

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛОСТЕЙ ГИДРОСИСТЕМЫ НА ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ

И. А. НЕМИРОВСКИЙ, О. И. ВАСЕНКОВ, П. Я. КРАУИНЬШ, Э. Г. ФРАНК

(Представлена научным семинаром факультета автоматических систем)

Полости гидросистемы, заполненные рабочей жидкостью, находящейся под давлением, обладают упругими свойствами, которые влияют на динамику всей системы. Учет этих упругих свойств необходим при исследованиях переходных быстропротекающих процессов.

Следует отметить, что до недавнего времени считалось возможным принимать рабочие жидкости в гидросистемах несжимаемыми, а полости — абсолютно жесткими.

В настоящее время, как правило, учитываются как сжимаемость жидкости, так и упругость полостей, но при этом упругая характеристика полости, заполняемой жидкостью, считается постоянной величиной, не зависящей от параметров динамического процесса.

Исследования показали, что эти характеристики непостоянны [1; 2; 3].

В общем случае в состав какой-либо магистрали гидросистемы могут входить следующие упругие элементы:

1. Рабочая жидкость. Сжимаемость рабочей жидкости, характеризующая коэффициентом β , уменьшается с увеличением давления. При наличии в рабочей жидкости нерастворенного воздуха зависимость β от давления p весьма существенна и зависит от количества нерастворенного воздуха, показателя n политропического процесса, протекающего в газовых включениях, и характера массообмена между жидкой и газовой фазами во время динамического процесса.

2. Полости, образованные металлическими трубопроводами, камерами гидродвигателей и гидроаппаратуры имеют постоянную податливость $K(p)_м$, но величина их податливости, определяемая экспериментальным путем, как правило, больше расчетной величины $K(p)_м$. Это можно объяснить не учитываемыми при расчетах деформациями стыков, уплотнений, резьбовых соединений и т. д.

3. Гибкие шланги высокого давления обладают нелинейно зависящей от давления податливостью, которую можно оценить коэффициентом $K(p)_ш$, определяемым экспериментально статическим нагружением шланга давлением.

В динамике сложная кордо-резино-металлическая конструкция шланга проявляет специфические свойства:

а) в зависимости от скорости изменения объема полости шланга (изменения скорости деформации стенок шланга) изменяется величина податливости шланга.

В первом приближении это свойство шланга можно оценить величиной $\gamma \left[\frac{dW}{dt} \right]^x$, где W — объем шланга, γ и x — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Опыты авторов показали, что γ и x могут быть приняты постоянными в каждом конкретном интервале скоростей изменения давления $\frac{dp}{dt}$;

б) отдельные типоразмеры гибких шлангов имеют четко выраженные гистерезисные свойства.

Таким образом, магистраль гидросистемы, включая все перечисленные выше упругие элементы, может быть оценена суммарным коэффициентом податливости:

$$K(p)_\Sigma = \frac{1}{W_\Sigma} [\beta W_{\text{ж}} + K(p)_m W_m + K(p)_ш W_{\text{ш}}], \quad (1)$$

где W_Σ , W_m , $W_{\text{ш}}$ и $W_{\text{ж}}$ — объемы всей магистрали, полостей в металлических деталях, шлангах и объем жидкости, находящейся в магистрали, соответственно. Если необходимо учитывать полости в металлических деталях, различных по конфигурации и материалу корпуса, то

$$K(p)_m W_m = \sum K(p)_{m_i} W_{m_i}.$$

Коэффициент $K(p)_\Sigma$ позволяет учесть в динамике всю магистраль в виде члена

$$q_{\text{деф}} = K(p)_\Sigma W_\Sigma \frac{dp}{dt}. \quad (2)$$

Так как $K(p)_\Sigma$ зависит от параметров переходного процесса, т. е. величина непостоянная, то расчет динамики гидросистемы удобно вести приближенными графоаналитическими способами [2].

Рассмотрим некоторые вопросы, связанные с учетом зависимости пружинных свойств шланга от скорости деформации его полости, т. е. с учетом величины $\gamma \left[\frac{dW_{\text{ш}}}{dt} \right]^x$.

Представим приращение Δp давления в системе, как сумму

$$\Delta p = \Delta p_y + \Delta p_c,$$

где Δp_y и Δp_c — составляющие, зависящие от сил упругости гибкого шланга, т. е. пропорциональные $\frac{1}{K(p)_ш}$, и от сил, пропорциональных

$\left[\frac{dW}{dt} \right]^x$, соответственно.

Тогда

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dp_y}{dt} + \frac{dp_c}{dt}. \quad (3)$$

В свою очередь:

$$\frac{dp_y}{dt} = \frac{Q_{\text{ш}}}{W_0 K(p)_ш} \dots \quad (4)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \gamma \left[\frac{dQ_{\text{ш}}}{dt} \right]^x, \quad (5)$$

где $Q_{\text{ш}}$ — расход, вызванный изменением объема шланга.

Соотношения (3), (4) и (5) позволяют найти значения γ и κ из данных экспериментов. Для конечного интервала времени Δt имеем

$$\gamma = \left[\frac{\Delta t}{\Delta Q_{\text{ш}}} \right]^{\kappa} \left[\frac{\Delta p}{\Delta t} - \frac{Q_{\text{ш.ср}}}{W_0 K(p)} \right]. \quad (6)$$

По осциллограммам динамического процесса определяются

$$\Delta t = t_2 - t_1; \quad \Delta Q_{\text{шл}} = Q_{\text{шл}_2} - Q_{\text{шл}_1}; \quad Q_{\text{шл.ср}} = \frac{Q_{\text{ш}_1} + Q_{\text{ш}_2}}{2};$$

$$\Delta p \text{ и } K(p)_{\text{ш}} \text{ для } p + \frac{\Delta p}{2}.$$

Затем методом наименьших квадратов полученные результаты обрабатываются с учетом того, что $\gamma = \text{const}$, а $\kappa = \kappa \left(\frac{dp}{dt} \right)$.

Исследования, выполненные авторами, позволяют сделать вывод о том, что расчет переходных процессов в гидросистемах без учета упругодинамических характеристик всех упругих элементов системы приводит к значительным погрешностям (до 60 ÷ 70% по амплитуде давления и до 30 ÷ 40% по фазе давления).

В конкретных интервалах значений $\frac{dp}{dt}$ можно использовать средние постоянные значения γ и κ . Расчет динамики гидросистемы без учета зависимости упругих характеристик шланга от скорости деформации можно вести при $\frac{dp}{dt} < 100 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек}$. При $\frac{dp}{dt} > (100 \div \div 150) \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек}$ следует учитывать величину $\frac{dp_c}{dt} = \gamma \cdot \left[\frac{dQ_{\text{шл}}}{dt} \right]^{\kappa}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т. М. Башта. Самолетные гидравлические приводы. Машгиз, 1959.
2. И. А. Немировский. Графо-аналитический метод расчета гидроприводов. Изд-во «Машиностроение», 1968.
3. В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова. Упругие характеристики гидропривода. Изв. вузов, Машиностроение, № 7, 1966.