

О ДАВЛЕНИИ НА ВХОДЕ ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРОМ

И. А. НЕМИРОВСКИЙ

(Представлено кафедрой технологии машиностроения)

Схема рассматриваемой системы, которая широко применяется для автоматизации металлорежущих станков, изображена на рис. 1.

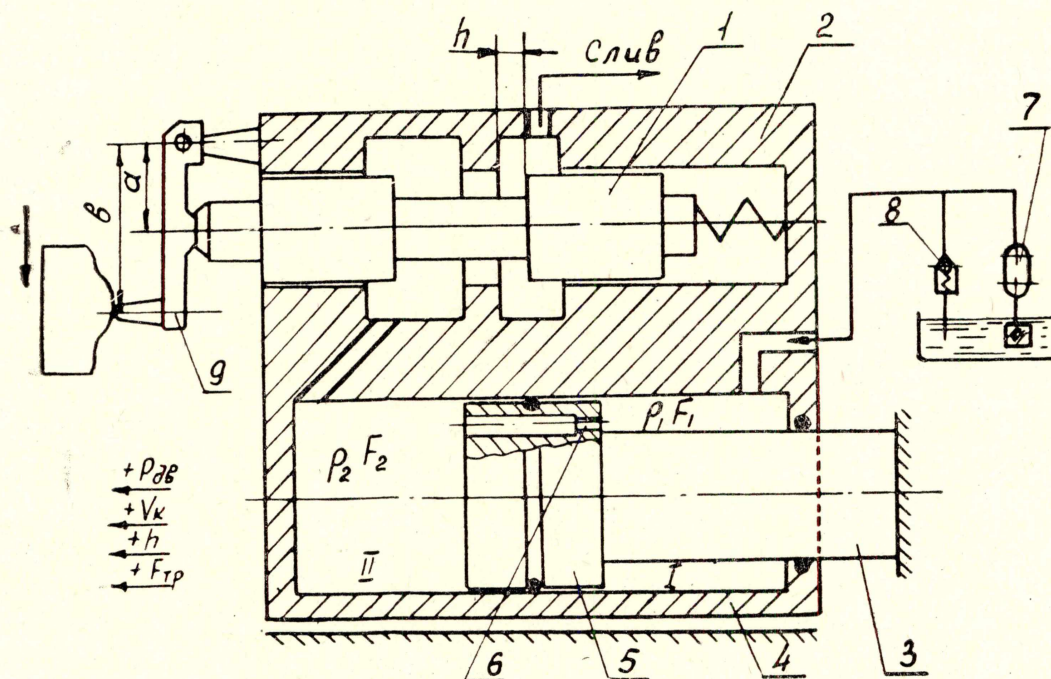


Рис. 1. Схема гидрокопировальной системы с дифференциальным цилиндром и однокромочным золотником: 1 — следящий золотник, 2 — корпус золотника, 3 — шток, 4 — цилиндр, 5 — поршень, 6 — дроссель, 7 — насос, 8 — предохранительно-переливной клапан, 9 — рычаг копирующего щупа.

Насос, питающий систему рабочей жидкостью, развивает на входе в систему давление p . При этом система потребляет расход Q_c .

При аналитических исследованиях таких систем принимают, что давление на входе в систему $p = \text{const}$ [1, 2 и др.], т. е. что часть расхода

Q_n , развиваемого насосом, сливается через переливной клапан. Характеристики системы, полученные при таком допущении, не позволяют анализировать процесс копирования в режимах, протекающих при закрытом переливном клапане. Поэтому представляет интерес оценка величины интервала режимов копирования, при которых давление на входе в систему переменное, и зависимость величины этого интервала от развиваемых системой скорости копировального движения V , номинальной производительности насоса $Q_{ном}$ и настройки переливного клапана p_k .

Если пренебречь утечками в гидроцилиндре, сопротивлением трубопроводов и каналов копировального устройства, то при установившейся температуре жидкости в системе и острых рабочих кромках золотника для рассматриваемой системы можно записать следующие соотношения [6]:

$$\frac{h}{h_0} = \frac{\frac{Q_c}{Q_0} - \frac{VF_2(1-k)}{Q_0}}{\sqrt{\frac{P_{дв}}{p_0 F_2 k} \cdot \frac{1}{1-k} + \left[\frac{Q_c}{Q_0} + \frac{VF_2 k}{Q_0} \right]^2}}; \quad (1)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left[\frac{VF_2 k}{Q_0} + \frac{Q_c}{Q_0} \right]^2 + \frac{P_{дв}}{p_0 F_2 k} \frac{1}{1-k}, \quad (2)$$

где h — открытие золотника (рис. 1);
 F_2 — рабочая площадь поршня в полости II;

k — соотношение рабочих площадей поршня, $k = \frac{F_1}{F_2}$;

h_0, p_0, Q_0 — соответственно открытие золотника, давление на входе и расход, потребляемый системой при $V = 0$ и $P_{дв} = 0$.

Обозначая

$$\frac{P_{дв}}{p_0 F_2 k} \frac{1}{1-k} = r, \quad \frac{VF_2 k}{Q_0} = s,$$

$$\frac{h}{h_0} = j, \quad \frac{Q_c}{Q_0} = q, \quad \frac{p}{p_0} = n,$$

записываем уравнения (1) и (2) в виде

$$j = \frac{q - s \frac{1-k}{k}}{\sqrt{r + (q+s)^2}}, \quad (1-a)$$

$$n = [s + q]^2 + r. \quad (2-a)$$

На рис. 2 изображены характеристические кривые системы, построенные по уравнениям (1-a) и (2-a) для $k = 0,5$. Там же нанесена характеристика насосной станции MN_1Z_1 . Участок MN_1 соответствует закрытому переливному клапану. Зависимость расхода насоса Q_n от давления p для большинства насосов линейная [3].

Наклон линии MN_1 определяется коэффициентом утечек в насосе и закрытом переливном клапане. Участок N_1Z_1 соответствует режимам копирования с открытым переливным клапаном при допущении, что давление, поддерживаемое клапаном, примерно постоянное. Рабочие точки системы определяются пересечением характеристических кривых системы с характеристикой насосной станции.

Рассмотрев рис. 2, можно сделать следующие выводы:

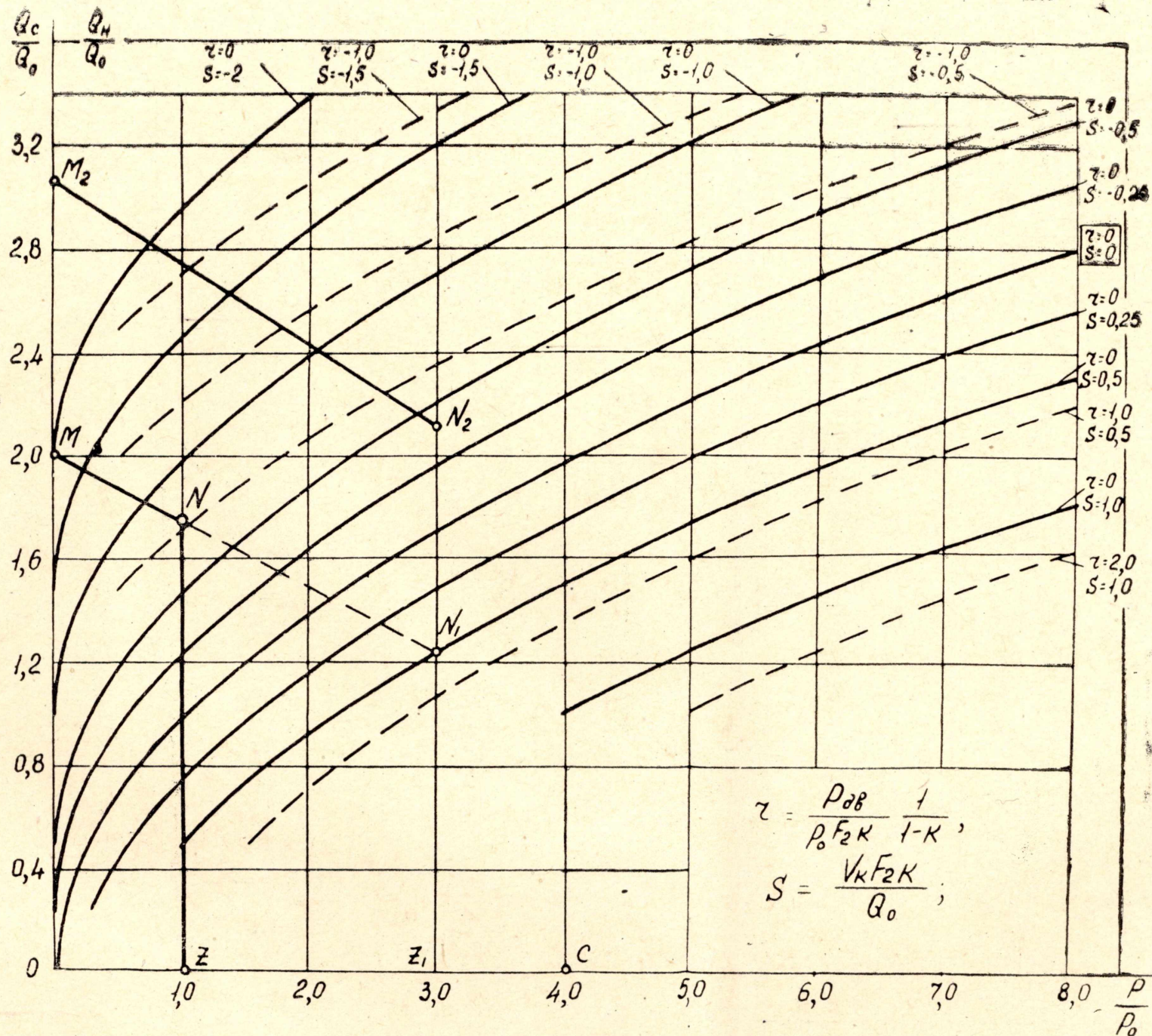


Рис. 2. Характеристические кривые гидрокопировальной системы с дифференциальным цилиндром и однокрючковым золотником и характеристика насосной станции.

1. У рассматриваемой гидрокopировальной системы всегда имеется часть режимов работы, соответствующих участку MN_1 , т. е. протекающих при переменном давлении.

2. В зависимости от конкретных параметров гидрокopировальной системы, производительности насоса и настройки предохранительного клапана можно получить ту или иную величину линейного участка статической характеристики системы (т. е. участка, соответствующего $\frac{P}{P_0} = \text{const}$).

Сравнивая MNZ и MN_1Z_1 , видим, что чем выше давление настройки предохранительного клапана (при прочих неизменных факторах), тем большая часть режимов протекает при переменном давлении.

3. Сравнивая работу системы с насосной станцией, имеющей характеристику MN_1Z_1 , и станцией с характеристикой $M_2N_2Z_1$, видим, что чем больше производительность насоса (при прочих неизменных факторах), тем большая часть режимов копирования протекает при открытом клапане, т. е. при $p = \text{const}$, но при любой производительности насоса существуют режимы копирования, протекающие при переменном давлении на входе в систему.

4. При анализе динамических свойств системы, кроме таких нелинейностей статической характеристики, как зона нечувствительности, насыщение и др., необходимо учитывать излом характеристики, вызванный переходом от режимов, протекающих при $p = \text{const}$, к режимам, соответствующим участку характеристики MN_1 .

Для того, чтобы оценить, какая часть режимов копирования системы соответствует переменному давлению на входе, введем коэффициент ε

$$\varepsilon = \frac{|s'_{\max}| + s_{\text{и}}}{|s'_{\max}| + |s''_{\max}|}, \quad (3)$$

где

$$s'_{\max} = \frac{V'_{\max} F_2 k}{Q_0},$$

V'_{\max} — максимальное значение скорости копирования, развиваемое системой в отрицательном направлении (рис. 1) при $P_{\text{дв}} = 0$;

$$s_{\text{и}} = \frac{V_{\text{и}} F_2 k}{Q_0};$$

$V_{\text{и}}$ — скорость копирования, соответствующая точке излома характеристики насосной станции (точка N на рис. 2) при $P_{\text{дв}} = 0$;

$$s''_{\max} = \frac{V''_{\max} F_2 k}{Q_0};$$

V''_{\max} — максимальная скорость копирования, развиваемая системой в положительном направлении (рис. 1) при $P_{\text{дв}} = 0$.

Значение s'_{\max} можно определить из формулы (1-а), полагая, что $r = 0$ и $j \rightarrow \infty$.

Тогда $s'_{\max} = -q'$; учитывая, что при $r = 0$ и $j = \infty$ величина n также близка к нулю, определяем $q' = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_0} \frac{1}{\eta}$,

где $Q_{\text{ном}}$ — расход, развиваемый насосом при максимальном рабочем давлении p_{max} , допускаемом для данного насоса;
 η — объемный к. п. д. насоса при p_{max} .

Окончательное выражение для s'_{\max}

$$s'_{\max} = - \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_0} \frac{1}{\eta} \quad (4)$$

Выражение для $s_{\text{и}}$ получаем из формулы (2-а), полагая, что $r = 0$, а $n = n_{\text{и}} = \frac{p_k}{p_0}$,

$$s_{\text{и}} = \sqrt{n_{\text{и}}} - q_{\text{и}} \quad (5)$$

Для того, чтобы определить $q_{\text{и}}$, соответствующее точке излома характеристики насосной станции, воспользуемся зависимостью развиваемого насосом безразмерного расхода $\frac{Q_{\text{и}}}{Q_0}$ от безразмерного же да-

вления $\frac{p}{p_0}$ [6]

$$\frac{Q_{\text{и}}}{Q_0} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_0} \left[\frac{1}{\eta} - \frac{p}{p_0} \frac{p_0}{p_{\max}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

Принимая в формуле (6), что $\frac{p}{p_0} = n_{\text{и}}$, получаем из (5) и (6)

$$s_{\text{и}} = \sqrt{n_{\text{и}}} - \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_0} \left[\frac{1}{\eta} - n_{\text{и}} \frac{p_0}{p_{\max}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] \quad (7)$$

Для того, чтобы определить s''_{\max} в формуле (2-а), полагаем, что $r = 0$; $n = n_{\text{и}}$; $s = q$ [6].

Тогда

$$s''_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{n_{\text{и}}} \quad (8)$$

Из уравнений (3), (4), (7) и (8) следует

$$\varepsilon = \frac{1 + \sqrt{n_{\text{и}}} \frac{p_0}{p_{\max}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)}{0,5 + \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_0} \frac{1}{\eta} \frac{1}{\sqrt{n_{\text{и}}}}} \quad (9)$$

Если пренебречь утечками в насосе, то $\eta = 1$ и

$$\varepsilon = \frac{1}{0,5 + \frac{Q_{\text{НОМ}}}{Q_0} \frac{1}{\sqrt{n_{\text{и}}}}} \quad (9-a)$$

Обозначим

$$q_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{Q_{\text{НОМ}}} \quad \text{и} \quad \psi = \frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{f''_{\text{др}}}{f_{\text{др}}} \sqrt{\frac{p'_0}{p_0}},$$

где $f_{\text{др}}$ — площадь сечения дроссельного отверстия б (рис. 1).

Тогда уравнение (9-а) можно записать в виде

$$\varepsilon = \frac{1}{0,5 + \frac{q_{\text{и}}}{\psi} \cdot \frac{1}{\sqrt{n_{\text{и}}}}} \quad (10)$$

Принимая $n_{\text{и}} = 1$; $\frac{p'_0}{p_0} = 1$, строим зависимость ε от $q_{\text{и}}$ для различ-

ных ψ , т. е. для различных $\frac{f'_{др}}{f_{др}}$. Как видно из рис. 3, область режима копирования, при котором давление на входе в следящую гидросистему переменное, сокращается с увеличением q_H и уменьшением $f_{др}$. Вместе с тем эта область достаточно велика.

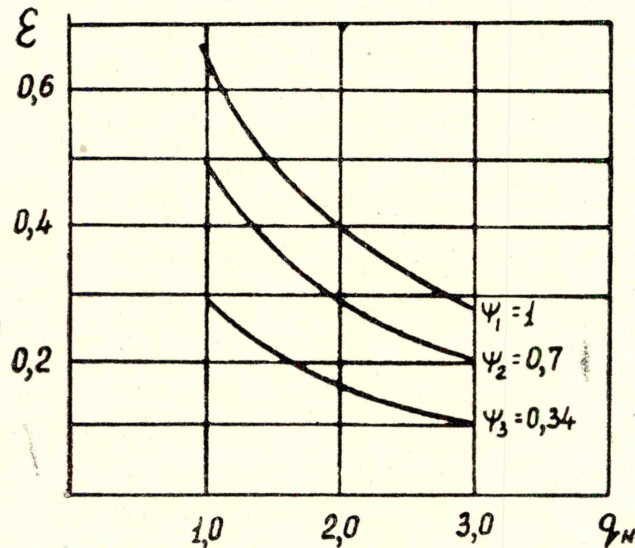


Рис. 3. Зависимость величины интервала режимов копирования с переменным давлением на входе в систему ξ от относительного расхода насоса q_H и рабочей площади дроссельного отверстия $f_{др}$.

Поэтому расчет статических характеристик гидросистемы необходимо вести для всех режимов, не исключая режимы с переменным давлением на входе в систему.

Методика таких расчетов для поршневых гидродвигателей разработана Л. С. Броном и Е. А. Цухановой [4], а для следящих гидросистем освещена в работах автора [5, 6].

ЛИТЕРАТУРА

1. Коробочкин Б. Л. Гидравлические следящие системы копировальных станков и основы их проектирования. Сборник «Автоматизация в машиностроении», Машгиз, 1957.
2. Хохлов В. А. Скоростные характеристики гидравлических исполнительных механизмов с золотниковым управлением, «Автоматика и телемеханика», т. 16, № 5, 1955.
3. Ермаков В. В. Основы расчета гидропривода. Машгиз, 1951.
4. Брон Л. С., Цуханова Е. А. Исследование гидравлического привода транспортных устройств автоматических линий. Новое в пневмо-гидравлической автоматике. Под ред. докт. техн. наук М. А. Айзермана, АН СССР, 1962.
5. Немировский И. А. Расчет статической характеристики однокоординатной гидрокопировальной системы при переменном давлении на входе. Известия высших учебных заведений, Машиностроение, № 8, 1962.
6. Немировский И. А. Графоаналитический метод расчета точности однокоординатных гидрокопировальных систем для автоматизации токарных станков. ЦИТЭИН, № М-62-15/3, Москва, 1962.