

УДК 621.455-192-52

Э.А. Дмитриев, канд. техн. наук, доц.,
 Я.В. Деревягин, магистр,
 Одес. нац. политехн. ун-т

ВЛИЯНИЕ НЕОДНОРОДНОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СИСТЕМУ АВТОМАТИКИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Е.О. Дмитрієв, Я.В. Дерев'ягін. Вплив неоднорідності робочої рідини на систему автоматки рулевого приводу. Подано метод рішення задачі стійкої роботи гідромеханічної системи з нелінійними елементами і зворотними зв'язками за допомогою аналізу моделі, що враховує властивості механізму низькочастотних автоколивальних процесів.

E.A. Dmitriyev, Ya.V. Derevyagin. Influence of a working liquid heterogeneity on the automatics system of a steering drive. The method of a steady operation task solution for a hydromechanical system with non-linear elements and feedback is submitted through the analysis of the model taking into account the properties of a low-frequency auto oscillations processes' mechanism.

Управление положением вектора тяги жидкостного ракетного двигателя осуществляется с помощью системы гидравлических рулевых приводов (РП), имеющих внутреннюю обратную связь [1]. При натурных испытаниях одной из модификаций рулевого привода были обнаружены автоколебания на частоте около 12 Гц. Необходимо локализовать источник автоколебаний и определить методы их устранения.

Рулевой привод представляет собой трехкаскадную гидравлическую следящую систему (рис. 1). В качестве первого каскада усиления используется электромеханический ЦАП, на вход которого поступает двоичный код, а с выхода снимается аналоговое перемещение x_{dac} . Сигнал со штока 1-го каскада поступает на золотниковый гидрораспределитель ЗГ₂ 2-го каскада, где преобразуется в перемещение штока его силового цилиндра СЦ₂. Далее, через кинематическую передачу, сигнал x_2 поступает на золотниковый гидрораспределитель ЗГ₃ 3-го каскада. 1-й и 2-й каскады охвачены обратной связью рычажного типа ОС₁, 3-й каскад — обратной связью ОС₂. Шток силового цилиндра СЦ₃ последнего каскада посредством упругих свойств подвески $C_{кон}$ связан с нагрузкой М — управляемым элементом двигателя. В 3-м каскаде установлены датчики перемещения штока и усилия на штоке ПУ. Для увеличения демпфирующих свойств привода и коррекции его АФЧХ в последний каскад введен блок динамической коррекции БДК, который состоит из датчика производной от перепада скорости ДП, шунтирующего золотника ШЗ и гидравлического дросселя Др. Крепление корпуса РП к раме двигателя показано в виде пружины $C_{осн}$.

Изменение измеряемого усилия на штоке СЦ₃ носит колебательный характер, длится со второй по 14-ю секунду и выражено в повышенной амплитуде колебаний при отсутствии внешних воздействий, импульс большой амплитуды на второй секунде связан с запуском двигателя (рис. 2, а). Режим двигателя определяется циклограммой работы турбонасосного агрегата (рис. 2, б). Колебательный процесс прекращается на стационарном участке работы двигателя,

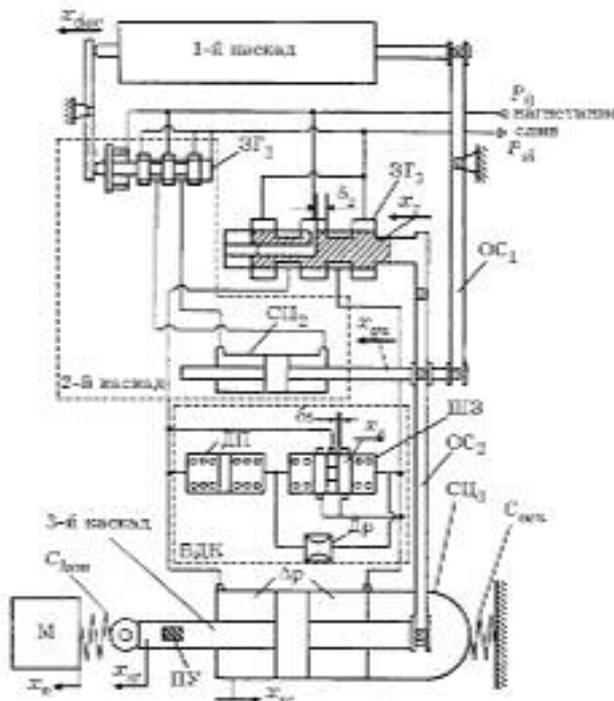


Рис. 1. Схема рулевого привода

что говорит о самопроизвольном срыве автоколебаний. Также экспериментально установлено медленное увеличение частоты автоколебаний со временем (рис. 3).

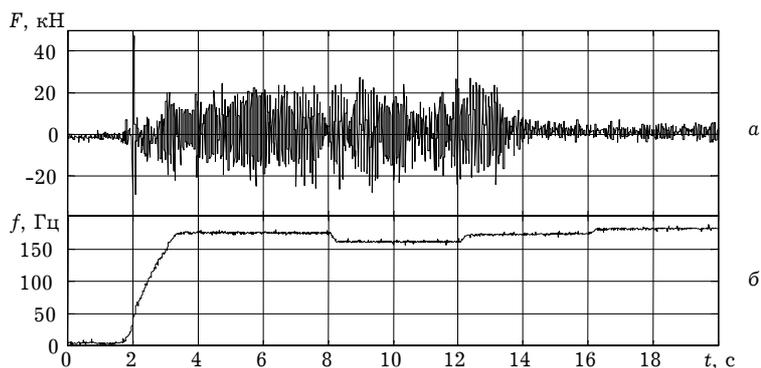


Рис. 2. Временная реализация сигнала с датчика усилия на штоке силового цилиндра (а) и циклограмма работы турбонасосного агрегата (б)

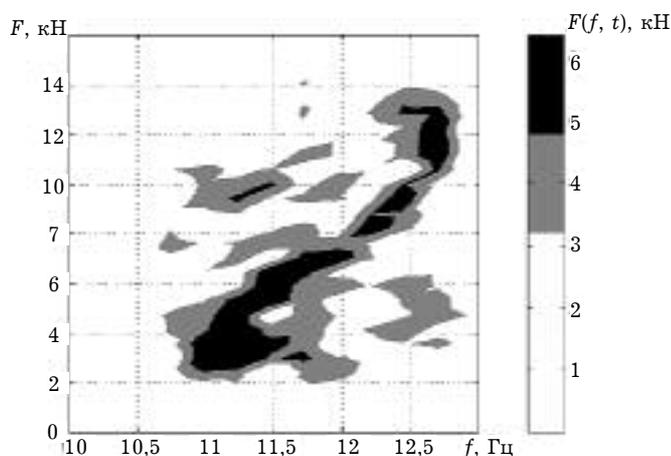


Рис. 3. Спектрограмма сигнала с датчика усилия на штоке силового цилиндра, шкала справа показывает соответствие цветов амплитуде сигнала $F(f, t)$

Для выяснения механизма возникновения обнаруженных колебаний применены методы математического моделирования. В качестве базовой использовалась система десяти алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих динамику рулевого привода [1]. Однако, с целью упрощения анализа на ПЭВМ, данная система приведена к трем нелинейным дифференциальным уравнениям вида:

$$\ddot{x}_n = -(b/m)\dot{x}_n - (k_p/m)x_n - (|F_{tr}|/m)\text{sign}(\dot{x}_n) - F_0/m + (S_p/m)\Delta p, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{p} = & \frac{C_{pr}}{S_p} \left(-\dot{x}_n + N \left(x_{gu} - k_{os} \left(x_n + \frac{S_p}{C_{kon}} \Delta p \right), \delta_z, x_{z_{max}} \right) k_v \times \right. \\ & \times \sqrt{\left| 1 - \frac{\Delta p}{P_0} \text{sign} \left(N \left(x_{gu} - k_{os} \left(x_n + \frac{S_p}{C_{kon}} \Delta p \right), \delta_z, x_{z_{max}} \right) \right) \right|} \times \\ & \times \text{sign} \left(1 - \frac{\Delta p}{P_0} \text{sign} \left(N \left(x_{gu} - k_{os} \left(x_n + \frac{S_p}{C_{kon}} \Delta p \right), \delta_z, x_{z_{max}} \right) \right) \right) - \\ & \left. - k_{vs} \left| N \left(\frac{S_s}{C_s} \Delta p_{kor}, \delta_s, x_{s_{max}} \right) \right| \sqrt{|\Delta p|} \text{sign} \Delta p \right), \end{aligned} \quad (2)$$

$$\Delta \dot{p}_{kor} = \frac{C_{kd}}{C_{kd} + C_{ks}} \Delta \dot{p} - \frac{\sigma_{dr}}{C_{kd} + C_{ks}} \sqrt{|\Delta p_{kor}| \text{sign}(\Delta p_{kor})}, \quad (3)$$

где x_n — координата нагрузки М;

Δp — перепад давления на поршне СЦ₃;

Δp_{kor} — перепад давления на Др;

m — приведенная масса нагрузки М;

b — коэффициент вязкого трения в нагрузке М;

k_p — коэффициент позиционной силы;

F_{tr} — коэффициент сухого трения в нагрузке М;

F_0 — внешнее усилие, приложенное к нагрузке М;

S_p — эффективная площадь поршня СЦ₃;

$$C_{pr} = \frac{1}{C_r} + \frac{1}{C_{osn}} + \frac{1}{C_{kon}} \text{ — общая жесткость;} \quad (4)$$

C_r — жесткость рабочего тела в СЦ₃;

C_{osn} — жесткость крепления РП к раме двигателя;

C_{kon} — жесткость взаимосвязи кинематической пары “нагрузка — шток” силового цилиндра СЦ₃;

$$N(x, \delta, x_{\max}) = \begin{cases} 0, & \text{при } |x| \leq \delta \\ x - \delta \text{sign } x, & \text{при } \delta < |x| < x_{\max} \\ x_{\max} \text{sign } x, & \text{при } |x| \geq x_{\max} \end{cases} \text{ — функция нелинейности, описывающая}$$

работу золотниковых гидрораспределителей ЗГ₃ и ШЗ;

x_{\max} — максимально допустимое значение координаты x ;

$$x_{gu} = \frac{1 + k_{os}}{k_{osu}} x_{dac} \text{ — координата штока СЦ₂;}$$

k_{os} — коэффициент обратной связи ОС₂;

k_{osu} — коэффициент обратной связи ОС₁;

x_{dac} — перемещение штока первого каскада;

δ_z — положительное перекрытие ЗГ₃;

$x_{z \max}$ — максимально возможное значение координаты x_z ;

k_v — коэффициент усиления РП по скорости;

P_0 — давление в нагнетающей магистрали РП;

$$k_{vs} = \mu \sqrt{\frac{2 l_s}{\rho S_p}} \text{ — коэффициент уравнения корректирующей цепи БДК;}$$

μ — коэффициент расхода рабочей жидкости;

ρ — плотность рабочей жидкости;

l_s — ширина окна в гильзе ШЗ;

S_s — площадь торца ДП;

C_s — жесткость центрирующей пружины ШЗ;

δ_s — величина положительного перекрытия ШЗ;

$x_{s \max}$ — максимально возможное значение координаты x_s ;

C_{kd} — емкость гидравлического конденсатора ДП;

C_{ks} — емкость гидравлического конденсатора ШЗ;

σ_{dr} — проводимость Др.

Уравнение (1) описывает динамику движения нагрузки М РП, уравнение (2) — работу 3-го каскада РП, уравнение (3) — работу БДК.

С точки зрения внешних воздействий рулевой привод может рассматриваться как система с двумя входными сигналами — $F_0(t)$ и $x_{dac}(t)$. Основные исследуемые временные реализации выходных сигналов — перемещение штока силового цилиндра x_{st} , перепад давлений в его полостях Δp , перемещение нагрузки x_n .

Поскольку автоколебания обнаружены только в некоторых испытаниях РП, можно предположить, что от испытания к испытанию произвольно меняется какой-то параметр РП. В этом случае варьироваться могут только свойства рабочего тела, а именно, газонасыщение.

Этот параметр учтен в уравнении (4) в виде жесткости рабочего тела C_r , которая связана с его газонасыщенностью γ соотношением

$$C_r = \frac{\pi r^2 P_0}{\gamma h},$$

где r — радиус поршня СЦ₃;

h — длина СЦ₃.

Проведено моделирование работы РП при различных значениях газонасыщения, в результате которого получены автоколебания. Исследование выходных параметров модели в фазовой плоскости — в координатах (x, \dot{x}) — показало, что при $\gamma=0,5\%$ система имеет устойчивый фокус (т. O) и два охватывающих его предельных цикла — внешний устойчивый 1 и внутренний неустойчивый 2 (рис. 4, а).

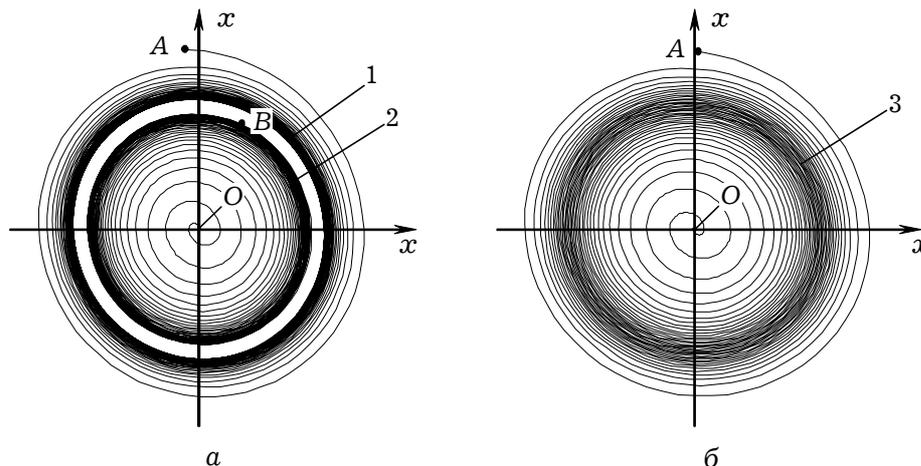


Рис. 4. Фазовые портреты перемещения нагрузки x_n , полученные при моделировании:
а — $\gamma=0,5\%$; б — $\gamma=0,45\%$

Показано движение рабочей точки: из внешней точки A к устойчивому предельному циклу 1 и движение из точки B внутри неустойчивого предельного цикла 2 к устойчивому фокусу (т. O). В обоих случаях движение происходит по часовой стрелке. Это говорит о жестком характере возбуждения автоколебаний в РП. Такие запускающие импульсы, предшествующие развитию автоколебаний, были обнаружены в записях сигналов всех натуральных испытаний рулевого привода (см. рисунок 2, а).

Полученные результаты моделирования оказались в полном соответствии с экспериментально обнаруженным эффектом самопроизвольного возбуждения автоколебаний в РП.

Наиболее правдоподобной гипотезой, объясняющей обнаруженное экспериментально увеличение частоты автоколебаний, является ее обратная зависимость от газонасыщенности рабочего тела силового цилиндра РП, полученная при моделировании (рис. 5).

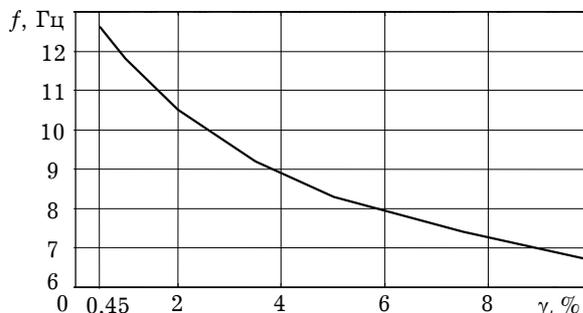


Рис. 5. Зависимость частоты автоколебаний от газонасыщенности рабочего тела в силовом цилиндре СЦ₃ РП

При значении газонасыщения $\gamma \leq 0,45$ % автоколебания не возбуждаются. При достижении этого значения в фазовой плоскости устойчивый и неустойчивый предельные циклы сливаются, образуя полуустойчивый цикл 3 — устойчивый снаружи и неустойчивый внутри (рис. 4, б).

Еще одним фактором, влияющим на возникновение автоколебаний, является сила сухого трения F_{tr} . Во время работы рулевого привода значения этого параметра могут изменяться. Его увеличение на 10 % при паспортном значении газонасыщения $\gamma = 0,5$ % приводит к устойчивой работе и невозможности возникновения автоколебаний.

Исследованы возможности подавления автоколебаний во время работы двигателя.

Так, автоколебания исчезают при уменьшении газонасыщенности рабочего тела до $\gamma \leq 0,45$ %, что соответствует пропаданию внешнего устойчивого предельного цикла 1 в фазовой плоскости (см. рисунок 4). Газонасыщенность рабочего тела может уменьшаться самопроизвольно в результате выноса газа из полостей силового цилиндра. Этот процесс сопровождается увеличением частоты автоколебаний с последующим их срывом (см. рисунок 3).

Другой способ срыва — смещение рабочей точки с устойчивого предельного цикла 1 к устойчивому фокусу (т. О). Этого можно добиться подачей на вход РП цифрового сигнала длительностью около 0,04 с и амплитудой 2 % от максимальной амплитуды сигнала при $\gamma = 0,5$ % и 5 % — при $\gamma = 1$ %.

В результате изучения влияния газонасыщения рабочей жидкости на устойчивость работы рулевого привода определены способы по предупреждению возникновения автоколебаний.

Литература

1. Нелинейная корреляция динамических характеристик рулевых приводов второй ступени ракеты-носителя “Энергия” / Байда С.И., Белецкий Д.С., Кудрявцев В.В. Шутенко В.И. // Изв. Акад. наук СССР. Техн. кибернетика. — 1990. — № 4. — С. 128 — 135.

Поступила в редакцию 3 червня 2002 г.