

ОСОБЕННОСТИ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРЕ В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

П. Я. КРАУИНЫШ

(Представлена объединенным семинаром кафедр
 горных машин и технологии машиностроения)

За последние годы в качестве привода в различных машинах, станках, машинах-автоматах широкое применение находят гидравлические исполнительные органы, обладающие общеизвестными преимуществами [1, 3, 6, 8, 9, 10]. Многие всесоюзные конференции, совещания по вопросам гидропривода и гидроавтоматики отмечают в своих решениях актуальность исследований динамических процессов в гидроприводах, разработки методик учета нелинейных процессов, происходящих в гидравлических устройствах. В ряде работ [1, 3, 6, 10] отмечается, что полученные статические нелинейные характеристики оказываются при исследовании динамики неверными. Появляется необходимость получения таких характеристик в динамических режимах.

В данной работе рассматривается элементарный гидропривод с учетом двух существенных нелинейностей: нелинейной податливости $k(p)$ соединительных гибких магистралей управления от давления p [1]; нелинейной зависимости сил сопротивления $F_{тр}$ от скорости исполнительного органа V , которая значительно отличается в динамическом режиме от статической характеристики.

Экспериментальная установка исследуемой нелинейной гидросистемы приведена на рис. 1. К полости с площадью F_2 подводится постоянное давление p_2 ; в полость с площадью F_1 подсоединен гибкий шланг, обладающий податливостью $k(p)$, и генератор расхода A , создающий синусоидальный расход $Q_0 \sin \omega t$. К штоку крепится груз массой m , имитирующий инерционную нагрузку. Уплотнения поршень—цилиндр, шток—цилиндр были выполнены по схеме (рис. 1—1). С помощью датчиков и другого необходимого приборного оборудования регистрировались следующие величины:

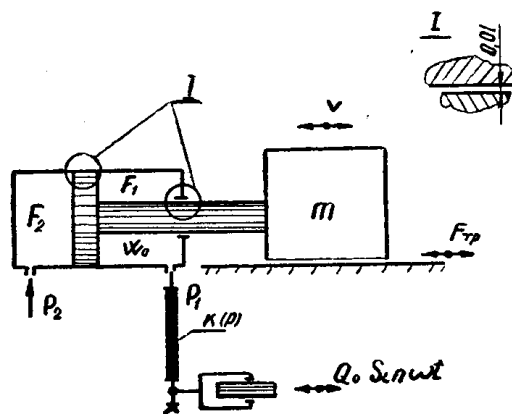


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для изучения динамических процессов

p_2 — давление в полости с площадью F_2 ;
 p_1 — давление в полости с площадью F_1 и объемом W_0 ;
 V — скорость исполнительного органа.

Генератор расхода (синусный механизм) позволял изменять в широких пределах амплитуду входного сигнала Q_0 и частоту ω . Типичная осциллограмма приведена на рис. 2а. Из осциллограммы видно, что кривая изменения скорости состоит из трех основных участков: I — участок торможения, II — участок остановки привода (застоя), III — участок разгона. Параметры исследуемого привода известны, следовательно, из уравнения баланса сил на исполнительном органе можно определить в любой момент времени силу сопротивления. Полученные результаты обработки осциллограммы приведены на рис. 2б (кривая 1), выполненные как численным методом, так и графо-аналитическим методом [1, 2].

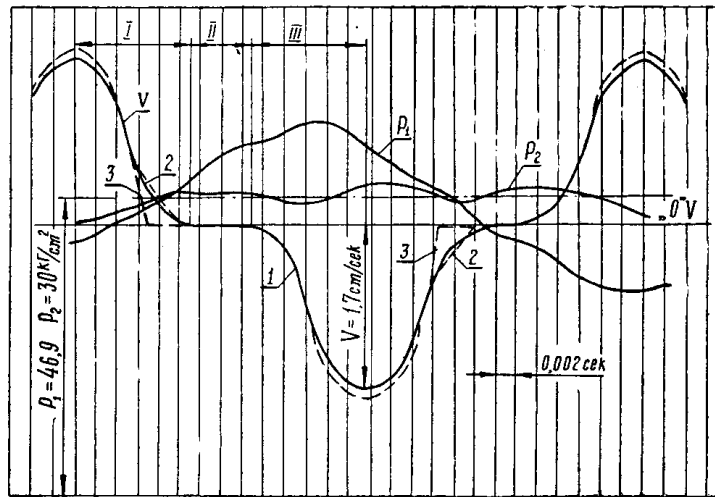


Рис. 2а. Расчетные и экспериментальные данные изменения скорости исполнительного органа

Графо-аналитический метод позволяет получать результаты эксперимента достаточно точно с минимальными расчетами, что является его достоинством. На рис. 2б представлена и статическая характеристика сил сопротивления в зависимости от скорости (кривая 2). Силы сопротивления в динамическом режиме работы существенно отличаются от их статической характеристики. Появление гистерезисной петли, очевидно, вызвано наличием в зазоре (рис. 1—1) несущей масляной пленки. В момент остановки (участок II — рис. 2а) происходит залипание поршня со штоком, вследствие этого в момент трогания имеется чистое «сухое» трение. Для рассматриваемого типа уплотнения не удалось получить при нарастании скорости значительных «падающих» участков сил сопротивления, приводимых [1, 4, 7, 8]. Полученная зависимость может быть аппроксимирована участками прямых, причем, как показали результаты обработки данных эксперимента, соотношение между коэффициентами k_1 и k_2 наклона динамической характеристики сил сопротивления примерно равно коэффициенту соотношения площадей соответственно F_1 и F_2 , следовательно, приведенную характеристику можно достаточно точно определить, зная только сопротивление трогания и амплитудное значение скорости V_a . Данная характеристика с использованием рекомендаций [3] может быть записана в следующем виде:

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} c & \text{при } \frac{dV}{dt} > 0, V > 0; \\ c - k_2(V_a - V) & \text{при } \frac{dV}{dt} < 0, 0 < V < V_a; \\ -c & \text{при } \frac{dV}{dt} > 0, V < 0; \\ -c + k_2 \left(\frac{F_1}{F_2} V_a - |V| \right) & \text{при } \frac{dV}{dt} < 0, -V_a < V < 0, \end{cases} \quad (1)$$

где c — сила трения трогания.

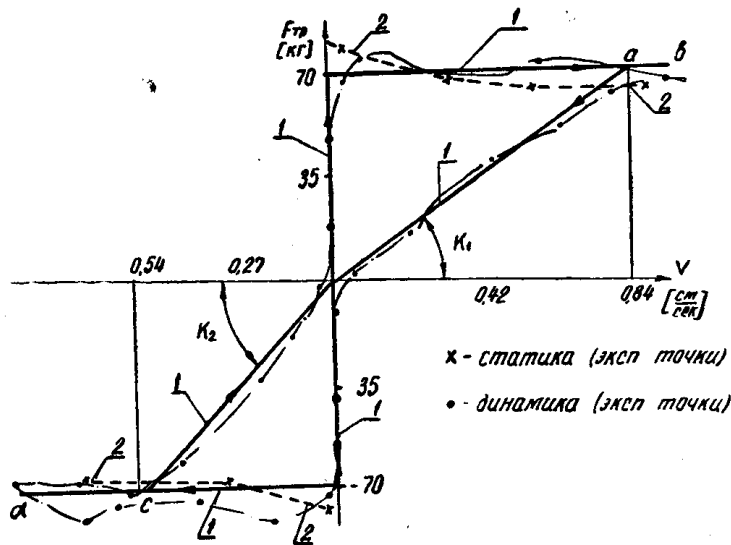


Рис. 26. Экспериментальные характеристики сил сопротивления

С целью проверки достоверности полученных результатов эксперимента по определению динамической характеристики сил сопротивления было проведено теоретическое исследование рассматриваемого привода. Рассматриваемая элементарная гидросистема с учетом нелинейной податливости магистрали управления $k(p)$, приведенной в [1], а также полученной нами для конкретной рассматриваемой системы, описывается следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dV}{dt} + F_{\text{тр}} &= p_2 F_2 - p_1 F_1; \\ k(p) W_0 \frac{dp_1}{dt} + V F_1 &= Q_0 \sin \omega t; \\ k(p) &= \left(\frac{90}{p_1} + 2 \right) \cdot 10^{-4} = F(p_1), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где все величины обозначены в тексте.

Уравнения (1) и (2) полностью описывают динамические процессы в рассматриваемой гидросистеме при следующих допущениях:

- амплитуда входного сигнала достаточно мала;
- частота входного сигнала ω меняется в области, в которой гид-

равлический удар не возникает, следовательно, инерционными напорами столба жидкости в магистралях можно пренебречь.

Исследование решений полученных уравнений можно производить либо методом многолистных фазовых портретов (метод точечного отображения) [3], либо графо-аналитическими методами [1, 2], либо моделированием на аналоговых машинах [1, 10]. Полученная система уравнений (1) и (2) решалась графо-аналитическим методом [1, 2] с учетом тех же параметров, начальных условий и входных сигналов, что и при экспериментальных исследованиях. Результаты расчетов представлены на рис. 2а (кривая 1 — экспериментальные данные скорости; кривая 2 — графо-аналитический расчет по уравнениям (1) и (2); кривая 3 — расчет по уравнению (2) и статической характеристике сил сопротивления; рис. 2б — кривая 2).

Данные аналитического расчета по уравнениям (1) и (2) хорошо совпадают с результатами эксперимента, что в некоторой степени объясняет расхождения, получаемые рядом исследователей [3, 4, 5, 7, 8] и другими. Данные расчета по уравнению (2) и кривой 2 (рис. 2б) вблизи к нулевой скорости существенно отличаются от экспериментальной кривой.

Это обстоятельство, видимо, необходимо учитывать при расчете точных систем гидроавтоматики; при этом учет сил сопротивления по уравнению (1) не вызывает дополнительных затруднений при решении нелинейных уравнений. Заметим, что силы сопротивления (1) достаточно стабильны в широком диапазоне частот входного сигнала ω . При частотах порядка $(220 \div 260) 1/\text{сек.}$ сила сопротивления приближается к линиям $d-c-o-a-b$ (рис. 2б), при этом зона II (рис. 2а) исчезает; в этом случае силу сопротивления можно учесть коэффициентом вязкого демпфирования [10], равным $\frac{k_1+k_2}{2}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. А. Немировский. Графо-аналитический метод расчета гидроприводов. Изд-во «Машиностроение», М., 1968.
2. А. В. Башарин. Расчет динамики и синтез нелинейных систем управления. Госэнергоиздат, М., 1960.
3. Р. А. Нелепин. Точные аналитические методы в теории нелинейных автоматических систем. Изд-во «Судостроение», Л., 1967.
4. Б. Л. Коробочкин, А. И. Левин. О влиянии «сухого» трения в направляющих на устойчивость гидравлических следящих систем копировальных станков. «Автоматика и телемеханика», Изд-во «Наука», том XXII, № 9, стр. 93—97, 1961.
5. И. З. Зайченко. Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. Машгиз, М., 1958.
6. В. А. Лещенко. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. Машгиз, М., 1962.
7. H. J. Laueг. Journal of Franklin Institute 255, № 6, p. 497511, 1953.
8. А. И. Левин. Исследование регулируемого электрогидравлического привода подачи для металлорежущих станков (диссертация). М., 1965.
9. Т. М. Башта. Гидравлические приводы летательных аппаратов. Изд-во «Машиностроение», М., 1967.
10. Э. Люис, Х. Стерн. Гидравлические системы управления (перевод с англ.). Изд-во «Мир», М., 1966.