{вх}, C_{вх}, \bar{L}_н, C_н$  — относительные значения гидравлических индуктивностей и гидравлических емкостей соответствующих магистралей. Учитывая свойства и параметры конкретных двигателей и их элементов, можно определить значения коэффициентов в уравнениях (I)–(I0), проанализировать динамические характеристики гидромеханической системы и, при необходимости, предложить мероприятия по совершенствованию ее виброакустических характеристик.



Р и с. 2. Структурная схема системы топливопитания ГИД

Как следует из структурной схемы и приведенных уравнений, совершенствование динамических характеристик системы возможно, во-первых, за счет изменения конструктивных параметров элементов, во-вторых, за счет введения специальных корректирующих устройств, обеспечивающих разрыв нежелательных динамических связей.

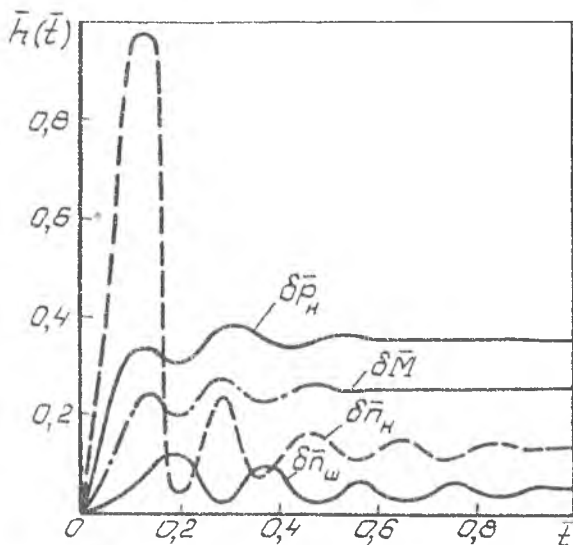
Исследования рассмотренной системы на ЭМ с использованием программы "СИМ-5" показали следующее:

переходный процесс по частоте вращения двигателя  $\delta \bar{n}_g$  имеет монотонный характер и практически не зависит от изменения  $\bar{Z}_{вх}$  и  $\bar{Z}_н$ ;

параметры  $\delta \bar{M}, \delta \bar{P}_н, \delta \bar{n}_{\omega}, \delta \bar{n}_н$  имеют колебательный характер в переходном процессе (рис. 3) и в значительной степени зависят от импедансов  $\bar{Z}_{вх}$  и  $\bar{Z}_н$ , изменение которых может приводить неустойчивую систему (с расходящимся переходным процессом) к устойчивому

состоянию с быстрозатухающим, близким к монотонному переходным процессом;

установлена качественная взаимосвязь параметров гидравлических цепей и механических элементов, в частности, увеличение отклонения  $\delta \bar{M}$  приводит к увеличению отклонения  $\delta \bar{P}_H$ , и наоборот.



Р и с. 3. Графики переходных процессов

Таким образом, приведенная методика позволяет определять взаимодействие механических элементов и гидравлических цепей в системах топливпитания двигателей, анализировать динамические (виброакустические) свойства систем и определять пути их совершенствования.

#### Библиографический список

1. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
2. Фролов К.В. и др. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин. М.: Машиностроение, 1973. 279 с.

3. Фурсенко А.К. О влиянии высокочастотных колебаний в рабочем процессе на акустическую активность аксиально-поршневых гидромашин // Вестник машиностроения. 1992. № 1. С. 22-24.

4. Селивановский Ю.М., Чуешко К.Е., Поповский С.Ш. Виброакустические характеристики шестеренных насосов основного типа и их использование для анализа рабочего процесса // Судовое энергомашиностроение. Сб. тр. Николаев. кораблестр. ин-т. Николаев, 1973. Вып. 77. С. 17-20.

5. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.

6. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Системы автоматического регулирования авиационных ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 122 с.

7. Гимадиев А.Г., Шабуров И.В., Шахматов Е.В. Анализ динамических характеристик шестеренных насосов и определение путей снижения их пульсационной производительности. Деп. в ВНИИТЭМР, № 287-МШ89.

8. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.

УДК 532.528.620

М.М.Глазков, С.В.Пилипенко, А.Н.Швецков

#### СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КАВИТАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШЕСТЕРЕННЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОСАХ

На основе анализа рабочего цикла шестеренного насоса 934 выявлен механизм возникновения кавитационных пульсаций давления во всасывающей магистрали. Предложенная статистическая модель позволяет рассматривать процесс генерирования кавитационных импульсов как стационарный, эргодический, однородный. На полнатурном стенде получены экспериментальные данные о размахе, частоте и спектре колебаний давления во всасывающей и нагнетающей магистралях насоса. Установлена корреляционная зависимость между интенсивностью пульсаций давления и кавитационно-эрозионными разрушениями корпусов данного типа насосов. Разработанная методика анализа

---

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994

---