

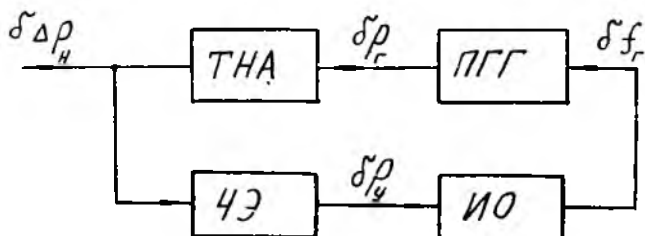
В.И.Есин, В.А.Короткий, В.Ф.Кузнецова

СТАБИЛИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АВТОНОМНОГО
ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ

Рассмотрим автономный источник питания (АИП) на борту летательного аппарата, содержащий в качестве источника энергии пороховой газогенератор (ПГГ), а в качестве преобразователя энергии - ТНА. Выходной параметр АИП - напор насоса ТНА Δp_H . Такие источники питания используются в составе рулевого привода летательного аппарата. Для поддержания постоянного (с требуемой точностью) напора Δp_H источник питания снабжается системой стабилизации. В литературе обращается мало внимания на разработку системы стабилизации с точки зрения получения не только приемлемых точностных и динамических свойств, но и с точки зрения минимизации веса всего АИП.

Основным способом регулирования при работе АИП на постоянную нагрузку является регулирование перепуском части газа мимо турбины [1]. Перепуск осуществляется либо регулятором давления, установленным на ПГГ и поддерживающим режим $p_r = const$ (p_r - давление в ПГГ), либо газогидравлической системой регулирования, изменяющей величину перепуска в зависимости от напора Δp_H . Второй вариант предпочтительнее с точки зрения как статической точности, так и коэффициента использования запасенной энергии ПГГ, но сложнее в реализации из-за возможной системной неустойчивости замкнутого контура "ПГГ-ТНА-система стабилизации".

Рассмотрим методику расчета проектных параметров системы стабилизации из условия обеспечения требуемой статической точности и динамической устойчивости АИП. Чувствительный элемент (ЧЭ) измеряет сигнал рассогласования $\delta \Delta p_H$ (отклонение напора Δp_H от заданного) и подает управляющий сигнал δp_y на исполнительный орган ИО (рис.1). ИО представляет собой газовый дроссель, установленный на ПГГ, через который часть газа сбрасывается в атмосферу. Величина дросселирующего сечения δf_r пропорциональна управляющему сигналу δp_y . В качестве чувствительного элемента используется золотник, передаточная функция которого (без учета инерционности плунжера) имеет вид



Р и с. 1. Принципиальная схема АИП

$$W_{ЧЭ} = \frac{\delta p_{ч}}{\delta \Delta p_{н}} = \frac{\alpha S + K_{чз}}{T_{чз} S + 1} \quad (1)$$

Передаточная функция ИО

$$W_{ИО} = \frac{\delta f_{г}}{\delta p_{ч}} = \frac{K_{ио}}{T_{ио} S + 1} \quad (2)$$

При анализе системной устойчивости замкнутого контура, содержащего ТНА и ПГГ, можно пренебречь динамикой соединительных трубопроводов, так как ТНА "фильтрует" высокие частоты, вследствие чего в контуре реализуется колебания частотой не более 3-5 Гц.

Передаточная функция статически устойчивого ПГГ имеет вид

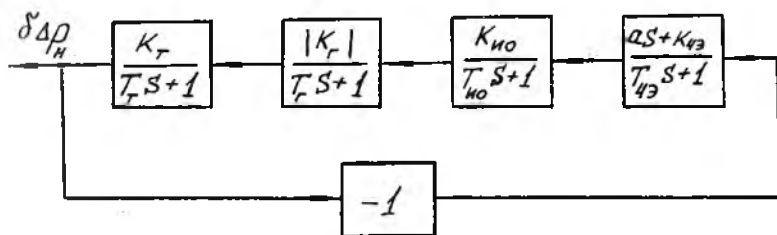
$$W_{г} = \frac{\delta p_{г}}{\delta f_{г}} = \frac{K_{г}}{T_{г} S + 1} \quad (3)$$

ТНА также аппроксимируется инерционным звеном

$$W_{т} = \frac{\delta \Delta p_{н}}{\delta p_{г}} = \frac{K_{т}}{T_{т} S + 1} \quad (4)$$

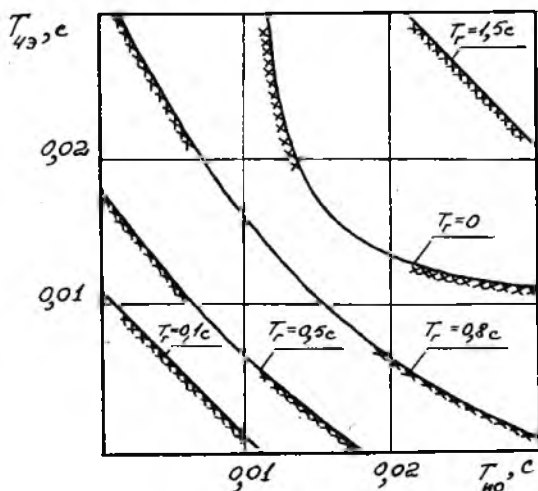
Учитывая, что $K_{г} < 0$, получаем структурную схему АИП (рис.2).

Коэффициенты передаточных функций ТНА $K_{т}$, $T_{т}$ и ПГГ $K_{г}$, $T_{г}$ определяются по известным конструктивным характеристикам ТНА и ПГГ, параметр $K_{\Sigma} = K_{чз} K_{ио}$ (суммарный коэффициент усиления системы стабилизации) рассчитывается из условия обеспечения тре-



Р и с. 2. Структурная схема АИП

буемой статической точности, после чего задача сводится к расчету допустимых (по запасу устойчивости) верхних границ постоянных времени $T_{И0}$ и $T_{ЧЗ}$. Эта задача решается построением областей D -разбиения (с последующим выделением областей устойчивости) в плоскости параметров $T_{И0} - T_{ЧЗ}$ (рис.3). Из рис.3 следует, что при



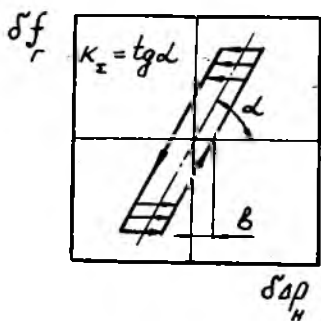
Р и с. 3. Области D -разбиения в плоскости параметров $T_{И0} - T_{ЧЗ}$

у личении T_T область устойчивости увеличивается. Поэтому наилучшие по устойчивости условия работы АИП реализуются сразу после запуска, когда свободный объем ПТТ минимален. Обеспечить устой-

чивость можно двумя путями - либо увеличивать быстродействие элементов системы стабилизации, либо установить демпфер на газовой выводе или на выходе ТНА. Установка демпфера нежелательна, так как при этом затягивается выход на режим (и увеличивается вес АИП).

Опыт экспериментальной отработки показывает, что в АИП возможны автоколебания даже при выполнении условий устойчивости для линейной модели (см. рис. 2). Это связано с наличием сухого трения в плунжерной паре золотника (ЧЗ) и в уплотнении газового дросселя (ИО). Пренебрегая гидравлическим демпфированием, получаем нелинейную характеристику системы стабилизации в виде гистерезисной петли (рис. 4), где коэффициент усиления K_{Σ} и ширина δ петли гистерезиса определяются по формулам последовательного соединения звеньев с гистерезисом

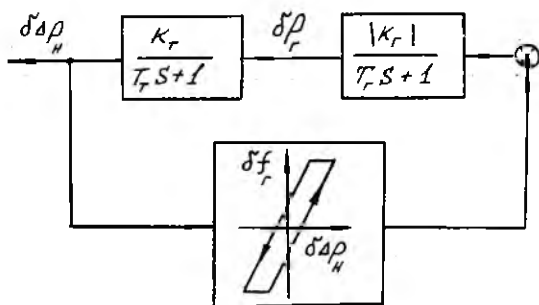
$$\left. \begin{aligned} K_{\Sigma} &= K_{ЧЗ} K_{ИО} \\ \delta &= \delta_{ЧЗ} + \frac{\delta_{ИО}}{K_{ЧЗ}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$



Р и с. 4. Статическая характеристика системы стабилизации

Таким образом, учет сухого трения приводит к задаче определения параметров предельного цикла в системе (рис. 5). Эта задача решена Гольдфарбом для любой сколь угодно сложной линейной части [2]. В соответствии с методом Гольдфарба на комплексной плоскости строится годограф АЧХ линейной части и годограф гармонически линеаризованной нелинейной обратной связи $N(A)$, где A - амплитуда автоколебаний. Коэффициенты гармонической линеаризации гистерезиса, в отличие от [3], рекомендуется унифицировать

$$\left. \begin{aligned} q_{\gamma}^* &= \frac{1}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin \left(1 - \frac{2\delta}{A} \right) + 2 \left(1 - \frac{2\delta}{A} \right) \sqrt{\frac{\delta}{A} \left(1 - \frac{\delta}{A} \right)} \right] \\ q_{\gamma}^{**} &= -\frac{4\delta}{\pi A} \left(1 - \frac{\delta}{A} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$



Р и с. 5. Определение параметров предельного цикла в системе стабилизации

что позволяет однажды построенный годограф нелинейной части

$$H^*(A) = -\frac{1}{q^* + j q^{*'}} \quad (7)$$

использовать для анализа систем (см.рис.5) с линейной частью любого порядка. При этом коэффициент усиления K_S нелинейной обратной связи должен быть отнесен к линейной части системы. Точка пересечения годографов определяет частоту и амплитуду возможного в системе предельного цикла. На рис.6 представлен пример графического определения параметров автоколебаний при значениях $K_S K_T K_r = 20$, $T_r = 0,17$ с, $T_T = 0,24$ с.

Устойчивый предельный цикл реализуется в точке I с параметрами

$$\frac{b}{A} = 0,55, \quad \omega = 14 \text{ с}^{-1},$$

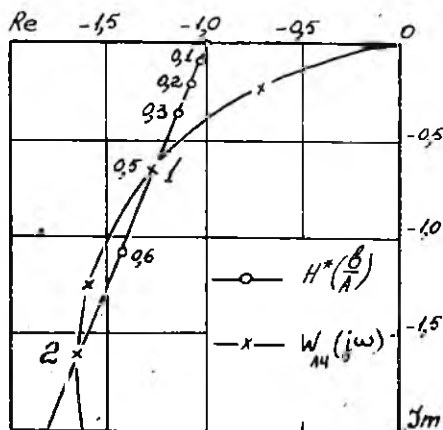
что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Полученное графическое решение позволяет назначать основные параметры АМП из условия непересечения годографов линейной и нелинейной частей системы. Следует отметить, что простота полученного графического решения достигнута за счет пренебрежения гидравлическим демпфированием по сравнению с сухим трением. Не учтено также отличие трения покоя от трения движения. Учет этих особенностей сильно затрудняет аналитическое решение.

В литературе отсутствует решение задачи гармонической линеаризации объекта с сухим трением, трением покоя и линейным трением,

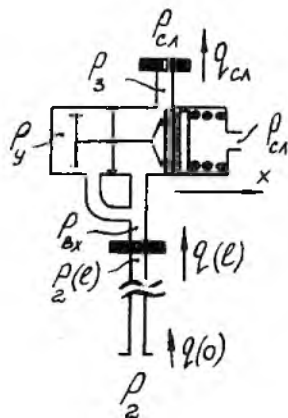
пропорциональным скорости. Поэтому единственно возможный путь анализа в общем случае – точечная оценка устойчивости по математической модели АИП на ЭВМ.

Из анализа системной устойчивости АИП следует, что для улучшения его динамических характеристик нужно уменьшать постоянные времени элементов обратной связи ЧЭ и ИО, что достигается уменьшением их гидравлического демпфирования. Однако эксперимент показал, что слабо задемпфированный ЧЭ (золотник) склонен к местной высокочастотной неустойчивости. Поэтому величина демпфирования ограничена снизу условием местной устойчивости, а сверху – условием системной устойчивости.

Рассмотрим методику определения нижней границы демпфирования золотника с учетом волновых процессов в подводном трубопроводе (рис.7). В литературе известно решение такой задачи без



Р и с. 6. Определение параметров автоколебаний методом Гольдфарба



Р и с. 7. Схема подводного трубопровода

учета гидродинамических сил, действующих на плунжер со стороны жидкости [4], и есть решение с учетом гидродинамических сил, но без учета связи между давлением в управляющей полости и положением плунжера [5].

Полученные в этих работах простые аналитические условия

устойчивости неприменимы для анализа схемы (см.рис.7), в которой нельзя пренебречь ни гидродинамической силой, ни управляющим давлением. Кроме этого, в работе [4] аналитическое решение справедливо для клапана как консервативного звена (нулевое демпфирование), чего практически никогда не бывает.

Математическая модель для общего случая имеет вид (в отклонениях, после исключения $\delta q_{сЛ}$):

$$\left. \begin{aligned} (mS^2 + b_v S + K) \delta x &= \delta F, \\ \delta F &= f_{nл} \delta p_y + R'_x \delta x + R'_{\Delta p} \delta p_{Bx} - R'_{\Delta p} \delta p_3, \\ (T_y S + 1) \delta p_y &= \delta p_{Bx} - \frac{f_{nл}}{\varepsilon} S \delta x, \\ \delta q(\ell) - \varepsilon (\delta p_{Bx} - \delta p_y) - \beta_c \delta p_3 &= 0, \\ \beta_c \delta p_3 - \beta_k \delta p_{Bx} + \beta_k \delta p_3 - \alpha_k \delta x &= 0, \\ \delta q(\ell) - \beta_{Bx} \delta p_2(\ell) + \beta_{Bx} \delta p_{Bx} &= 0, \\ \delta p_2(\ell) + z th(\alpha \tau + S \tau) \delta q(\ell) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Последнее уравнение системы (8) представляет собой решение (в преобразовании по Лапласу) линеаризованных волновых уравнений трубопровода. В структурной схеме, в соответствии с (8) (рис.8) $H(S)$ - передаточная функция обратной связи

$$H(S) = -R'_x + \frac{\alpha_k A_1(S)}{D(S)} + S \frac{f_{nл} A_2(S)}{\varepsilon D(S)}, \quad (9)$$

где

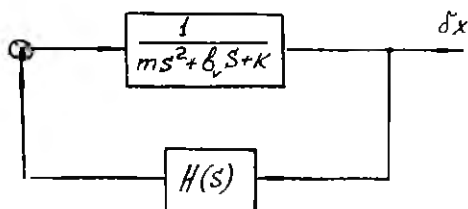
$$D(S) = \varepsilon T_y S (\beta_k + \beta_c) [1 + \beta_{Bx} z th(\alpha \tau + S \tau)] + (T_y S + 1) \{ \beta_{Bx} (\beta_k + \beta_c) + \beta_k \beta_c [1 + \beta_{Bx} z th(\alpha \tau + S \tau)] \}; \quad (10)$$

$$A_1(S) = (T_y S + 1) \{ \varepsilon R'_{\Delta p} [\beta_{Bx} z th(\alpha \tau + S \tau) + 1] + \beta_c R'_{\Delta p} [\beta_{Bx} z th(\alpha \tau + S \tau) + 1] + \beta_{Bx} R'_{\Delta p} \}; \quad (11)$$

$$A_2(S) = f_{nл} \beta_{Bx} (\beta_k + \beta_c) + [\beta_{Bx} z th(\alpha \tau + S \tau) + 1] [\varepsilon R'_{\Delta p} \beta_c + f_{nл} \varepsilon (\beta_k + \beta_c) + f_{nл} \beta_k \beta_c]. \quad (12)$$

В соответствии с критерием Найквиста для устойчивости замкнутой схемы годограф разомкнутой

$$W_p(S) = \frac{1}{mS^2 + b_v S + K} H(S) \quad (13)$$



Р и с. 8. Структурная схема модели подводящего трубопровода

не должен охватывать точку $(-1, j0)$.

Анализ условия устойчивости упрощается, если в (13) положить $b_v = 0$. Этот прием аналогичен использованному в [4], но в данном случае его применение полностью обосновано тем, что основное гидравлическое демпфирование (перетечки из управляющей полости через кольцевой зазор) учтено в передаточной функции $H(s)$. Поэтому положив $b_v = 0$, мы, в отличие от [4], пренебрегаем не всем демпфированием, а лишь его малой частью.

Для передаточной функции

$$G(s) = \frac{1}{ms^2 + k},$$

в диапазоне частот $\omega > \sqrt{\frac{k}{m}}$ имеем сдвиг фаз $\Delta\varphi = -\pi$. Условие устойчивости будет выполнено, если при сдвиге фаз $\Delta\varphi = 0$ по линии $H(s)$ обратной связи будет выполнено неравенство

$$|G_0| = |G(j\omega)H(j\omega)| < 1. \quad (14)$$

Ввиду большой сложности выражения для $H(s)$ условие (14) не удастся представить в аналитическом виде через конструктивные параметры системы стабилизации АИП, поэтому анализ сводится к точечной оценке запаса устойчивости путем построения годографа $H(j\omega)$ для каждого возможного сочетания параметров золотника.

Таким образом, учет фильтрующих свойств ТНА упрощает анализ системной устойчивости АИП. Диапазон допустимых параметров системы стабилизации определяется из условий обеспечения как системной, так и местной устойчивости. Учет сухого трения позволяет уточнить этот диапазон.

Расчет параметров системы стабилизации АИП по предложенной методике позволяет отказаться от введения демпфера, утяжеляющего конструкцию.

Л и т е р а т у р а

1. Овсянников В.В., Боровский В.И. Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. -М.:Машиностроение, 1971.- 539 с.
2. Фельдбаум А.А., Бутковский А.Г. Методы теории автоматического управления. -М.:Наука, 1971.- 743 с.
3. Попов Е.П. Прикладная теория процессов управления в нелинейных системах. -М.:Наука, 1973. - 583 с.
4. Фанк И.Е. Устойчивость проходного клапана. -Теоретические основы инженерных расчетов. Сер. "Д", 1964, № 2, с.50-56.
5. Есин В.И., Кузнецова В.Ф. Устойчивость гидравлического клапана. -Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1968, № 8, с.84-87.

УДК 621.45.04:62-553.4

А.Е.Жуковский, А.Ф.Малеев

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С РЕГУЛЯТОРОМ СООТНОШЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ТОПЛИВА

При функционировании двигательной установки (ДУ) с реактивными двигателями управления движением летательного аппарата, работающими на двухкомпонентном жидком топливе, на выходе из топливных баков окислителя и горючего может возникать разность давлений компонентов. Причиной этому служат погрешности в настройке регуляторов давления при независимых системах наддува баков, а также технологические погрешности при изготовлении металлических вытеснительных диафрагм, в результате чего эти диафрагмы имеют различные жесткостные характеристики. Разность давлений на выходе из топливных баков вызывает отклонение соотношения компонентов топлива от настроечного значения, что ведет к снижению экономичности двигателей и к неодновременной выработке компонентов топлива из баков.

Для устранения этого недостатка в топливную систему ДУ устанавливают специальный регулятор соотношения компонентов топлива (РСКТ) с регулирующими органами в обеих топливоподающих магистра-