ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА им. С. М. КИРОВА

Том 209 1976

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Ю. Я. КОМИСАРЕНКО, П. Я. КРАУИНЬШ

(Представлена научным семинаром кафедры горных машин и рудничного транспорта)

Гидравлический привод в станках находит все большее применение, широкое распространение получает, например, привод главного движения в дроссельным регулированием скорости, упрощенная схема которого представлена на рис. 1.

Практика эксплуатации таких систем показывает, что в ряде случаев системы оказываются неработоспособными из-за интенсивных автоколебаний. Исследования, проведенные И. З. Зайченко [1] по изучению автоколебаний в гидропередачах станков, показали, что необходимыми условиями для возникновения колебаний являются падающая характеристика сил сопротивления от скорости и упругость гидравлических связей.

Так как крутизна характеристики нагрузки $\dfrac{\partial R}{\partial V}$ может меняться в реальных условиях, то при проектировании привода возникает задача — выбрать параметры привода (т. е. площади F и F_1 цилиндра, величину противодавления p_1 и т. д.) так, чтобы система обладала максимально возможным в данных условиях запасом устойчивости.

Для решения этой задачи обратимся к линейной математической модели системы с дросселем на выходе. При выборе уравнений будем считать давление p на входе постоянным, волновыми процессами пренебрежем, ограничимся рассмотрением тех переходных процессов, при которых скорость поршня V и противодавление p_1 остаются положительными.

С учетом принятых допущений получим систему уравнений, описывающих переходный процесс, вызванный изменением нагрузки $R(t;\ V)$:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\Delta V}{dt} &= \frac{\alpha}{m}\Delta V - \frac{F_1}{m}\Delta p_1 - \frac{1}{m}\Delta R_н \\ \frac{d\Delta p_1}{dt} &= \frac{F}{W\kappa(p)}\Delta V - \frac{1}{W\kappa(p)}\Delta Q_{др} \\ \Delta Q_{др} &= \varphi_{др}\Delta p_1 \end{aligned}\right\}\ldots \tag{1}$$

здесь $\Delta V \equiv V(t) - V_0;\ \Delta p_1 \equiv p_1(t) - p_{10};\ \Delta R_н \equiv R_н(t) - R_{но};$

$$\Delta Q_{др} \equiv Q_{др}(t) - Q_{дро};$$

где

V и p_1 — скорость движения поршня и перепад давления на дросселе соответственно;

$Q_{др}$ — расход через дроссель;

m — масса подвижных частей;

F_1 — рабочая площадь поршня со стороны противодавления;

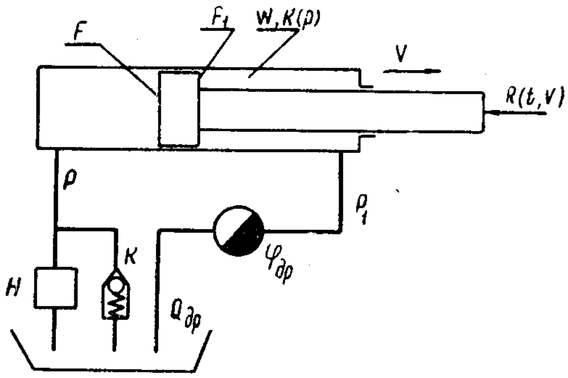

Рис. 1. Схема гидропривода с дроссельным регулированием скорости

W; $\kappa(p)$ — объем и коэффициент податливости полостей, находящихся под давлением p_1 соответственно;

$R_н$ — внешняя нагрузка, $\alpha = -\dfrac{\partial R_н}{\partial V}$ — крутизна характеристики нагрузки;

$\varphi_{др} = \dfrac{\partial Q_{др}}{\partial p_1}$ — податливость дросселя.

Если переменные системы (1) выразить в безразмерных координатах и решить систему относительно скорости V, то получим уравнение:

$$\frac{d^2 v}{dt^2} + \frac{1}{T_p}\left(1 - \frac{T_p}{T_V}\eta_V\right)\frac{dv}{dt} + \frac{1}{T_p T_V}(1 - \eta_V)\, v = -\frac{1}{T_V}\frac{dR}{dt} - \frac{1}{T_V T_p}R \ldots \quad (2)$$

здесь

$$v = \frac{\Delta V}{V_0}; \quad R = \frac{\Delta R_н}{R_{но}}; \quad R_{но} = p_{1y} F_1 \eta_V = \frac{\alpha\varphi_{др}}{F_1^2}; \quad p_{1y} = V_0 F_1 \frac{1}{\varphi_{др}};$$

$$T_V = \frac{m\,\varphi_{др}}{F_1^2}; \quad T_p = \frac{W\kappa(p)}{\varphi_{др}}.$$

Таким образом, мы имеем динамическую систему второго порядка, для ее устойчивости необходимо и достаточно положительности всех коэффициентов, т. е.

$$\eta_V \leqslant 1; \quad \frac{T_p}{T_V}\eta_V < 1.$$

Если воспользоваться диаграммой в координатах $A = \dfrac{\alpha\varphi_{др}}{F_1^2}$; $B = \dfrac{\alpha W\kappa(p)}{\varphi_{др}\, m_{др}}$ (рис. 2), то областью устойчивости будет квадрат, ограниченный осями координат и прямыми $A=1$; $B=1$. На этой диаграмме можно найти область апериодической устойчивости, которой соответствует наличие действительных корней уравнения (2); для этого должно быть соблюдено условие:

$$\frac{1}{4}\left[\frac{1}{T_p}\left(1-\frac{T_p}{T_V}\eta_V\right)\right]^2-\frac{1}{T_p T_V}(1-\eta_V)>0\ldots \qquad (3)$$

Граница апериодической устойчивости определится, если левую часть (3) приравнять нулю. Сделав необходимые преобразования, получим уравнение границы апериодической устойчивости: $A=\frac{4\,B}{(B+1)^2}$. Эта граница (линия G на рис. 2) разбивает область устойчивости на две: I — область апериодической устойчивости; II — область колебательной устойчивости.

Если задаться определенными параметрами системы, то этой системе будет соответствовать определенная точка на диаграмме $A-B$,

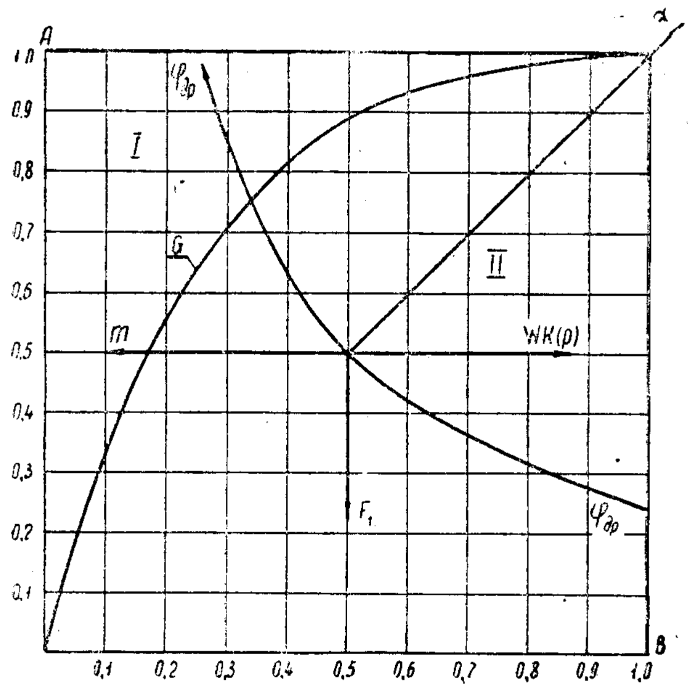

Рис. 2. Диаграмма устойчивости системы: I — область апериодической устойчивости; II—область колебательной устойчивости; G — граница апериодической устойчивости

назовем эту точку изображающей*). При изменении какого-либо параметра системы изображающая точка опишет траекторию, показывающую влияние этого параметра на устойчивость системы.

Так, из рис. 2, где нанесены такие траектории, видно, что увеличение массы m, площади F_1 цилиндра увеличивают устойчивость, а увеличение податливости системы $W\kappa(p)$ и увеличение крутизны α характеристики нагрузки уменьшают устойчивость. Здесь же видно, что система может быть неустойчива как при слишком малом значении податливости дросселя $\varphi_{\text{др}}$, так и при слишком большом ее значе-

*) Не путать с понятием «изображающая точка», применяемым при построении фазового портрета системы.

нии. Физически это можно объяснить тем, что максимальная способность дросселя рассеивать энергию имеет место при определенном значении податливости.

Считая параметры m, F_1, $W\kappa(p)$ заданными, максимально возможной устойчивости можно добиться, варьируя податливостью дросселя $\varphi_{\text{др}}$ так, чтобы изображающая точка была равно удалена от обеих границ области устойчивости.

Математически это выражается равенством $A=B$, т. е. $\eta_v=\eta_v \dfrac{T_p}{T_v}$ или $T_p=T_v$, откуда находим оптимальное значение податливости дросселя:

$$\varphi^*_{\text{др}} = F_1 \sqrt{\frac{W\kappa(p)}{m}}. \quad \ldots \tag{4}$$

При отклонении действительного значения податливости от оптимального $\varphi^*_{\text{др}}$ система будет приближаться к границе устойчивости. Если под запасом устойчивости понимать отношение $\beta=\dfrac{\alpha_{\max}}{\alpha_0}$; где α_0 — номинальное значение крутизны характеристики нагрузки, а $\alpha_{\max}$ — ее значение, при котором система теряет устойчивость, то зависимость запаса устойчивости от податливости дросселя $\varphi_{\text{др}}$ может быть представлена графиком, изображенным на рис. 3. На этом же рисунке

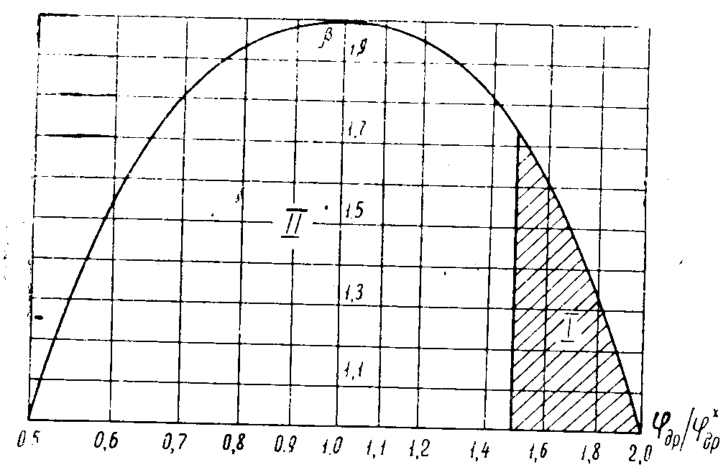

Рис. 3. Зависимость запаса устойчивости системы от податливости дросселя. График построен применительно к следующим параметрам: $m=4$ кг сек/см^2 [illegible] $F_1=71$ см^2; $P=75$ кг/см; $P_{10}=85$ кг/см^2; $V_0=60$ см/сек; $R_0=7100$ см; $W\kappa(p)=2$ см^5/кг; $\alpha=5$ кг сек/см; $\varphi^*_{\partial p}=50$ см/сек кг

видно, что область апериодической устойчивости соответствует примерно 1/4 диапазона допустимого изменения податливости дросселя; запас устойчивости в этой области также значительно ниже оптимального.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. З. Зайченко. Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. Машгиз, М., 1958.
2. В. Н. Прокофьев. Расчет вынужденных колебаний гидропривода. «Вестник машиностроения», № 12, 1967.