УДК 629.7.036

Кобец Е.В., Загребельная Л.И.

ПРОВЕРКА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ «ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА – СТАБИЛИЗАТОР РЕЖИМА»

Одним из важных условий достижения энергосбережения системы является ее устойчивая работа. Рассмотрим некоторые аспекты устойчивости работы двигательной установки за счет исследования устойчивости стабилизатора режима непрямого действия.

Уравнение динамики исполнительной части стабилизатора режима непрямого действия имеет вид:

$$\delta\Delta\overline{p}_{\text{р.о}} = \delta\overline{p}_1 - \delta\overline{p}_2\,, \tag{1}$$

где $\overline{p}_{\text{р.о}}$ – давление на регулирующем органе; $\overline{p}_1$ – дискретное давление на входе; $\overline{p}_2$ – дискретное давление на выходе

Это уравнение при подстановке в него соотношения для определения передаточной функции командной части преобразователя имеет девятую собственную степень оператора.

Поскольку данное обстоятельство значительно усложняет проверку устойчивости рассматриваемого устройства, попытаемся понизить собственную степень оператора за счет упрощения системы уравнений, характеризующей его динамические свойства.

Учитывая, что стабилизатор работает в низкочастотном диапазоне колебаний, членами, стоящими при первых производных в уравнениях динамики и являющимися величинами малого порядка, можно пренебречь. Таким образом получим упрощенное линеаризированное уравнение динамики первичного преобразователя, представляя кавитационную трубку идеальным звеном и пренебрегая постоянной времени воздействия по первой производной от перемещения управляющего клапана:

$$\delta\dot{\overline{m}}_{\text{п}_5} = \frac{1}{\text{К}_1}\delta\overline{p}_2\,, \tag{2}$$

где $m_{\text{п}_5}$ – массовый расход на выходе плунжера; К_1 – коэффициент кавитации.

В связи с малым уровнем трения на направляющих управляющего клапана, пренебрежем демпфированием:

$$\left(\frac{1}{\nu_{\text{кл}}^2}p^2 + 1\right)\delta\overline{n} = -\text{К}_{\text{кл}}\text{К}_{\text{с}}\delta\dot{\overline{m}}_{\text{п}_5}\,, \tag{3}$$

где $\overline{n}$ – осевое перемещение клапана; $К_с$ – коэффициент усиления сильфона; $К_{кл}$ – коэффициент усиления клапана; $\nu_{кл}$ – кинематическая вязкость жидкости на клапане.

Допустимо избавиться и от члена, стоящего при первой производной в уравнении потерь для соединительного клапана:

$$\delta\Delta\overline{p}_м = К_{др}\delta\dot{\overline{m}}_у, \tag{4}$$

где $p_м$ – давление в магистрали; $m_у$ – расход управляющего клапана; $К_{др}$ – коэффициент усиления дросселя.

Изменение остальных уравнений, описывающих динамические свойства стабилизатора, может привести к разрыву параметрических связей между его основными элементами.

Используя соотношения (2), (3), (4) в ряде несложных математических преобразований получим упрощенный вид выражения, определяющего динамику командной части рассматриваемого устройства:

$$\delta\Delta\overline{p}_ж = -\frac{К_{к_1}К_{кл}К_с}{К_1}\cdot\frac{D_{кл}{*}(p)}{D_0(p)}\delta\overline{p}_2 - К_{к_2}\delta\dot{\overline{m}}_у - \delta\overline{p}_{сл}, \tag{5}$$

где

$$D_{кл}{*}(p) = \frac{К_{сл_1}}{\nu_{кл}^2(К_{сл_1}+К_{у_2}К_{кл})}p^2+1,$$

$$D_о(p) = \frac{1}{\nu_{кл}^2}p^2+1,$$

где $p_ж$ – давление жидкости; $К_{к_1}$ – коэффициент кавитационного усиления; $p_{сл}$ – давление на сливе; $\dot{\overline{m}}_у$ – массовый расход через управляющий клапан; $К_{у_2}$ – коэффициент усиления на выходе управляющего клапана; $D(p)$ – собственный оператор; $К_{сл_1}$ – коэффициент усиления на сливе.

Передаточная функция командного звена, определенная из зависимости (5) при условии, что отклонение давлений на сливе $\delta\overline{p}_{сл}$ и на входе в первичный преобразователь $\delta\overline{p}_2$ являются свободными параметрами, будет иметь вид сигнала усиления:

$$W_1(p) = \frac{\delta\Delta\overline{p}_ж}{\delta\dot{\overline{m}}_у} = -К_{к_2}. \tag{6}$$

Проведенный анализ подтверждает возможность представить стабилизатор режима апериодическим звеном второго порядка.

$$W_{\text{с}}(p)=\frac{\delta\bar{H}}{\delta\Delta\bar{p}_{\text{ж}}}=\frac{\text{К}_{\text{с}}}{T_1p^2+T_2p+1}, \tag{7}$$

где H – осевое перемещение плунжера;

$$\text{К}_{\text{с}}=\text{К}_{\text{п}_1}\text{К}_{\text{п.п}}(\text{К}_{\text{д.п}}+\text{К}_{\text{у}_1}+\text{К}_{\text{сл}_2})\tau_{\text{п.п}};$$

T_1, T_2 – постоянные времени стабилизатора; $\text{К}_{\text{п.п}}$ – коэффициент усиления пружинной полости плунжера; $\text{К}_{\text{д.п}}$ – коэффициент усиления дроссельного пакета; $\tau_{\text{п.п}}$ – постоянная времени воздействия пружинной полости плунжера

$$T_1=\frac{1}{\nu_{\text{п}}^2};$$

$$T_2=2\frac{\xi_{\text{п}}}{\nu_{\text{п}}}+\text{К}_{\text{п.п}}(\text{К}_{\text{д.п}}+\text{К}_{\text{у}_1}+\text{К}_{\text{сл}_2})\tau_{\text{п.п}},$$

где $\xi_{\text{п}}$ – коэффициент демпфирования плунжера.

При этом в выражении для определения T_2 составляющую, содержащую коэффициент демпфирования $\xi_{\text{п}}$, можно не учитывать.

Анализ устойчивости системы «двигательная установка–стабилизатор» проведем наиболее наглядным методом, исследуя амплитудно-фазовые характеристики. Для этого подставляя $p=u+i\omega$ в уравнение (7), получим выражение для определения амплитудно-фазовой характеристики стабилизатора с выделением вещественной и мнимой частей:

$$W_{\text{с}}(u+i\omega)=\frac{[T_1(u^2-\omega^2)+T_2u+1]-i\omega(2T_1u+T_2)}{[T_1(u^2-\omega^2)+T_2u+1]^2+\omega^2(2T_1u+T_2)^2}, \tag{8}$$

где ω – круговая частота колебания.

Проведем анализ амплитудно-фазовой характеристики стабилизатора, рассчитанной с применением IBM в диапазоне частот $0\le\omega\le100\pi$. В связи с большим значением собственной недемпфированной частоты подвески плунжера исполнительной части $\nu_{\text{п}}$ коэффициент, стоящий при второй производной в уравнении передаточной функции, имеет малый порядок и практически не оказывает влияния на характер кривой амплитудно-фазовой характеристики, приближающейся к виду, описываемому уравнением колебательного звена первого порядка. Кроме того, результаты вычислений показали, что в диапазоне изменений перепадов давлений на управляющем клапане $\Delta p_{\text{у}}=2{,}4517\div11{,}2776$ МПа и дроссельном пакете $\Delta p_{\text{д.п}}=0\div8{,}8259$ МПа разброс амплитудно-фазовых характеристик вокруг кривой, соответствующей номинальному режиму работы стабилизатора ($\Delta p_{\text{у}}^*=4{,}9033$ МПа; $\Delta p_{\text{д.п}}^*=6{,}3743$ МПА) незначителен.

Проверка устойчивости системы «двигательная установка – стабилизатор режима непрямого действия», проведенная методом построения амплитудно-фазовых характеристик, подтвердила возможность успешного использования рассмотренного стабилизирующего устройства в контуре стабилизации режимных показателей двигательной установки.

Литература

1. Присняков В.Ф. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок / В.Ф. Присняков. – М. : Машиностроение, 1983. – 248 с.

2. Борисенко А.И. Газовая динамика двигателей / А.И. Борисенко. – М. : Наука, 2002. – 793 с.

3. Seitz P.F. Space shuttle main engine control system / Seitz P.F., Searle R.F. // SAE Transactions. – 1973. – № 73. – P. 17.

4. Steam Bubble Cavitation / Mahulkar A.V., Bapat P.S., Pandit A.B., Lewis F.M. // AIChE Jurnal. – 2008. – Vol. 54. – №7. – P. 1711–1724.

Bibliography (transliterated)

1. Prisnyakov V.F. Dinamika zhidkostnyh raketnyh dvigatel'nyh ustanovok / V.F. Prisnyakov. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 248 p.

2. Borisenko A.I. Gazovaya dinamika dvigatelej / A.I. Borisenko. – M. : Nauka, 2002. – 793 p.

3. Seitz P.F. Space shuttle main engine control system / Seitz P.F., Searle R.F. // SAE Transactions. – 1973. – № 73. – P. 17.

4. Steam Bubble Cavitation / Mahulkar A.V., Bapat P.S., Pandit A.B., Lewis F.M. // AIChE Jurnal. – 2008. – Vol. 54. – №7. – P. 1711–1724.

УДК 629.7.036

Кобець О.В., Загребельна Л.І.

ПЕРЕВІРКА СТІЙКОСТІ СИСТЕМИ «ДВИГУН – СТАБІЛІЗАТОР РЕЖИМУ»

Досліджується стійкість роботи системи «двигун – стабілізатор режиму непрямої дії».

Kobets E.V., Zagrebelnaj L.I.

SYSTEM SUSTAINABILITY TEST «ENGINE INSTALLATION – MODE STABILIZER»

Investigated the stability of the system «engine installation – mode stabilizer».