

УДК 681.583.31+62-31-314.1

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ В ЗОЛОТНИКАХ ГИДРОУСИЛИТЕЛЕЙ

А. С. ШАГИНЯН⁺, В. В. БОЛОТСКИЙ

Излагается методика расчета гидродинамических сил, действующих на золотник гидроусилителя, по экспериментальным значениям его резонансных характеристик.

Ключевые слова: гидродинамические силы, золотник, гидроусилитель, резонансные характеристики.

Введение. Создание гидроусилителей золотникового типа для быстродействующих электрогидравлических следящих систем дроссельного регулирования сопряжено с необходимостью проведения большого комплекса аналитических и экспериментальных исследований. Наиболее важными из них являются исследования динамических характеристик гидроусилителей, построение их амплитудно- и фазочастотных характеристик, анализ устойчивости гидроусилителей. В свою очередь, динамика гидроусилителей золотникового типа связана с исследованием сил, действующих на золотник. Особое место среди них занимают гидродинамические силы (ГДС). Определению ГДС посвящен целый ряд работ, в которых проведена их теоретическая и экспериментальная оценка [1—5].

Природа ГДС, возникающих при протекании рабочей жидкости через сечения золотниковых окон, весьма сложна. ГДС оказывают большое влияние на работу гидроусилителя. При значительном расходе рабочей жидкости и при перепаде давления на кромках золотника влияние ГДС может быть сопоставлено с влиянием других сил, действующих на золотник, и может привести к нарушению устойчивости работы гидроусилителя.

Расчет и измерение параметров, характеризующих ГДС, представляют собой задачу большой трудности, поскольку ГДС зависят от многих факторов, в том числе от конструкции золотниковой пары, характеристик насоса, нагрузки, линий подвода и отвода рабочей жидкости и др. Основной недостаток способов определения характеристик ГДС, основанных на расчетах, состоит в том, что упрощение и идеализация, присущие расчетным формулам, невозможность учета всех влияющих факторов не позволяют с достаточной степенью точности определить реально действующие гидродинамические силы в конкретной конструкции гидроусилителя, работающего в конкретном режиме.

Аналогичные экспериментальные исследования ГДС выполнены в работе [2]. В ней исследуемый гидроусилитель золотникового типа подключают к напорной и сливной линиям. Золотник, жестко связанный с калиброванным измерителем силы, выполненным в виде круглой мембраны, смещается от среднего положения. Возникающая при этом ГДС компенсируется деформацией мембраны. Результаты измерения представляются в виде зависимости величины ГДС от величины смещения золотника.

К недостаткам данного способа экспериментальной оценки ГДС следует отнести значительные погрешности измерения силы, обусловленные большим разбросом значений, влиянием про-

Гомельский политехнический институт имени П. О. Сухого. Беларусь, 246000, Гомель, пр. Октября, 48.

⁺ Автор, с которым следует вести переписку.

цессов облитерации щелей, изменением сил трения покоя. Поскольку измерения осуществляются в статическом режиме, процесс уравнивания золотника в каждой точке измерения занимает значительное время (поток жидкости через малое сечение щели золотникового окна приходит к установившемуся состоянию через 10–15 мин). Кроме этого, на описанной установке эти силы суммируются с силами вязкого трения и ГДС определяются только в статике.

Результаты эксперимента и их обсуждение. В настоящих исследованиях ГДС определяются экспериментально по параметрам резонансной кривой амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) гидроусилителя.[5] Алгоритм исследований сводится к следующему: золотник исследуемого гидравлического золотникового каскада, соединенный с электромеханическим преобразователем, образует механическую систему, обладающую резонансом. Параметры резонансной характеристики этой системы, а именно, резонансная частота и добротность, однозначно определяются массой золотника, жесткостью центрирующей пружины электромеханического преобразователя, трением, а также ГДС, в общем случае характеризуемыми гидродинамической жесткостью и коэффициентом гидродинамического трения. Однозначность зависимости позволяет определить изменения величин, образующих резонансную систему по изменению параметров резонансной характеристики. Таким образом, если экспериментальным путем определить параметры резонансных характеристик рассматриваемой системы при рабочем давлении жидкости, а затем при нулевом давлении, т.е. когда течение жидкости отсутствует и ГДС не возникают, то по отличиям резонансных характеристик могут быть получены параметры, характеризующие ГДС.

Уравнение движения золотника для этих двух режимов будет иметь вид:

— при рабочем давлении жидкости на входе гидроусилителя

$$mx'' + (h_m + h_{гдс})x' + (C_m + C_{гдс})x = F , \quad (1)$$

— при нулевом давлении рабочей жидкости

$$mx'' + h_m x' + C_m x = F , \quad (2)$$

где x, x', x'' — перемещение, скорость и ускорение золотника; F — внешняя вынуждающая сила; m — масса золотника; C_m — жесткость центрирующих пружин электрогидравлического преобразователя; h_m — коэффициент вязкого трения золотниковой пары; $C_{гдс}$ — гидродинамическая жесткость; $h_{гдс}$ — коэффициент гидродинамического трения.

Комплексный коэффициент передачи определяется как отношение амплитуды перемещения золотника к амплитуде входного гармонического сигнала при рабочем и нулевом давлении соответственно выражениями [6]:

$$W_k(j\omega) = \frac{1}{(j\omega T_k)^2 + 2\zeta_k j\omega T_k + 1} , \quad (3)$$

где $k \equiv д, 0$ — индекс соответственно для рабочего и нулевого давления; $T_d = \frac{1}{\omega_d} = \sqrt{\frac{m}{C_m + C_{гдс}}}$,

$T_0 = \frac{1}{\omega_0} = \sqrt{\frac{m}{C_m}}$ — постоянные времени системы при рабочем и нулевом давлениях; ω_d, ω_0 — собственные частоты колебаний системы при рабочем и нулевом давлениях соответственно;

$\zeta_0 = \frac{(h_m + h_{гдс})}{2} \frac{1}{\sqrt{m(C_m + C_{гдс})}}$, $\zeta_0 = \frac{h_m}{2} \frac{1}{\sqrt{mC_m}}$ — коэффициенты демпфирования системы при рабочем и нулевом давлениях.

Максимальное значение модуля коэффициента передачи для тех же режимов соответственно равно

$$W_{pk} = \frac{W_{нк}}{2\zeta_k \sqrt{1 - \zeta_k^2}} \quad (4)$$

и достигается на резонансных частотах:

$$\omega_{pk} = \omega_k \sqrt{1 - 2\zeta_k^2}, \quad (5)$$

где $W_{нд}$ — модуль коэффициента передачи W_d при рабочем давлении на нулевой частоте $\omega_{нд}$; $W_{н0}$ — модуль коэффициента передачи W_0 при нулевом давлении на нулевой частоте $\omega_{н0}$.

При этом погрешность расчетов не будет превышать 1%, если нулевую частоту выбирать из условия $\omega_{нк} \leq 0,01\omega_k$.

Из формул (4), (5) и выражений для определения коэффициентов демпфирования ζ_0 и ζ_d могут быть получены формулы для определения жесткости и коэффициента вязкого трения: при рабочем давлении жидкости на входе гидроусилителя

$$C_M + C_{гдс} = m\omega_{рд}^2 \frac{W_{рд}/W_{нд}}{\sqrt{(W_{рд}/W_{нд})^2 - 1}}, \quad (6)$$

$$h_M + h_{гдс} = m\omega_{рд} \sqrt{2 \left[\frac{W_{рд}/W_{нд}}{\sqrt{(W_{рд}/W_{нд})^2 - 1}} - 1 \right]} \quad (7)$$

и при нулевом давлении:

$$C_M = m\omega_{рд}^2 \frac{W_{р0}/W_{н0}}{\sqrt{(W_{р0}/W_{н0})^2 - 1}}, \quad (8)$$

$$h_M = m\omega_{р0} \sqrt{2 \left[\frac{W_{р0}/W_{н0}}{\sqrt{(W_{р0}/W_{н0})^2 - 1}} - 1 \right]}. \quad (9)$$

$C_{гдс}$ и $h_{гдс}$ могут быть получены из формул (6)–(9). При этом в эксперименте модули коэффициентов передачи определялись по измеренным значениям амплитуд колебаний золотника X и тока I электромеханического преобразователя: $W = \frac{X}{KI}$, где $K = F_{эмп}/I$ — коэффициент преобразования электромеханического преобразователя; $F_{эмп}$ — тяговое усилие электромеханического преобразователя.

С учетом изложенного выражения для определения параметров характеризующих ГДС будут выглядеть следующим образом:

$$C_{гдс} = m\omega_{рд}^2 \frac{X_{рд}I_{нд}/X_{нд}I_{рд}}{\sqrt{(X_{рд}I_{нд}/X_{нд}I_{рд})^2 - 1}} - m\omega_{р0}^2 \frac{X_{р}I_{н}/X_{н}I_{р}}{\sqrt{(X_{р}I_{н}/X_{н}I_{р})^2 - 1}}, \quad (10)$$

$$h_{гдс} = m\omega_{рд} \sqrt{2 \left[\frac{X_{рд}I_{нд}/X_{нд}I_{рд}}{\sqrt{(X_{рд}I_{нд}/X_{нд}I_{рд})^2 - 1}} - 1 \right]} - m\omega_{р0} \sqrt{2 \left[\frac{X_{р}I_{н}/X_{н}I_{р}}{\sqrt{(X_{р}I_{н}/X_{н}I_{р})^2 - 1}} - 1 \right]}, \quad (11)$$

где $x_{рд}$, $x_{нд}$, $x_{р}$, $x_{н}$ — амплитуды колебаний золотника, измеренные на резонансной и нулевой частотах, при рабочем и нулевом давлении соответственно; $I_{рд}$, $I_{нд}$, $I_{р}$, $I_{н}$ — амплитуды тока входного сигнала электромеханического преобразователя, измеренные на резонансной и нулевой частотах при рабочем и нулевом давлении соответственно.

Из выражений (10), (11) следует, что в выполненных исследованиях удалось в чистом виде выделить параметры характеризующие ГДС, т. е. только тех сил, которые вызваны протекающей рабочей жидкостью через золотниковый каскад гидроусилителя.

Установка по определению ГДС, которая использовалась в настоящей работе (рисунок), включает в себя электрогидравлический усилитель, состоящий из корпуса 14, золотника 1, жестко связанного с подвижным якорем 2 электромеханического преобразователя 5, генератор гармонического сигнала 6, приборы 9 и 7 для измерения перемещения золотника X и входного сигнала I ,

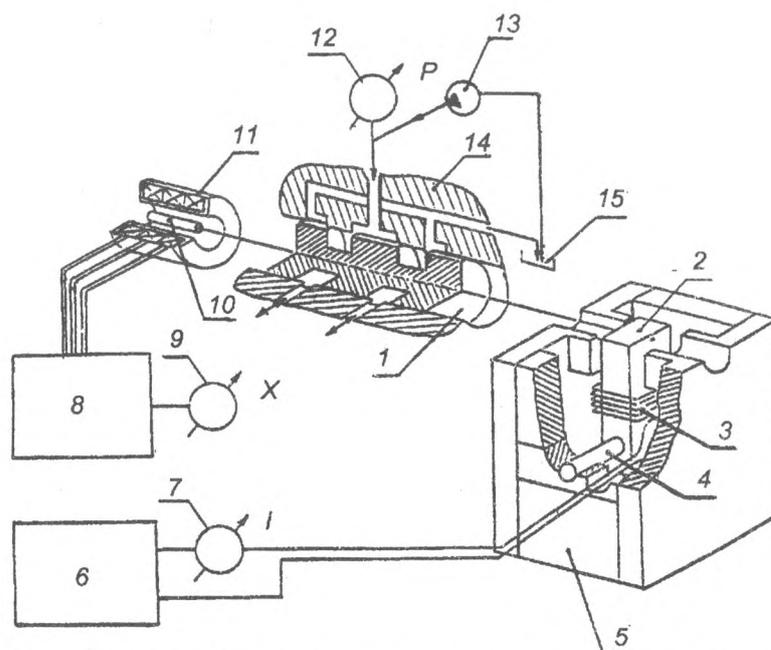


Схема установки для определения ГДС, приложенных к золотнику гидроусилителя (обозначения в тексте)

датчик перемещения 11, усилитель 8, привод гидропитания 13, гидробак 15, манометр 12, измеряющий давление на входе в гидроусилитель. Работа проводилась в следующем порядке: после запуска насоса привода гидропитания и установления на манометре 12 некоторого рабочего давления включается генератор гармонического питания 6. Электрический сигнал поступает от генератора 6 на обмотку 3 электромеханического преобразователя, якорь 2 которого центрируется пружинами—торсионами 4 и контролируется прибором—измерителем 7 амплитудного значения силы тока I . Амплитуда колебаний золотника 1 контролируется датчиком перемещения 11 индуктивного типа, сердечник 10 которого жестко связан с золотником 1. Электрический сигнал, пропорциональный перемещению золотника, вырабатываемый датчиком перемещения 11, преобразуется усилителем 8 и поступает на измерительный прибор 9, регистрирующий амплитуду перемещения золотника.

Для определения параметров, характеризующих ГДС по методике выполненных исследований, как указывалось выше, по манометру 12 устанавливают рабочее давление жидкости и, перестраивая генератор 6, определяют частоту резонанса $\omega_{рд}$ по максимальным показаниям прибора 9. На резонансной частоте с помощью приборов 9 и 7 измеряют $X_{рд}$ и $I_{рд}$. После этого перестраивается генератор 6 на нулевую частоту и измеряются значения $X_{нд}$ и $I_{нд}$. Понижая давление рабочей жидкости на входе гидроусилителя до нуля и повторяя описанные выше операции, определяют значения $\omega_{р0}$, I_p , X_p , I_n , X_n .

Подставляя результаты измерений в формулы (10) и (11) вычисляем искомые параметры ГДС $C_{гдс}$ и $h_{гдс}$ (таблица).

При нулевом давлении жидкости на входе гидроусилителя имеем: $\omega_{рд} = 684,653$ Гц; $X_p/I_p = 8,28 \cdot 10^{-4}$ м/А; $\omega_{н0} = 6,87$ Гц; $X_n/I_n = 10^{-4}$ м/А.

Результаты проведенных исследований по определению ГДС достаточно хорошо согласуются с их оценкой по формулам, приведенным в работах [1, 3].

Исследования проводились в НПО "Сейсмотехника" и лаборатории кафедры "Гидропневмоавтоматика" Гомельского политехнического института им. П. О. Сухого и используются при проведении опытно-конструкторских работ по проектированию гидроусилителей золотникового типа.

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Экспериментальные данные и результаты расчетов при рабочем давлении жидкости на входе гидроусилителя.

$\omega_{рд}$, Гц	$X_{рд}/I_{рд}$, м/А	$\omega_{нд}$, Гц	$C_{гдс}$, Н/м	$h_{гдс}$, Н·с/м
$p = 20$ мПа				
1365	0,001926	13,7	100407	0,88
1341	0,001878	13,4	95843	0,84
1283	0,001765	12,85	84890	0,744
1374	0,001945	13,75	102233	0,896
1360	0,001916	13,62	99495	0,872
1303	0,001802	13,05	88542	0,776
$p = 10$ мПа				
1080	0,001404	10,81	50204	0,44
1065	0,001380	10,67	47922	0,42
1029	0,001322	10,30	42445	0,372
1086	0,001414	10,87	51117	0,448
1077	0,001399	10,78	49748	0,436
1041	0,001341	10,43	44271	0,388

Примечание. $X_{нд}/I_{нд} = 10^{-4}$ м/А.

Выводы. В статье предложен и разработан принципиально новый метод определения гидродинамических сил золотников гидроусилителей. К основным достоинствам предложенного метода относится то, что параметры, характеризующие гидродинамические силы (коэффициент гидродинамического трения $h_{гдс}$ и гидродинамическая жесткость $C_{гдс}$), оцениваются в динамическом режиме, что исключает влияние сил трения покоя и облитерационных усилий и обеспечивает получение более стабильных величин упомянутых параметров.

Обозначения

x, x', x'' — перемещение, скорость и ускорение золотника; F — внешняя вынуждающая сила; m — масса золотника; C_m — жесткость центрирующих пружин электрогидравлического преобразователя; h_m — коэффициент вязкого трения золотниковой пары; $C_{гдс}$ — гидродинамическая жесткость; $h_{гдс}$ — коэффициент гидродинамического трения; W_d, W_0 — комплексные коэффициенты передачи при рабочем и нулевом давлениях; T_d, T_0 — постоянные времени системы при рабочем и нулевом давлениях; ω_d, ω_0 — собственные частоты колебаний системы при рабочем и нулевом давлениях соответственно; ζ_d, ζ_0 — коэффициенты демпфирования системы при рабочем и нулевом давлениях; $W_{рд}, W_{р0}$ — максимальные значения модулей коэффициентов передачи при рабочем и нулевом давлениях; $W_{нд}$ — значение модуля коэффициента передачи W_d при рабочем давлении на нулевой частоте $\omega_{нд}$; $W_{н0}$ — значение модуля коэффициента передачи W_0 при нулевом давлении на нулевой частоте $\omega_{н0}$; X — амплитуда перемещений золотника; I — амплитуда колебаний тока электромеханического преобразователя; K — коэффициент преобразования электромеханического преобразователя; $F_{эмп}$ — тяговое усилие электромеханического преобразователя; $X_{рд}, X_{нд}, X_p, X_n$ — амплитуды перемещений золотника, измеренные на резонансной и нулевой частотах, при рабочем и нулевом давлениях соответственно; $I_{рд}, I_{нд}, I_p, I_n$ — амплитуды тока входного сигнала электромеханического преобразователя, измеренные на резонансной и нулевой частотах при рабочем и нулевом давлениях соответственно; p — подведенное давление.

Литература

1. Lee S. I., Blackburn J. F. Steady-state axial forces on control-valve pistons // Trans. ASME, 74 (1952), № 6, 37—39
2. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. Москва: Машиностроение (1964)
3. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод. Москва: Наука, (1966)
4. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. Москва: Машиностроение (1975)

5. **Способ** определения характеристик осевых гидродинамических сил гидроусилителей: а. с. 926387, СССР, МКИ F 15 В 19/00. Бюлл. изобр. (1982), № 17 / А. С. Шагинян, А. Г. Асан-Джалалов, В. В. Циммерман
6. **Теория** автоматического управления // Под ред. А. В. Нетушила. Москва: Высшая школа (1975)

Поступила в редакцию 10.11.97.

Shaginian A. S., Bolotsky V. V. **Determination of friction coefficient and stiffness in control valves of hydraulic boosters at hydrodynamic lubrication.**

A technique is advanced to calculate hydrodynamic forces acting on the control valve of hydraulic booster. The technique is based on measured values of resonance characteristics of the valve.

© А. С. Шагинян, В. В. Болотский, 1998