

УДК 621.454.2.04

Л.В. АВЛАСЕНКО, В.А. АНИСИМОВ, В.Н. КОНОХ, А.С. МИЩЕНКО

ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина

ОПЫТ ОТРАБОТКИ И МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ЖРД

Проведен анализ опыта отработки стабилизатора давления прямого действия системы регулирования соотношения расходов компонентов топлива газогенератора ЖРД. Определено, что основными факторами, влияющие на точность работы стабилизатора являются: изменение настройки агрегата из-за влияния запуска двигателя на упругие характеристики мембраны и статическая ошибка, вызванная компенсацией входных возмущений. Разработана математическая модель системы. С помощью вычислительного эксперимента получено, что устойчивость системы зависит в основном от коэффициента усиления, податливости выходной полости, эффективной площади стабилизатора. Результаты исследований внедрены при разработке и отработке ЖРД РД861К.

стабилизатор давления, система регулирования, соотношение расходов компонентов топлива, газогенератор, ЖРД, отработка, математическая модель, устойчивость

В ЖРД с насосной системой подачи компонентов топлива и восстановительным газогенератором требуется точное поддержание соотношения расходов компонентов топлива в газогенератор $K_{ГГ}$. Повышенное $K_{ГГ}$ может привести к дефектам турбины и газогенератора из-за высокой температуры генераторного газа, низкое $K_{ГГ}$ снижает температуру и может привести к неустойчивости рабочего процесса в газогенераторе. Структурная схема системы регулирования газогенератора двигателя РД861К приведена на рис. 1.

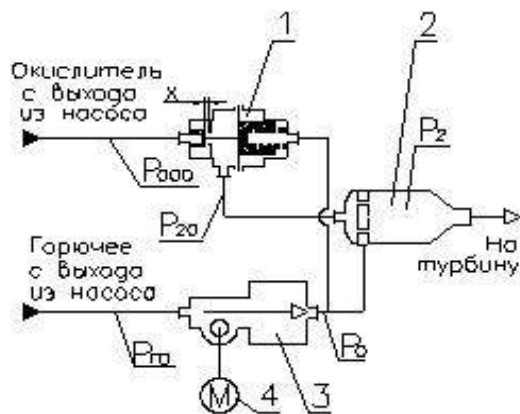


Рис. 1. Структурная схема системы регулирования газогенератора:

- 1 – стабилизатор давления; 2 – газогенератор;
3 – дроссель системы поддержания давления СПД;
4 – электропривод СПД.

Работает стабилизатор следующим образом. На номинальном режиме силы от действия перепада давления на мембране $\Delta P_M = P_0 - P_{20}$ на эффективную площадь мембраны, перепада давлений на стабилизаторе $\Delta P_{СТ} = P_{000} - P_{20}$ на площадь седла и усилия пружин уравновешены. При этом между заслонкой и седлом устанавливается номинальная дросселирующая щель x , которой соответствует номинальный расход окислителя и $\Delta P_M \approx 0$. Если по команде СПД или из-за разброса характеристик ТНА изменится $\Delta P_{СТ}$ или расход окислителя, баланс сил на подвижных элементах стабилизатора нарушится. Это приведет к перемещению мембраны, изменению дросселирующей щели и расхода и к изменению давления P_{20} . процесс будет продолжаться до тех пор, пока P_{20} не станет примерно равным P_1 , то есть $K_{ГГ}$ будет поддерживаться постоянным с некоторой ошибкой. Алгоритм поддержания $K_{ГГ}$ описывается выражением

$$K_{ГГ} = K_{ГГ}^* \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta P_M}{P_0 - P_2}\right) \cdot \left(\frac{P_0 - P_2}{P_{20} - P_2}\right)^*} \times \sqrt{\frac{\gamma_O \cdot \gamma_{Г}^*}{\gamma_{Г} \cdot \gamma_O^*}}$$

где P_0 – давление на выходе из дросселя;

P_2 – давление в газогенераторе;

P_{20} – давление на выходе из стабилизатора;

γ_0, γ_1 – удельный вес окислителя и горючего;

* - номинальное значение.

Основные характеристики стабилизатора давления двигателя РД861К:

– рабочее тело	амил, гептил
– давление на входе P_{00} , МПа	11,5...15,4
– давление управления P_1 , МПа	8,4...12,9
– перепад давлений на стабилизаторе ΔP_{CT} , МПа	2,5...3,1
– расход окислителя G , кгс/с	0,115...0,153
– точность поддержания ΔP_M , МПа	$\pm 0,15$.

Стабилизатор давления при воздействии всех внешних и внутридвигательных возмущений должен обеспечить отклонение ΔP_M в заданных пределах.

Величина ΔP_M можно определить по уравнениям работы стабилизатора на установившемся режиме:

$$\Delta P_M = \frac{f_C}{f_M} \cdot \Delta P_{CT} + Z_\Sigma \cdot (x + x^*) + \frac{N_{УПР}}{f_M} \pm \frac{N_{ТР}}{f_M};$$

$$G_0 = \mu \pi d_C \cdot (x + x^*) \sqrt{2g\gamma_0 \Delta P_{CT}},$$

где $f_M = Z_N / Z_P$ – эффективная площадь мембраны;

f_C – площадь седла;

Z_Σ – суммарная жесткость мембраны и пружин;

x – перемещение мембраны;

$N_{УПР}$ – номинальное значение усилия мембраны и пружин;

$N_{ТР}$ – сила трения;

G_0 – расход окислителя через стабилизатор;

μ – коэффициент расхода;

d_C – диаметр седла;

g – ускорение силы тяжести;

Z_N – тангенс угла наклона характеристики $N=f(x)$ в диапазоне рабочей щели;

Z_P – тангенс угла наклона характеристики $P=f(x)$ в диапазоне рабочей щели.

Характеристики мембраны были определены экспериментально путем снятия зависимостей перемещения центра мембраны x от давления P и от сосредоточенной силы N .

На точность поддержания ΔP_M в основном влияют:

1) изменение номинальной настройки ΔP_M^* при работе стабилизатора в составе двигателя от его настройки на автономном гидравлическом стенде. Коррекция настройки агрегата при его работе в составе двигателя не предусмотрена;

2) отклонение $\delta \Delta P_M = \Delta P_M - \Delta P_M^*$, вызванное статической ошибкой компенсации изменения ΔP_{CT} и G_0 .

Изменение номинальной настройки в основном вызвано появлением дополнительных упругих сил от воздействия односторонних давлений на мембрану. Односторонние давления появляются из-за одновременного поступления компонентов в полости стабилизатора при запуске двигателя. Для уменьшения этого воздействия перемещение мембраны ограничено механическими упорами в диапазоне $+0,4$ – $-0,12$ мм от нейтрального положения.

Из-за влияния технологических допусков на изготовление при работе агрегата может произойти касание мембраны механических упоров и, соответственно, появление дополнительной ошибки ΔP_M из-за изменения f_M . Для исключения этого недостатка перед окончательной сборкой агрегата проводится настройка номинального положения мембраны относительно упоров. Для этого снимается зависимость расхода воздуха через седло от усилия настроечной пружины, а по измеренному расходу воздуха определяется высота дросселирующей щели. Номинальному усилию пружины должна соответствовать номинальная щель. Критерий соответствия определяется на основании расчета и экспериментально снятых характеристик $P=f(x)$ и $N=f(x)$. Если соответствия нет, то проводится доработка соответствующих деталей для обеспечения заданных требований.

На автономном гидравлическом стенде проводится настройка стабилизатора путем нагружения пружины так, чтобы при номинальных значениях ΔP_{CT} и G_0 $\Delta P_M^* \approx 0$, а также определяется ΔP_M при различных сочетаниях входных возмущений ΔP_{CT} и G_0 . На рис. 2 приведены результаты расчета и испытаний на автономном гидравлическом стенде и в составе двигателя.

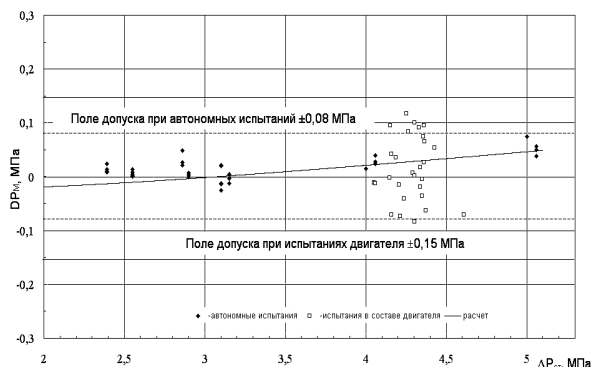


Рис. 2. Результаты расчета

Из рис. 2 видно, что отклонение ΔP_M при автономных испытаниях близко к расчетному и находится в пределах для заданного диапазона входных воздействий. При работе агрегата в составе двигателя рассеивание ΔP_M в пределах от +0,117 МПа до -0,084 МПа. Увеличенный, по сравнению с автономными испытаниями, разброс ΔP_M вызван погрешностью регистрации и увеличенным ΔP_{CT} .

В системе регулирования со стабилизатором давления возможна неустойчивость, которая из-за нелинейности системы проявляется в виде свободных колебаний (автоколебаний) постоянной амплитуды.

С целью исследования устойчивости стабилизатора давления была составлена математическая модель с учетом сжимаемости жидкости [1] в сосредоточенных параметрах, описывающая динамические процессы в системе «стабилизатор – соединительные трубопроводы». С ее помощью были построены границы устойчивости стабилизатора давления в стендовых условиях и условиях двигателя, а также

проведена оценка влияния его конструктивных параметров и параметров соединительных трубопроводов на устойчивость процесса регулирования.

Математическая модель составлена для двух систем: «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя» и «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы».

В разработанной модели граничными условиями для гидравлического стенда являются емкости объемом 7 л, установленные на входе и по линии управления, а также кавитирующий жиклер на выходе из стабилизатора давления. Для двигателя приняты граничные условия – это места переходов трубопроводов с большего диаметра на меньший на входе по линии окислителя и управлению по линии горючего, а также сопротивление форсунок окислителя газогенератора на выходе из стабилизатора.

Расчетная схема стабилизатора давления представлена на рисунке 3. При составлении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих систему «стабилизатор давления – соединительные трубопроводы», были приняты следующие допущения:

- параметры рабочего тела сосредоточенные;
- конструкция трубопроводов абсолютно жесткая;
- жидкость идеальная;
- сила сухого трения пренебрежимо мала.

С учетом принятых допущений система нелинейных дифференциальных уравнений имеет вид.

Уравнение движения подвижных элементов стабилизатора давления:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = N_0 - z \cdot x - (P_{00} - P_{20}) \cdot f_c - (P_{20} - P_1) \cdot f_m$$

$$\text{при } 0 \leq x \leq 0,052 \text{ см,}$$

где m – масса подвижных элементов;

x – перемещение мембраны;

N_0 – начальное усилие пружин;

z – суммарная жесткость пружин и мембраны;

P_{00} – давление во входной полости;

P_{20} - давление в выходной полости;

f_c - площадь седла;

P_1 - давление в управляющей полости;

f_M - эффективная площадь мембраны.

Уравнение объемного расхода окислителя через седло стабилизатора:

$$q_{00} = \mu \pi d_c x \sqrt{\frac{2}{\rho_o} (P_{00} - P_{20})},$$

где μ - коэффициент расхода седла;

d_c - диаметр седла;

ρ_o - плотность окислителя.

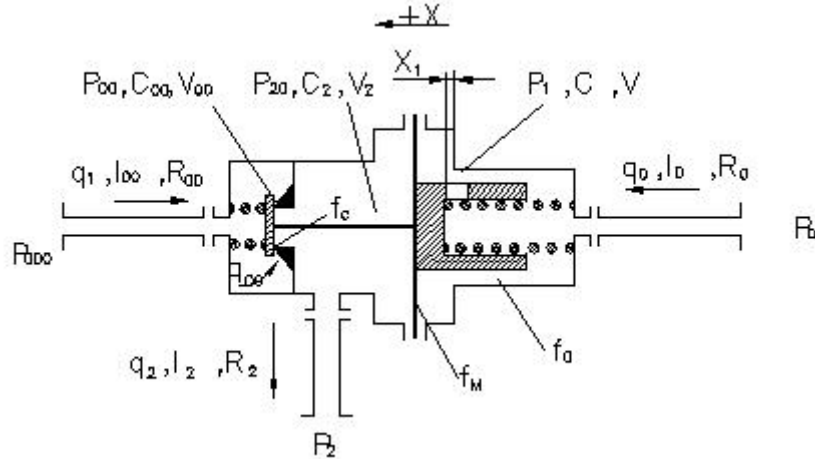


Рис. 3. Расчетная схема стабилизатора давления

Уравнения магистрали:

— для входного трубопровода

$$P_{000} - P_{00} = R_{00} \cdot q_1^2 + I_{00} \cdot \frac{dq_1}{dt},$$

где P_{000} - давление на входе в входной трубопровод;

R_{00} - нелинейное активное сопротивление входного трубопровода;

q_1 - объемный расход окислителя через входной трубопровод;

$I_{00} = \rho l / f$ - инерционное сопротивление входного трубопровода

l, f - длина и площадь сечения трубопровода.

— для выходного трубопровода

$$P_{20} - P_2 = R_2 \cdot q_2^2 + I_2 \cdot \frac{dq_2}{dt},$$

где P_2 - давление на выходе из выходного трубопровода;

R_2 - нелинейное активное сопротивление выходного трубопровода;

q_2 - объемный расход окислителя через выходной трубопровод;

I_{00} - инерционное сопротивление выходного трубопровода.

— для управляющего трубопровода

$$P_0 - P_1 = R_0 \cdot q_0^2 + I_0 \cdot \frac{dq_0}{dt},$$

где P_0 - давление на выходе из управляющего трубопровода;

R_0 - нелинейное активное сопротивление управляющего трубопровода;

q_0 - объемный расход горючего через управляющий трубопровод;

I_0 - инерционное сопротивление управляющего трубопровода.

$$R_0 = \frac{\rho_{\Gamma}}{2\mu^2 (f_0 + A \cdot x_1)^2},$$

где ρ_{Γ} - плотность горючего;

f_0 - площадь щелевого демпфера;

A - ширина демпфирующего паза;

$x_1 = x + 0,03$ - длина демпфирующего паза.

Уравнения неразрывности расходов:

— для входной полости

$$C_{00} \cdot \frac{dP_{00}}{dt} = q_1 - q_{00},$$

где $C_{00} = V/E$ - податливость входной полости.

V – объем полости;

E – модуль упругости рабочего тела.

— для выходной полости

$$C_2 \cdot \frac{dP_{20}}{dt} = q_{00} - q_2 + f_m \frac{dx}{dt},$$

где C_2 - податливость выходной полости

Податливость выходной полости определялась с учетом изменения объема, вызванного деформацией

корпуса:
$$C_2 = \frac{(V_2 + \Delta x f_k)}{E},$$

где Δx – величина деформации корпуса, зависящая от действующего давления P_2 , т.е. $\Delta x f_k = 0,0017P_2$.

— для управляющей полости

$$C \cdot \frac{dP_1}{dt} = q_0 - f_m \frac{dx}{dt},$$

где C - податливость управляющей полости.

Критерием устойчивой работы является отсутствие автоколебаний параметров (незатухающих колебаний давления на выходе с размахом $> 0,3$ кгс/см²) после выхода стабилизатора на установившийся режим.

Определение области устойчивости проводилось методом перебора различных сочетаний параметров, влияющих на устойчивость стабилизатора.

Как показал расчет, устойчивость работы стабилизатора в исследуемом диапазоне незначительно зависит от параметров соединительных трубопроводов: активного сопротивления входного R_{00} , выходного R_2 и управляющего R_0 трубопроводов, их инерционного сопротивления I_{00} , I_2 и I_0 . Также мало влияют на устойчивость и величины податливости входной C_{00} и управляющей C полостей.

Существенными факторами, значительно влияющими на устойчивость работы стабилизатора, являются:

- коэффициент усиления по расходу K ;
- податливость выходной полости C_2 ;
- эффективная площадь мембраны f_m ;
- площадь демпфера f_0 (зазора между корпусом барабана и плунжером).

На рис. 4 в плоскости параметров K - C_2 представлены границы устойчивости систем «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы» и «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя» при значениях эффективной площади мембраны 7 см² и 10 см², а также рабочий квадрат изменения коэффициента усиления K и податливости C_2 для штатного варианта конструкции. Максимальное значение податливости $C_2 = 1,2C_2^*$ взято на основании имеющегося опыта. Как видно из рисунка 4, область устойчивой работы стабилизатора на гидравлическом стенде меньше, чем при его работе в составе двигателя. На рисунке 4 также указана частота автоколебаний на границе устойчивости. Уменьшение эффективной площади мембраны сужает область устойчивости. Минимальное значение эффективной площади мембраны в рабочем диапазоне изменения высоты дросселирующей щели по результатам эксперимента составляет $f_m = 8,25$ см². В результате расчета получено, что для штатного варианта конструкции при податливости выходной полости $C_2 = 1,2C_2^*$, эффективной площади мембраны $f_m = 7$ см² и максимальном значении коэффициента усиления по расходу $K = 11738$ см²/с запас устойчивости по величине податливости выходной полости составляет $\sim 0,2C_2^*$ или по объему $V_2 \sim 3,4$ см³.

По разработанной двигательной модели было определено влияние площади демпфера f_0 на устойчивость работы стабилизатора давления. При изменении площади демпфера в пределах рабочих значений 0,042...0,0043 см² стабилизатор давления работает устойчиво. Для дополнительной оценки эффективности демпфера параметры стабилизатора были заданы так, чтобы он работал в неустойчивой области ($K = 11738$ см²/с, $C_2 = 1,6C_2^*$ и $f_m = 7$ см²). В этих условиях при изменении площади демпфера от 0,1 до 0,007 см² автоколебания не устранялись. Устойчивость была достигнута при значении $f_0 = 0,001$ см² (эквивалентный диаметр проходного сечения 0,36 мм).

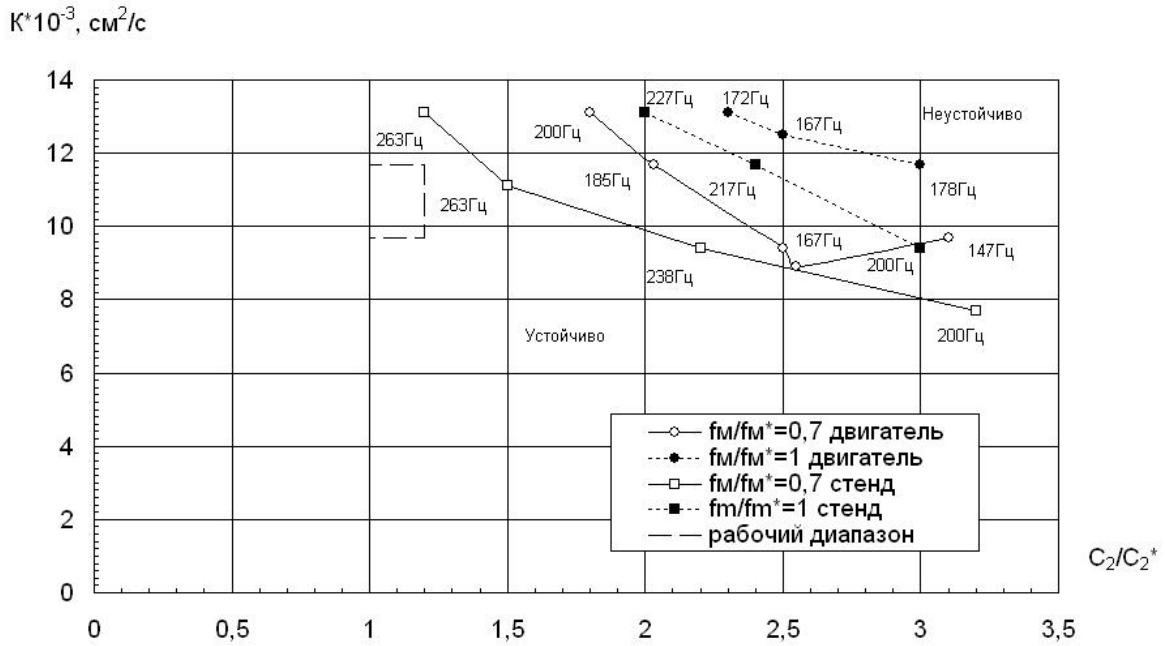


Рис. 4. Граница устойчивости систем «стабилизатор давления – стендовые трубопроводы» и «стабилизатор давления – трубопроводы двигателя»

Экспериментальная проверка математической модели была проверена на опытной конструкции стабилизатора, который в диапазоне коэффициента усиления 10860...13150 cm^2/s при податливости $C_2=C_2^*$ и эффективной площади $f_M=10\text{cm}^2$ был устойчив. Уменьшение f_M до 5cm^2 за счет касания мембраной механических упоров приводит к автоколебаниям развитой амплитуды. Сравнительная оценка значений частоты и размаха колебаний, полученных при расчете и экспериментальным путем, приведена в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительная оценка значений частоты и размаха колебаний

Параметр	Расчет	Эксперимент
Частота, Гц	192	210
Амплитуда, МПа	2,6	3,3

Проведенные исследования были определяющими при отработке стабилизатор давления двигателя РД861К РН «Циклон 4».

Литература

1. Авласенко Л.В., Конох В.И. Влияние сжимаемости жидкости на устойчивость гидравлических систем // Известия Академии наук СССР. Сер. Энергетика и транспорт. – 1982. – № 1. – С. 110-116.

Поступила в редакцию 1.06.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Климов, ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгел”, Днепропетровск.